

KIT SCIENTIFIC REPORTS 7674

Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb

Christian Vetter

Christian Vetter

**Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines
überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb**

Karlsruhe Institute of Technology
KIT SCIENTIFIC REPORTS 7674

Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb

von
Christian Vetter

Report-Nr. KIT-SR 7674

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
Fakultät für Maschinenbau, 2014
Referenten: Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg, Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark of Karlsruhe
Institute of Technology. Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover – is licensed under the
Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License*

(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>



*The cover page is licensed under the Creative Commons
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):*

<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>

Print on Demand 2014

ISSN 1869-9669

ISBN 978-3-7315-0231-9

DOI: 10.5445/KSP/1000041450

Thermodynamische Auslegung und transiente Simulation eines überkritischen Organic Rankine Cycles für einen leistungsoptimierten Betrieb

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
von der Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation

von

Dipl.-Ing. Christian Vetter

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer

Tag der mündlichen Prüfung: 23. Mai 2014

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Kern- und Energietechnik (IKET) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) in der Arbeitsgruppe Energie- und Verfahrenstechnik (EVT). An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich bei der Durchführung der Berechnungen und der Erstellung dieser Arbeit unterstützten.

Mein besonderer Dank gilt dem Institutsleiter des IKET, Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Schulenberg, für die Möglichkeit, diese Arbeit an seinem Institut anzufertigen, und für die Übernahme des Hauptreferats. Bei Fragen und Problemen konnte ich mich jederzeit an ihn wenden.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Hans-Jörg Bauer, dem Leiter des Instituts für thermische Strömungsmaschinen (ITS) am KIT, danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferats. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. X. Cheng, dem Leiter des Instituts für Fusionstechnologie und Reaktortechnik (IFRT), möchte ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes bedanken.

Außerdem möchte ich mich bei meinem Gruppenleiter Herrn Dr.-Ing. Dietmar Kuhn und meinem Kollegen Hans-Joachim Wiemer bedanken, die mir bei zahlreichen Fragestellungen behilflich waren. Die fruchtbaren fachlichen Diskussionen mit ihnen haben einen großen Anteil am Gelingen dieser Arbeit. Zudem danke ich ihnen, genauso wie meinen Kollegen Sarah Herfurth und Manuel Raqué, für die Korrektur dieser Arbeit.

Für die angenehme Arbeitsatmosphäre und den kollegialen Zusammenhalt danke ich allen Doktoranden und Studenten, die in den letzten vier Jahren am IKET gearbeitet haben. Die anregenden Gespräche und die gegenseitige Hilfsbereitschaft ermöglichten die Lösung vieler Fragestellungen.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, auf deren Unterstützung ich immer zählen konnte. Mein größter Dank gilt meiner Freundin Nadine, die mich in den letzten Jahren immer wieder aufgemuntert und angetrieben hat und immer für mich da war.

Karlsruhe, im Mai 2014

Christian Vetter

Kurzfassung

Niedertemperaturwärme im Bereich von 100 °C - 200 °C kann mittels Organic Rankine Cycles (ORC) zur Stromproduktion genutzt werden. Zur Untersuchung von Optimierungsmöglichkeiten bei ORC-Prozessen wird am KIT die Testanlage MoNiKa (Modularer Niedertemperaturkreis Karlsruhe) aufgebaut. Sie wird als möglichst kompaktes Kleinkraftwerk mit einer thermischen Leistung von 1000 kW ausgelegt. Ein modularer Aufbau ist dabei eine wichtige Voraussetzung für den Einsatz unterschiedlicher Komponenten und deren Untersuchung. Die Wärmequelle wird am Standort des KIT durch einen konventionell beheizten Wasserkreis realisiert, der eine Geothermalquelle, ein mögliches Einsatzgebiet des ORC, darstellt.

Diese Arbeit beinhaltet eine thermodynamische Auslegung des Prozesses und darauf aufbauend die Implementierung eines dynamischen Simulationsmodells, das eine detaillierte Analyse des Teillastverhaltens ermöglicht. Für die thermodynamische Auslegung wurden Simulationen mit verschiedenen Kältemitteln als Prozessmedium vorgenommen. Dazu wurde das Simulationsprogramm GESI in Matlab[®] entwickelt, das die Optimierung von unter- und überkritischen ORC-Kreisläufen mit verschiedenen Fluiden als Arbeitsmittel ermöglicht. Die physikalischen Stoffeigenschaften wurden über ein Add-In aus der Datenbank des National Institute of Standards and Technology (NIST) importiert. Die untersuchten überkritischen Kreisläufe erzielten um bis zu 44% höhere Netto-Leistungen gegenüber unterkritischen Kreisläufen mit Isopentan, da sie eine bessere Anpassung der Temperaturverläufe im Wärmeübertrager ermöglichen. Die geplante Testanlage wird deswegen für einen überkritischen Prozess mit Propan als Arbeitsmittel mit Frischdampfparametern von 5,5 MPa und 117 °C ausgelegt.

Darauf aufbauend wurde ein dynamisches Simulationsmodell in Dymola mit der Bibliothek TIL implementiert und validiert. Mit diesem Modell erfolgte eine Analyse des eingesetzten Hybrid-Kühlers bei variierenden Kühllufttrandbedingungen sowie ein Vergleich verschiedener Regelungsstrategien im Hinblick auf die erzielbare Nettoleistung im Teillastbetrieb. Hierbei zeigte sich, dass die Lufttemperatur großen Einfluss auf den Leistungsbedarf des Kühlers hat, so dass bei hohen Außentemperaturen bis zu einem Drittel des produzierten Stroms für die Kühlung benötigt wird. Dieser Problematik kann mit dem Abkühlen der Luft durch Einspritzen von feinem Wasser im Hybridbetrieb und einer Anpassung der Soll-Kondensationstemperatur an die Außentemperatur begegnet werden. Die Ergebnisse der Teillastsimulationen verdeutlichen das Optimierungspotential durch Verwendung geeigneter Regelungen. Während bei Festdruckbetrieb und konstanter Turbinendrehzahl eine kontinuierliche Abnahme der spez. Nettoleistung unvermeidbar ist, kann durch Verwendung eines Expanders mit variabler Drehzahl und Frequenzumrichter über einen weiten Lastbereich eine konstante spez. Nettoleistung erreicht werden. Alternativ ist im Gleitdruckbetrieb ein vergleichbar gutes Teillastverhalten erzielbar, indem die Frischdampf Temperatur über eine in dieser Arbeit entwickelte Funktion an den Lastfall angepasst wird.

Mit dieser detaillierten Analyse des Anlagenverhaltens ist somit eine genauere Vorhersage der zu erwartenden Stromproduktion möglich. Außerdem können aus den Simulationsergebnissen Anforderungen an die zum Einsatz kommenden Komponenten abgeleitet werden.

Abstract

Low temperature heat between 100 °C - 200 °C can be used for power production via Organic Rankine Cycles (ORC). In order to study the optimization possibilities of ORC processes, the test facility MoNiKa (Modular low-temperature cycle Karlsruhe) is being built at the KIT. It is designed as a small and compact power plant with a thermal power of 1000 kW. The modular structure enables the use of different components and their investigation. The heat source is realized by a conventionally heated water cycle at the site of KIT, which replaces a geothermal well, a possible application of the ORC.

This work contains a thermodynamic design of the process and the implementation of a dynamic simulation model which allows for a detailed analysis of the part-load performance. For the thermodynamic design simulations were performed with various refrigerants as process medium. For this purpose, the simulation program GESI was developed in Matlab[®], which allows the optimization of sub- and supercritical ORC cycles with different working fluids. The physical properties were imported via an add-in from the database of the National Institute of Standards and Technology (NIST). The investigated supercritical cycles achieved a gain in net power output up to 44% compared to sub-critical circuits with isopentane, as they enable better adaptation of the temperature profiles in the heat exchanger. The planned test system is therefore designed for a supercritical process with propane as working fluid with live steam parameters of 5,5 MPa and 117 °C.

Based on this, a dynamic simulation model was implemented and validated in Dymola using the library TIL. With this model, the applied hybrid cooler has been analyzed at varying cooling air conditions and different control strategies concerning the achievable net power in part-load operation have been compared. The results showed that the air temperature has great influence on the power requirements of the cooler which leads to a power consumption up to one-third of the produced electricity at high ambient temperatures. This problem can be countered by cooling the air by injecting fine water in hybrid mode and by an adaptation of the desired condensation temperature to the outdoor temperature. The results of the part load simulations illustrate the optimization potential due to the use of appropriate control strategies. While at fixed pressure operation and constant turbine speed, a continuous decrease in the spec. net power is inevitable, a constant spec. net power can be achieved over a wide load range by using an expander with variable speed and a frequency converter. Alternatively, a comparably good part load behavior can be realized by adjusting the live steam temperature to the load via a function developed in this study.

This detailed analysis of the plant behavior allows for a more accurate prediction of the electricity production to be expected. In addition, requirements for the components to be applied can be derived from the simulation results.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Aufbau der Arbeit	3
2 Grundlagen	5
2.1 Organic Rankine Cycle	5
2.1.1 Stand des Wissens	5
2.1.2 Anwendungsmöglichkeiten	10
2.1.3 Arbeitsmittel	12
2.1.4 Charakterisierung, Kennzahlen	14
2.2 Dynamische Simulation	15
2.2.1 Software	15
2.2.2 Modelica, Dymola, TIL	16
2.2.3 Komponenten in TIL	18
2.3 Wärmeübertragung	22
2.3.1 Allgemein	22
2.3.2 Korrelationen für die erzwungene Konvektion in Rohrleitungen	23
2.3.3 Korrelationen für den Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern	24
2.3.4 Korrelationen für die Kondensation im Luftkühler	25
2.4 Druckverlust	29
2.4.1 Allgemein	29
2.4.2 Druckverlust in Rohrleitungen	29
2.4.3 Druckverlust im Plattenwärmeübertrager	30
2.4.4 Druckverlust bei der Kondensation	31
2.5 Eigenschaften feuchter Luft	32
3 Stationäre thermodynamische Auslegung	35
3.1 GESI - Geothermal Simulation	35
3.1.1 Genereller Aufbau	35
3.1.2 Module	36
3.1.3 Automatisierung	42

3.1.4	Teillast Unterprogramme	43
3.2	Validierung und Verifikation	44
3.2.1	Verifikation	44
3.2.2	Validierung über Code-to-Code Vergleich	46
3.3	Simulationsergebnisse	49
3.3.1	Durchgeführte Simulationen	49
3.3.2	Thermischer Wirkungsgrad und spezifische Nettoleistung	51
3.3.3	Einfluss der Rücklauftemperatur	52
3.3.4	Einfluss des Rekuperators	53
3.3.5	Thermodynamische Auslegung für MoNiKa	55
3.3.6	Simulation des stationären Teillastverhaltens	57
4	Dynamisches Modell des überkritischen Organic Rankine Cycles	61
4.1	Allgemein	61
4.2	Wärmeübertrager	62
4.2.1	Plattenwärmeübertrager	62
4.2.2	Hybrid-Kühler	64
4.3	Regelung	67
4.3.1	Frischdampfdruck- und Massenstromregelung im ORC	67
4.3.2	Regelung der Kühlung	69
4.3.3	Bypass-Regelung	69
4.4	Validierung	70
4.4.1	Validierung des Wärmeübertragermodells	70
4.4.2	Validierung des überkritischen Wärmeübergangs	72
4.4.3	Validierung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes bei der Kondensation	75
4.4.4	Vergleich des Simulationsergebnisses des Volllastpunktes zwischen Dymola/TIL und GESI	77
5	Dynamische Simulation des überkritischen Organic Rankine Cycles	79
5.1	Analyse der Regelung des Hybrid-Kühlers zur Kondensation	79
5.1.1	Variation der Kondensationstemperatur bei konstanter Außentemperatur	79
5.1.2	Variation des Luftzustandes bei konstanter Kondensationstemperatur	81
5.1.3	Absenkung der Kühllufttemperatur durch Wassereinspritzung	83
5.1.4	Optimierte Steuerung des Kühlers durch variable Kondensationstemperatur	86
5.2	Teillastverhalten bei abweichendem Thermalwassermassenstrom	88
5.2.1	Regelung des Massenstroms im Organic Rankine Cycle	88
5.2.2	Teillastverhalten des Wärmeübertragers	91
5.2.3	Vergleich der Regelkonzepte in Hinblick auf Brutto- und Nettoleistung	93
5.2.4	Dynamik bei Laständerungen	96
5.3	Analyse des Anlagenverhaltens im Tagesverlauf bei verschiedenen Lastfällen	99
5.3.1	Einfluss der jahreszeitlichen Änderung der Kühllufttemperatur	100
5.3.2	Tagesverläufe mit optimierter Kühlerregelung	101

5.3.3 Tagesverläufe mit Wärmeauskopplung	103
6 Schlussfolgerungen	107
Nomenklatur	111
Literaturverzeichnis	121
A Anhang	123
A.1 Korrelationen zur Wärmeübertragung bei Zweiphasenströmung in Rohrleitungen . .	123
A.1.1 Verdampfen	123
A.1.2 Kondensation	124
A.2 Modelica-Code	125
A.2.1 Modell Cooling Water Calculation (CWC)	125
A.2.2 Modell CondensationVDI	129
A.3 Dynamisches Simulationsmodell	131

1. Einleitung

1.1. Motivation

Die zukünftige Energieversorgung erfordert im Hinblick auf Umwelt- und Klimaverträglichkeit die Entwicklung neuer Technologien sowie die Verbesserung bestehender Systeme. Im Jahr 2012 betrug der weltweite Primärenergiebedarf 18,7 Milliarden Tonnen Steinkohleeinheiten (SKE) [11]. Dies entspricht einer Steigerung um 30% gegenüber dem Verbrauch im Jahr 2002. Dieser Energiebedarf wird in den kommenden Jahren weiter steigen. Gegenüber dem Verbrauch im Jahr 2010 wird bis 2040 mit einer weltweiten Zunahme um 56% gerechnet [27], die zu 85% durch steigenden Bedarf in Entwicklungs- und Schwellenländern begründet ist. Ein Großteil der Zunahme entfällt auf den Strombedarf, der im Schnitt um 2,2% pro Jahr steigen wird. Dieser Anstieg ist verbunden mit einer Zunahme an Treibhausgasemissionen, die bei unveränderter Klimapolitik um bis zu 46% zunehmen würden [27]. In Zusammenhang mit den endlichen Ressourcen der fossilen Energieträger ist daher eine Ausweitung der Nutzung erneuerbarer Energien erforderlich. Verschiedene Szenarien des World Energy Council's (WEC) sagen beispielsweise einen Anteil von 20 - 30% der erneuerbaren Energien (ohne Wasserkraft) an der weltweiten Stromerzeugung im Jahr 2050 gegenüber 4% im Jahr 2010 voraus [94].

Im Vergleich zur globalen Entwicklung stellt sich bei einem Blick auf die Energieversorgung in Deutschland eine konträre Situation dar. Aufgrund der geringen Bevölkerungszunahme und vielfältiger Modernisierungseffekte nahm der Primärenergieverbrauch in den letzten 20 Jahren leicht ab [10]. Der größte Teil des Primärenergieverbrauchs entfällt auf die Bruttostromerzeugung, die in den letzten zehn Jahren mit ca. 600 TWh auf einem annähernd konstanten Niveau gehalten wurde [10]. Der Ausstieg aus der Kernenergie bis zum Jahr 2022 und das Ziel der Bundesregierung, im Zuge der Energiewende die CO₂-Emissionen bis 2050 um 80% gegenüber dem Referenzwert aus dem Jahr 1990 zu senken, erfordert jedoch auch hier einen deutlichen Ausbau der erneuerbaren Energien. Der Anteil der erneuerbaren Energien an der Bruttostromerzeugung soll von 22% im Jahr 2012 auf mindestens 80% im Jahr 2050 erhöht werden [10].

Neben der Wasserkraft, der Wind- und Solarenergie bietet die Geothermie eine weitere Möglichkeit der CO₂-armen Energiebereitstellung. Unter Geothermie versteht man die Nutzung der unter der Erdoberfläche gespeicherten Wärme, die sich in einem mittleren Temperaturgradienten von 30 K / km Tiefe zeigt. Oberflächennahe Systeme mit Bohrtiefen unter 400 m können daher nur in Verbindung mit Wärmepumpen zur Wärmebereitstellung oder als Speicher genutzt werden. Bei der tiefen Geothermie wird über Bohrungen auf in der Erdkruste vorhandene Thermalwasserspeicher, sogenannte Aquifere, zugegriffen. Je nach Standort, Lage und Ausdehnung des Aquifers im Untergrund sowie dem lokal vorliegenden Temperaturgradienten tritt das förderbare Fluid in unterschiedlichen Temperaturen und Aggregatzuständen zu Tage. Bei Dampfdominierten Speichern kann das Thermalfluid bei Temperaturen von über 200 °C gefördert und direkt in einer Turbine zur Stromerzeugung entspannt werden. Der älteste Geothermiestandort in Europa nutzt seit über 100 Jahren ein solches Reservoir im italienischen Lardarello [21]. Bei vergleichbar hohen Temperaturen, aber Wasser-dominierten Speichern muss das Fluid in sogenannten Flash-Kraftwerken teilentspannt und in Separatoren die Dampf- von der Flüssigphase getrennt werden. Bei geringeren Temperaturen liegt

in der Regel ein flüssiges, unter Druck stehendes Fluid vor. Unter 200 °C kann das Thermalwasser nicht mehr direkt in einem Dampfprozess eingesetzt werden. Im Bereich von 100 - 200 °C kann jedoch durch die Wärmeübertragung auf einen binären Kreisprozess ebenfalls eine Stromproduktion erfolgen. Ein Großteil dieser binären Kreise wird über Organic Rankine Cycles (ORC) realisiert, die im Gegensatz zu herkömmlichen Dampfprozessen mit organischen Arbeitsmedien arbeiten. Unterhalb von 100 °C kann die Energie wirtschaftlich lediglich zu Wärmezwecken genutzt werden. Zukünftig soll es zudem möglich sein, auch Standorte, an denen wenig oder kein Wasser im Untergrund gespeichert ist, für die Geothermie zu erschließen. Hierfür muss ein Kluftsystem im Untergrund erzeugt werden, durch das injiziertes Wasser zirkulieren und im heißen Gestein aufgeheizt werden kann. Diese Technik wird auch als Enhanced Geothermal System (EGS) bezeichnet und befindet sich derzeit noch im Forschungsstadium.

Im Jahr 2009 waren weltweit geothermische Kraftwerke mit einer Kapazität von 10,7 GW_{el} installiert [44]. Ein Großteil davon entfällt auf die Nutzung sogenannter Hochenthalpielagerstätten mit Temperaturen über 200 °C an Plattengrenzen und tektonischen Verwerfungen wie beispielsweise am pazifischen Feuerring und auf Island. An diesen Standorten liegen deutlich höhere geothermische Gradienten vor, so dass schon bei vergleichsweise geringen Bohrtiefen hohe Temperaturen vorliegen. Lediglich 11% der installierten Leistung wird über Binärkreisläufe erzeugt, die jedoch innerhalb der geothermischen Stromerzeugung die höchste Zuwachsrate aufweisen [44]. In einem Zukunftsszenario der International Energy Agency (IEA) wird der Zuwachs der geothermischen Stromproduktion auf bis zu 200 GW_{el} im Jahr 2050 für möglich erachtet [44]. Über die Hälfte der dann installierten Leistung wird durch die Nutzung von Niedertemperaturwärmequellen sowie von EGS, bei denen ebenfalls binäre Kreisläufe zum Einsatz kommen, bereitgestellt.

In Deutschland ist eine Stromerzeugung nur über binäre Kreisläufe realisierbar, da in den wirtschaftlich realisierbaren Bohrtiefen bis 5 km Temperaturen zwischen 100 und 170 °C vorliegen. Ausgehend von einer installierten Leistung von 0,01 GW im Jahr 2010 ist mit einem Ausbau auf 2,4 bis 4,9 GW im Jahr 2050 zu rechnen [9]. Im Gegensatz zur Solar- und Windenergie weist die Geothermie den Vorteil der hohen Verfügbarkeit auf. Aufgrund der Unabhängigkeit von Witterungs- und jahreszeitlichen Einflüssen erreichen geothermische Kraftwerke eine 95%ige Verfügbarkeit und sind somit grundlastfähig [44]. Durch eine Weiterentwicklung der Anlagen können zudem hohe Teillastwirkungsgrade erreicht und mittels flexibler Steuerungen das dynamische Anlagenverhalten verbessert werden. Auf diese Weise kann die geothermische Stromerzeugung Lastschwankungen und Leistungsspitzen ausgleichen und somit zur Netzstabilität beitragen.

Die aufgeführten Entwicklungen zeigen somit ein großes Potenzial für den Einsatz von Organic Rankine Cycles (ORC) allein im geothermischen Bereich. Zusätzlich dazu bietet der ORC die Möglichkeit, Niedertemperaturwärme unabhängig von der Art der Wärmequelle zur Stromproduktion zu nutzen. Dadurch ergibt sich eine Vielzahl von weiteren Einsatzmöglichkeiten. Insbesondere im Bereich der Nutzung industrieller Abwärme kann die Effizienz des gesamten Prozesses verbessert werden, indem der produzierte Strom entweder zur Deckung des Eigenbedarfs verwendet oder zur Einspeisung ins öffentliche Stromnetz verkauft wird. In ersten Abschätzungen des Potenzials dieser Technologie in Deutschland wurde ermittelt, dass die für die Stromerzeugung nutzbare Abwärme (d.h. Abwärme mit Temperaturen über 140 °C) ca. 12% des industriellen Energieeinsatzes beträgt [69]. Der Einsatz von ORC-Prozessen kann somit den Primärenergiebedarf verringern und dadurch einen Beitrag für dieses weitere Ziel der Energiewende leisten [10].

1.2. Aufbau der Arbeit

Bei der Planung und Auslegung von ORC-Kraftwerken haben eine Vielzahl von Randbedingungen Einfluss auf die optimale Architektur der Anlage. Neben dem Temperaturniveau und der verfügbaren Wärmemenge muss beispielsweise auch die Art der Nutzung im Gesamtkonzept (Kraft-Wärme-Kopplung, Netzanschluss oder Inselbetrieb...) beachtet werden. Eine standardisierte Lösung ist somit nicht möglich und eine individuelle Anpassung an den jeweiligen Standort erforderlich. Im Rahmen dieser Arbeit soll daher ein generelles Vorgehen bei der Planung eines ORC-Kraftwerks ausgehend von der ersten Auslegung über die Dimensionierung der wichtigsten Anlagenkomponenten hin zu einer Prozessanalyse des Lastbetriebes erarbeitet werden. Dies erfolgt am Beispiel des Modulare Niedertemperaturkreises Karlsruhe (MoNiKa), der als Teil der Forschungsaktivitäten im Bereich der geothermischen Stromerzeugung am KIT aufgebaut wird.

Das Ziel von MoNiKa ist es, Potenziale für eine effizientere Stromerzeugung durch Niedertemperaturwärme aufzudecken. Dieser Arbeit vorangegangene Studien [89] zeigen, dass durch eine überkritische Betriebsweise deutliche Leistungssteigerungen möglich sind. Daher soll in MoNiKa ein überkritischer ORC realisiert werden. Der modulare Ansatz soll hierbei den Einsatz verschiedener Wärmeübertrager, Turbinen und Pumpen ermöglichen, so dass die einzelnen Kraftwerkskomponenten über einen weiten Betriebsbereich charakterisiert werden können. Abbildung 1.1 zeigt den Aufstellungsplan der Anlage. Da am Campus des KIT keine Geothermiebohrung vorliegt, wird ein künstlich erzeugter Thermalwasserkreis verwendet, der über einen Ölbrenner beheizt wird. Das Kraftwerkstechnikum wird zudem in Standard-Seecontainern aufgebaut, so dass ein zukünftiger mobiler Einsatz an realen geothermischen Standorten möglich ist. Für die Auslegung des ORC-Prozesses wurden folgende Randbedingungen festgesetzt:

- (Thermal-)Wassertemperatur am Eintritt des Wärmeübertragers: 150 °C
- Thermische Leistung bei Vollast: 1000 kW
- Kondensationstemperatur: 30 °C

Unter Beachtung dieser Randbedingungen wird im Rahmen dieser Arbeit die Prozessanalyse und -optimierung im Hinblick auf eine maximierte Nettostromerzeugung durchgeführt. Der Aufbau der Arbeit orientiert

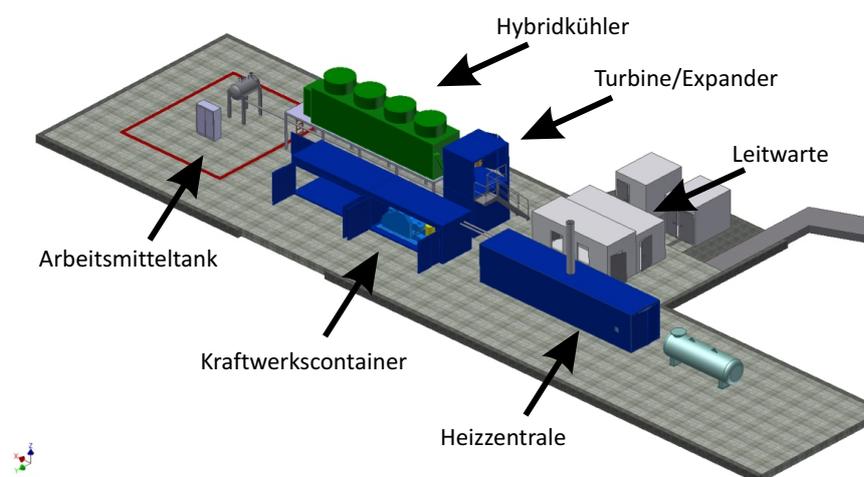


Abb. 1.1.: Modelldarstellung des Kraftwerkstechnikums MoNiKa (Modularer Niedertemperaturkreis Karlsruhe)



Abb. 1.2.: Arbeitsschritte bei der Planung und Auslegung eines ORC unter gegebenen Randbedingungen

sich dabei an dem in Abbildung 1.2 dargestellten schrittweisen Vorgehen. Im ersten Schritt erfolgt eine grundlegende, stationäre Auslegung. Diese beinhaltet die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels, das im ORC zum Einsatz kommt, sowie die Festlegung der Prozessparameter. Hierzu wurde das Simulationsprogramm *GESI* (Geothermal Simulation) in Matlab[®] entwickelt, das mittels einer automatisierten Parametervariation die Optimierung des Prozesses ermöglicht. Der Aufbau und die Funktionsweise von *GESI* werden zusammen mit Validierungsrechnungen und dem Ergebnis der Auslegung in Kapitel 3 vorgestellt. Eine erste Abschätzung des Teillastverhaltens der Anlage ist ebenfalls Teil dieses Kapitels.

Für eine detailliertere Analyse ist im nächsten Schritt der Aufbau eines transienten Simulationsmodells erforderlich. Hierfür muss ausgehend von den Ergebnissen der stationären Auslegung ein Rohrleitungs- und Instrumentierungs-Diagramm (R&I-Diagramm) erarbeitet werden, das als Grundlage für das dynamische Modell dient. Zudem muss eine Dimensionierung der Hauptanlagenkomponenten vorgenommen werden, die es ermöglicht, mit Hilfe des Modells das dynamische Anlagenverhalten abzubilden. In Kapitel 4 ist der Aufbau des Modells sowie die Dimensionierung des Wärmeübertragers und des Kühlers aufgeführt. Dieses Kapitel beinhaltet ebenfalls eine Validierung des Modells bzw. einzelner Komponenten.

Abschließend wird in Kapitel 5 eine detaillierte Prozessanalyse vorgestellt. Diese beinhaltet die Untersuchung des Teillastverhaltens einzelner Komponenten wie auch des gesamten Prozesses bei Variation des Thermalwassermassenstroms und des Kühlluftzustandes. Zudem werden verschiedene Regelungsstrategien unter Einbezug des dynamischen Anlagenverhaltens vorgestellt und miteinander verglichen. Dies ermöglicht die Berechnung verschiedener Tagesgänge mit und ohne Wärmeauskopplung.

Diesen Ausführungen ist in Kapitel 2 ein Grundlagenkapitel vorangestellt, das den Stand des Wissens bei ORC-Anlagen und deren Einsatzmöglichkeiten beinhaltet. Außerdem wird die verwendete Simulationssoftware *Dymola* zusammen mit der Modellbibliothek *TIL* vorgestellt und die der dynamischen Simulation zu Grunde liegenden Modellierungen des Stoff- und Wärmetransports aufgeführt.

2. Grundlagen

2.1. Organic Rankine Cycle

2.1.1. Stand des Wissens

Bei der Stromerzeugung durch die Umwandlung von thermischer Energie ist der Clausius-Rankine-Prozess einer der wichtigsten Prozesse. Er findet Anwendung in Kohle- und Kernkraftwerken sowie in Gas- und Dampfkraftwerken [83]. Zur Nutzung von Niedertemperaturwärme in kleineren Anlagen ist dieser Prozess jedoch ungeeignet, da für eine effiziente Umwandlung hohe Drücke und damit verbunden hohe Verdampfungstemperaturen benötigt werden. Zudem muss zur Vermeidung von Kondensation in der Turbine der Frischdampf überhitzt werden [84]. An Stelle von Wasser kommen daher beim sogenannten Organic Rankine Cycle (ORC) organische Fluide als Arbeitsmedium zum Einsatz. Diese zeichnen sich im Vergleich zu Wasser durch geringere Verdampfungstemperaturen und -drücke aus [46]. Die Zustandsänderungen des Arbeitsmediums im Kreislauf sind dabei dieselben wie beim Wasser-Dampf-Kreislauf. Im Idealfall sind dies:

- Isentrope Kompression in der Speisepumpe, Zufuhr von Arbeit
- Isobare Wärmezufuhr im Wärmeübertrager
- Isentrope Expansion in der Turbine, Abgabe von Arbeit
- Isobare Wärmeabfuhr im Kondensator

In Abbildung 2.1 rechts ist ein vereinfachtes Prozessschema eines solchen ORC dargestellt. Bei unterkritischen Kreisen kann der Wärmeübertrager aus zwei Komponenten, einem Vorwärmer und einem Verdampfer,

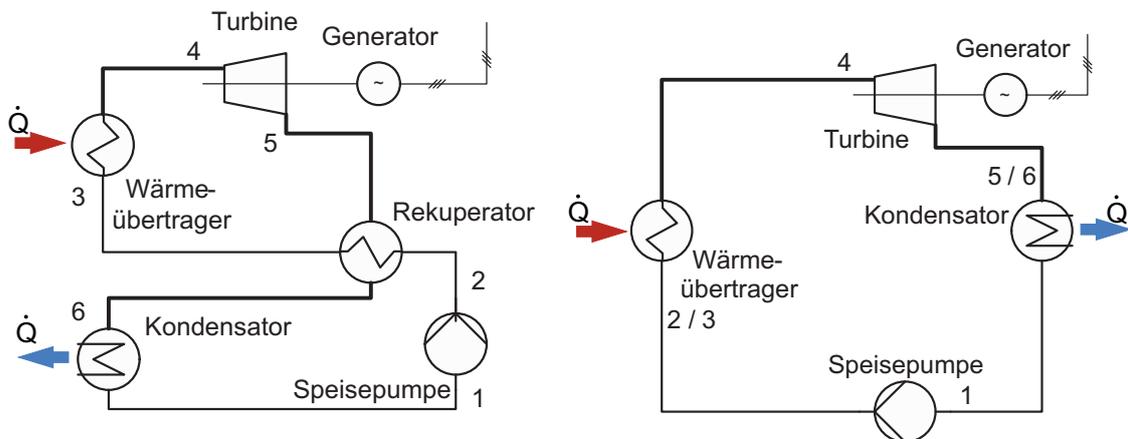


Abb. 2.1.: Schematische Darstellung des Prozesses mit den Hauptkomponenten, mit Rekuperator (links) und ohne Rekuperator (rechts)

bestehen. Die Wärmequelle und -senke können unterschiedlich ausgeführt werden und sind daher in dieser Darstellung nicht enthalten. Beispielsweise ist eine Kühlung mit Nasskühlturm oder eine reine Luftkühlung möglich. In Frage kommende Wärmequellen sind im folgenden Abschnitt detailliert aufgeführt. Allgemein berechnet sich die dem Prozess zugeführte Wärme \dot{Q}_{zu} aus der Enthalpiedifferenz $h_3 - h_4$ zwischen Ein- und Austritt des Wärmeübertragers und dem Massenstrom \dot{m}_{ORC} des Kreisprozesses:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_3) \quad (2.1)$$

Die Zahlenindizes kennzeichnen die jeweiligen Zustände im Prozess wie sie in Abbildung 2.1 eingetragen sind. Unter der Annahme eines ideal isolierten Wärmeübertragers können Wärmeverluste an die Umgebung vernachlässigt werden. Die zugeführte Wärme ist dann identisch mit der der Quelle entzogenen Wärme. In vielen Anwendungsfällen besteht die Wärmequelle aus einem wärmeleitenden Fluid mit dem Massenstrom \dot{m}_{Wt} , beispielsweise Thermalwasser in der Geothermie oder einem Thermoöl bei Solarthermie. Die zugeführte Wärme kann dann in guter Näherung mit einem gemittelten Wert der spezifischen isobaren Wärmekapazität $\bar{c}_{p,Wt}$ dieses Fluides (Index *Wt*) und der Temperaturdifferenz $T_{Wt,ein} - T_{Wt,aus}$ berechnet werden:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_{Wt} \bar{c}_{p,Wt} (T_{Wt,ein} - T_{Wt,aus}) \quad (2.2)$$

Analog dazu gilt für die abzuführende Wärme:

$$\dot{Q}_{ab} = \dot{m}_{ORC} (h_6 - h_5) = \dot{m}_{kuhl} \bar{c}_{p,kuhl} (T_{kuhl,aus} - T_{kuhl,ein}) \quad (2.3)$$

Der Index *kuhl* steht hierbei für das verwendete Kühlmedium mit dem Massenstrom \dot{m}_{kuhl} und der gemittelten spezifischen isobaren Wärmekapazität $\bar{c}_{p,kuhl}$, das entweder Luft oder Wasser sein kann.

Viele organische Fluide weisen im Gegensatz zu Wasser eine positive Steigung der Taulinie im T-s-Diagramm auf. Sie werden als retrograd bezeichnet. Bereits bei gesättigtem Dampf am Eintritt der Turbine kommt es dadurch zu einer Überhitzung bei der Entspannung. Da das Fluid hierbei nicht auf die Kondensationstemperatur entspannt wird, kann ein interner Wärmeübertrager (Rekuperator) zum Einsatz kommen. Eine solche Anlagenkonfiguration ist in Abbildung 2.1 links dargestellt. Das Arbeitsmedium wird auf der kalten Seite im Rekuperator vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager vorgewärmt, während es sich auf der heißen Seite abkühlt. Dabei wird Wärme intern übertragen, die sonst über den Kondensator als Verlust an die Umgebung abgeführt werden müsste [42]. Auf diese Weise kann der thermische Wirkungsgrad des Prozesses verbessert werden.

Bei Prozessen mit Arbeitsmitteln, die eine negative Steigung der Taulinie im T-s-Diagramm aufweisen, ist eine Entspannung auf Kondensationstemperatur möglich. In diesem Fall ist der Einsatz eines internen Wärmeübertragers nicht möglich. Vielmehr muss hierbei darauf geachtet werden, dass die maximal zulässige Feuchte bei Entspannung ins Zweiphasengebiet eingehalten wird, da sonst Schäden durch Tropfenschlag in der Turbine entstehen können. Nur bei einer Überhitzung des Frischdampfes treten erhöhte Temperaturen am Turbinenaustritt auf, die eine interne Wärmeübertragung ermöglichen [42].

Die intern übertragene Wärme \dot{Q}_{rec} kann aus den Enthalpiedifferenzen der Zustände am Ein- und Austritt des Rekuperators berechnet werden:

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{ORC} (h_3 - h_2) = \dot{m}_{ORC} (h_5 - h_6) \quad (2.4)$$

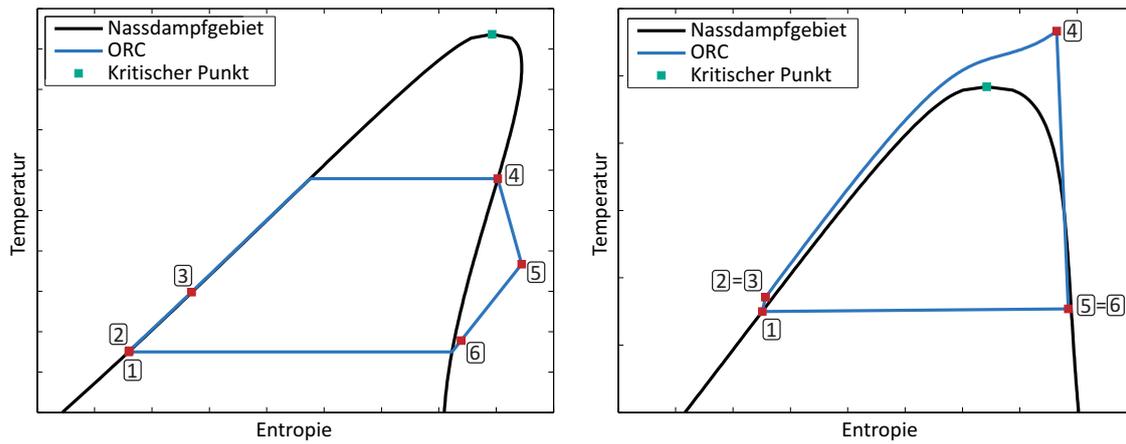


Abb. 2.2.: T-s-Diagramm eines unterkritischen ORC-Prozesses mit interner Wärmeübertragung (links) und eines überkritischen ORC-Prozesses ohne interne Wärmeübertragung (rechts)

Kommt kein Rekuperator zum Einsatz sind die Zustände 2 und 3 bzw. 5 und 6 identisch.

Die oben erwähnten idealen Zustandsänderungen des Arbeitsmittels sind in der Realität nicht erreichbar. Im Wärmeübertrager und im Kondensator sind Druckverluste nicht zu vermeiden. Durch Reibung und Verwirbelungen kommt es zudem zu einem Entropiezuwachs in der Pumpe und der Turbine, so dass keine isentrope Zustandsänderung möglich ist. Diese Abweichung vom Ideal wird bei der stationären Berechnung des Prozesses in der Regel über den isentropen Pumpen- bzw. Turbinenwirkungsgrad η_{Pump} bzw. η_{Turb} definiert:

$$\eta_{Turb} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5is}} \quad (2.5)$$

$$\eta_{Pump} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

Der Index *is* bezeichnet jeweils den Zustand bei isentroper Zustandsänderung. Die aufzubringende Arbeit in der Pumpe P_{Pump} berechnet sich dann aus:

$$P_{Pump} = \dot{m}_{ORC} (h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

Für die Turbinenarbeit P_{Turb} gilt entsprechend:

$$P_{Turb} = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_5) \quad (2.8)$$

Die Netto-Leistung P_{netto} dieser Prozesse berechnet sich aus der Turbinenleistung abzüglich der Pumpenleistung sowie dem Eigenbedarf weiterer Kraftwerkskomponenten, der in der stationären Auslegung in der Regel vernachlässigt wird. Zur Entspannung des Fluides kann an Stelle der Turbine ein Expander (z.B. eine Schraubenexpansionsmaschine (SEM)) eingesetzt werden, für den Gl. 2.5 sowie Gl. 2.8 ebenfalls gültig sind [41].

In Abbildung 2.2 sind exemplarisch zwei ORC-Prozesse im T-s-Diagramm dargestellt. Im linken Diagramm ist ein unterkritischer Kreis eines retrograden Fluids aufgetragen. Es wird deutlich, dass die Entspannung ausgehend von gesättigtem Dampf zu einer Überhitzung des Fluides führt. Daher ist eine interne Wärmeübertragung, bei der das Fluid von Punkt 5 zu Punkt 6 abgekühlt und von Punkt 2 zu Punkt 3 aufge-

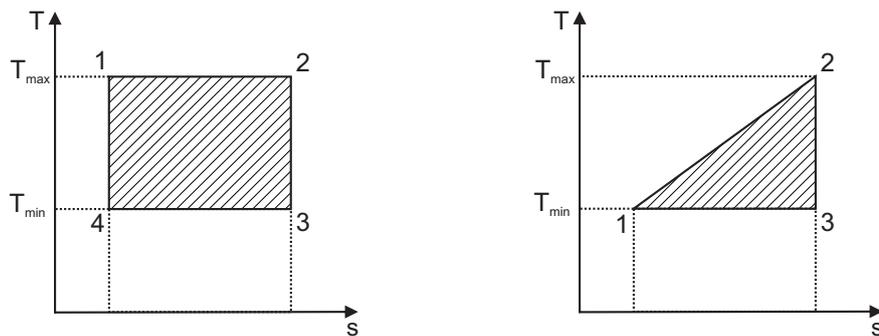


Abb. 2.3.: Carnot-Prozess (links) und Dreieckvergleichsprozess (rechts) im T-s-Diagramm

heizt wird, möglich. Im rechten Diagramm ist ein überkritischer Prozess mit Entspannung auf die Taulinie dargestellt. Eine interne Wärmeübertragung ist hier wie bereits erwähnt nicht möglich, die Punkte 2 und 3 bzw. 5 und 6 sind identisch.

Für eine Optimierung des Prozesses ist es wichtig, die Güte der Energieumwandlung zu quantifizieren. Dies erfolgt üblicherweise über die Definition von Vergleichsprozessen. Der Carnot-Prozess bestehend aus isothermer Wärmezu- und -abfuhr sowie isentroper Kompression und Expansion stellt das theoretische Maximum für alle thermischen Kreisprozesse dar [56]. In Abbildung 2.3 links ist der Carnot-Prozess im T-s-Diagramm dargestellt. Der Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses η_C berechnet sich über die maximale und minimale absolute Temperatur:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (2.9)$$

Steigende Wirkungsgrade stellen sich somit mit steigender oberer und sinkender unterer Prozessstemperatur ein. Bei konventionellen Kraftwerken liegen die Verbrennungstemperaturen der Heißgase weit über der Verdampfungstemperatur des Mediums im Kessel. Dies ermöglicht eine Annäherung an die isotherme Zustandsänderung des Carnot-Prozesses. Im Gegensatz dazu liegen bei der Niedertemperaturwärme geringe Temperaturdifferenzen bei der Wärmeübertragung in den Prozess vor. Die Abkühlung der Wärmequelle steht in diesem Fall im Widerspruch zu einem isothermen Wärmeeintrag auf Seite des Kreisprozesses. Daher eignet sich der Carnot-Prozess als Vergleichsprozess nur bedingt. Stattdessen ist es üblich, den sogenannten Dreiecksprozess, wie er in Abbildung 2.3 rechts dargestellt ist, als idealen Vergleichsprozess heranzuziehen [21]. Der Prozess besteht aus einer isentropen Entspannung und einer isothermen Wärmeabfuhr, die Wärmezufuhr erfolgt über die lineare Verbindung bei konstantem Druck. Der Wirkungsgrad dieses Dreiecks-Prozesses η_Δ berechnet sich wie der Carnot-Wirkungsgrad nur aus den oberen und unteren Temperaturen [21]:

$$\eta_\Delta = \frac{T_{max} - T_{min}}{T_{max} + T_{min}} \quad (2.10)$$

Auch hier kann der Wirkungsgrad durch die Änderung der Temperaturniveaus erhöht werden. Aus den schraffierten Flächen in Abbildung 2.3 wird jedoch direkt deutlich, dass der Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses immer geringer als der des Carnot-Prozesses ist. Bei einer Maximaltemperatur von 150 °C und einer Minimaltemperatur von 30 °C betragen die Wirkungsgrade beispielsweise 16,5% (Dreieck) bzw. 28,3% (Carnot).

Während das untere Temperaturniveau durch die Kühlmöglichkeiten am jeweiligen Standort begrenzt ist, ist bei der Niedertemperaturwärme auch die maximale Temperatur des Prozesses in Abhängigkeit der jewei-

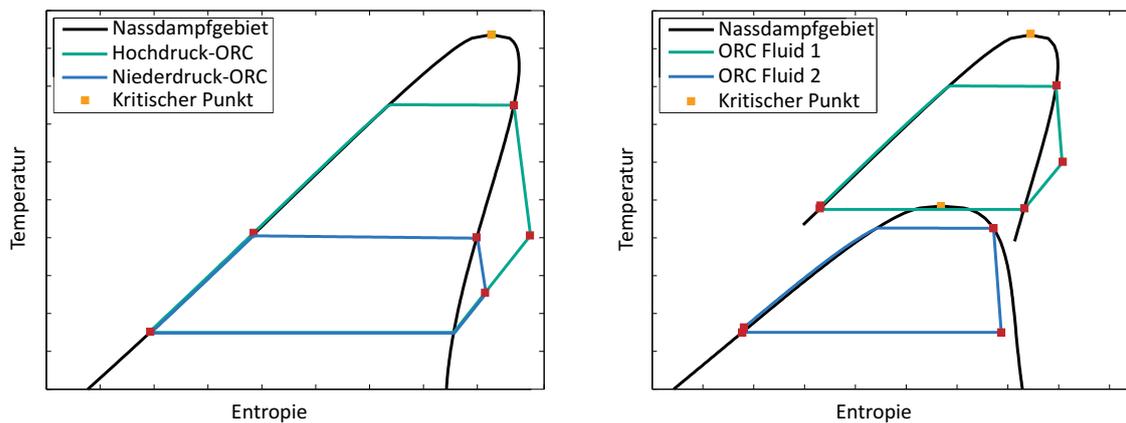


Abb. 2.4.: Zweistufiger, unterkritischer ORC (links) und ein Zwei-Fluid-Prozess (rechts) im T-s-Diagramm

ligen Wärmequelle limitiert. Die Optimierung des realen Prozesses strebt daher vor allem die Annäherung an die Dreiecksform an. Neben entsprechender Wahl der Frischdampfparameter bei einfachen unterkritischen Kreisen stellt die überkritische Wärmezufuhr eine Möglichkeit dar [76]. Alternativ können abweichende Anlagenkonfigurationen zum Einsatz kommen, von denen hier zwei Ansätze näher erläutert werden: Zwei- oder dreistufige Prozesse und Zwei-Fluid-Prozesse.

Abbildung 2.4 links zeigt einen zweistufigen ORC im T-s-Diagramm. Bei diesem Prozess wird zunächst der gesamte Massenstrom auf das Druckniveau des Niederdruckkreises gebracht und vorgewärmt. Danach wird ein Teil des Massenstroms verdampft, der restliche Massenstrom wird auf das höhere Druckniveau komprimiert, weiter vorgewärmt und anschließend ebenfalls verdampft. Die beiden Teil-Massenströme werden in zwei Turbinen auf das gleiche Druckniveau entspannt und zusammen im Kondensator verflüssigt. Alternativ kann der Hochdruckfrischdampf auch nur auf das Druckniveau des Niederdruckkreises in einer Hochdruckturbine teilentspannt werden, bevor die zusammengeführten Massenströme dann in einer Niederdruckturbine auf den Kondensationsdruck entspannt werden. Khalifa und Rhodes [48] analysierten diese Option für Isopentan und Isobutan als Arbeitsmittel und stellten fest, dass insbesondere bei Temperaturen der Wärmequelle kleiner als 120 °C signifikante Verbesserungen der Gesamteffizienz gegenüber dem einstufigen Prozess möglich sind, so dass trotz der höheren Komplexität diese Prozessführung ökonomisch sinnvoll ist. Im Forschungskraftwerk des Geoforschungszentrums Potsdam (GFZ) in Groß Schönebeck wird aus diesem Grund ein Prozess mit drei Druckstufen und drei Turbinen gebaut [52].

Bei höheren Temperaturen kann dagegen der Einsatz eines Zwei-Fluid-Prozesses sinnvoll sein. Bereits in der ersten kommerziellen ORC-Anlage zur geothermischen Stromerzeugung in den USA, die 1979 in East Mesa, Kalifornien, in Betrieb ging, war dieses Prinzip umgesetzt worden [22]. Durch geeignete Auswahl zweier Fluide kann hierbei erreicht werden, dass die gesamte bei der Kondensation abzuführende Wärme des auf höherem Temperaturniveau gelegenen Prozesses zur Verdampfung des Fluides im zweiten Kreis genutzt wird. Eine interne Wärmeübertragung zur Vorwärmung findet daher nicht statt. Die Wärmequelle wird zunächst bei der Verdampfung und anschließend bei der Vorwärmung des Fluides im Hochtemperaturkreis abgekühlt, die verbliebene Restwärme wird zur Vorwärmung des auf geringerem Temperaturniveau liegenden Kreises genutzt. In Abbildung 2.4 rechts ist diese Kombination zweier ORC-Prozesse im T-s-Diagramm dargestellt.

2.1.2. Anwendungsmöglichkeiten

Rein thermodynamisch betrachtet ist die Art der Wärmequelle für den ORC unerheblich, lediglich der Energieinhalt und das Temperaturniveau, bei dem diese bereitgestellt wird, hat Einfluss auf den Kreisprozess. Durch die Wahl eines geeigneten Arbeitsmittels kann zudem ein weiterer Temperaturbereich für eine effiziente Nutzung erschlossen werden. Dadurch bietet sich eine Vielzahl an Anwendungsmöglichkeiten. Im Folgenden werden einige Einsatzgebiete näher vorgestellt und auf konstruktive bzw. anlagentechnische Besonderheiten eingegangen.

Geothermie

Wie bereits im vorangegangenen Kapitel aufgeführt können geothermale Quellen mit Temperaturen unter 200 °C nicht mehr direkt zur Stromerzeugung genutzt werden. Stattdessen wird das flüssige, unter Druck stehende Thermalwasser in einem Wärmeübertrager abgekühlt und wieder in das Reservoir injiziert. Aber auch bei höheren Temperaturen kann unter Umständen aufgrund der Beschaffenheit des Thermalwassers der Einsatz eines Binärkreises erforderlich sein. Weltweit werden 1,6 GW_{el} und damit 14% der gesamten Stromproduktion aus Geothermie mittels Binärkreisen erzeugt (Stand 2013) [58]. Neben wenigen Kalina-Anlagen, in denen ein Ammoniak-Wassergemisch zum Einsatz kommt (siehe u.a. [49]), sind in diesen Binärkreisanlagen ORC-Prozesse realisiert worden. Der erste ORC zur geothermischen Stromproduktion wurde 1967 in Russland in Betrieb genommen [84], als Folge der Ölkrise entstanden dann viele Anlagen in den 70er und 80er Jahren des 20. Jahrhunderts [47]. In Deutschland wurde im Jahr 2003 die erste ORC-Anlage zur Stromerzeugung aus Geothermie in Neustadt-Glewe mit einer Nennleistung von 230 kW in Betrieb genommen [8]. In den letzten Jahren entstanden vor allem in Südbayern und im Oberrheingraben weitere Kraftwerke, so dass aktuell (Stand 2013) eine installierte Leistung von insgesamt 13 MW vorliegt [58]. Da in Deutschland keine Hochenthalpielagerstätten mit erhöhten geothermischen Gradienten vorliegen, sind für die Stromerzeugung Bohrtiefen von ca. 3000 - 5000 m erforderlich. Bei diesen Bohrtiefen werden Thermalwassertemperaturen von ca. 150 °C erreicht. Ein ökonomisch effizienter Betrieb ist dann in der Regel nicht über eine reine Stromproduktion realisierbar. Die installierten Anlagen werden daher alle mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) betrieben. Im Gegensatz zur Fernwärmeauskopplung bei konventionellen Kraftwerken wird hierbei jedoch nicht dem Kraftwerksprozess durch Anzapfungen in der Turbine Wärme entzogen. Stattdessen wird die erforderliche Wärme direkt dem Thermalwasser entzogen und über einen Wärmeübertrager in ein Nah- oder Fernwärmenetz eingespeist. Hierbei besteht die Möglichkeit einer Reihen- und einer Parallelschaltung von Heizwerk und Kraftwerk (siehe z.B. *Huenges2010* [42]). Bei der Reihenschaltung wird die Wärme des Thermalwassers zunächst im Kraftwerk und anschließend im Heizwerk genutzt. Da in diesem Fall das Thermalwasser im Kraftwerk nicht beliebig weit abgekühlt werden kann, muss der ORC hierfür entsprechend ausgelegt werden. Bei der Parallelschaltung erfolgt eine Aufteilung des Thermalwassermassenstroms zwischen Heiz- und Kraftwerk. Dies hat zur Folge, dass bei Wärmeauskopplung nur ein Teil des Thermalwassermassenstroms zur Stromerzeugung genutzt werden kann und das Kraftwerk in Teillast betrieben werden muss. Bei der Reihenschaltung besteht diese Problematik für den ORC nicht, jedoch kann bei reinem Kraftwerksbetrieb ein Großteil der Wärme aufgrund der Konfiguration der Wärmeübertragung im Kraftwerk nicht genutzt werden und das Thermalwasser muss mit einer vergleichsweise hohen Temperatur reinjiziert werden.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit des ORC im Bereich der Geothermie ist die Verwendung als sogenannter

Bottoming Cycle. Bei direkter Nutzung des Thermalwassers in Flash-Prozessen wird das Thermalwasser entspannt und in Separatoren die Dampf- von der Flüssigphase getrennt. Während der Dampf anschließend die Turbine antreibt, kann die Restwärme der Flüssigphase genutzt werden, indem sie einem ORC-Prozess zugeführt wird. Dadurch kann die Effizienz des Gesamtkraftwerks erhöht werden. Moya und DiPippo [62] beschreiben die Installation eines solchen *Bottoming Cycles* an einem bestehenden Kraftwerk in Costa Rica, bei dem die Flüssigphase nach der Separation bei einer Temperatur von 165 °C vorliegt und stellen eine Verbesserung der Gesamteffizienz um 13% fest.

Solarenergie

Bei der Stromerzeugung aus thermischer Solarenergie wird die solare Strahlung über konzentrierende Spiegel auf einen Receiver geleitet, in dem ein geeignetes Fluid (Wasser, Thermoöl, Nitratlösung...) auf bis zu 400 °C erhitzt wird. Bei dieser Temperatur besteht die Möglichkeit eines konventionellen Clausius-Rankine-Prozesses, dennoch kann der Einsatz eines ORC-Prozesses Vorteile haben, da beispielsweise in Regionen mit geringerer Sonneneinstrahlung häufig nur geringere Temperaturen bis maximal 300 °C erreicht werden können [84]. Das im Receiver aufgeheizte Fluid erfüllt dann die Funktion des Thermalwassers bei der Geothermie, indem es die Wärme im Wärmeübertrager an den Binärkreis überträgt. Insbesondere der Einsatz von kleinen Anlagen in Gebieten ohne Anschluss an ein öffentliches Stromnetz und der damit verbundene Inselbetrieb bieten eine kosteneffiziente Möglichkeit, Menschen in Entwicklungsländern mit Strom zu versorgen. Gegenüber der Photovoltaik bietet der ORC in diesem Fall den Vorteil, dass er vor Ort hergestellt werden kann und zudem Warmwasser als Nebenprodukt produziert wird [72]. Bisher sind diese kleinen ORC-Anlagen noch nicht weit verbreitet, da noch keine in Frage kommenden Expansionsmaschinen in Bezug auf Effizienz und Zuverlässigkeit entwickelt werden konnten [84], jedoch zeigt die Vielzahl an theoretischen und experimentellen Arbeiten das Potential dieser Technik.

Neben der Stromerzeugung ist gerade in trockenen, sonnenreichen Gebieten die Meerwasserentsalzung mittels Umkehrosmose eine weitere Anwendungsmöglichkeit des ORC. Der Antrieb der für die Umkehrosmose benötigten Hochdruckpumpe kann hierbei über eine direkte mechanische Kopplung mit dem ORC erfolgen. Bruno et al. [14] untersuchten für diesen Anwendungsfall eine Vielzahl von Fluiden und stellten abschließend fest, dass die Kombination von ORC und Umkehrosmose gegenüber einer mittels Photovoltaik-Modulen mit Strom betriebenen Entsalzungsanlage eine kostengünstige Alternative sein kann.

Nach dem gleichen Prinzip, nämlich der direkten Nutzung der mechanischen Arbeit der Turbine, funktionieren auch viele Ansätze zur solaren Kühlung mittels thermischer Prozesse (siehe u.a. [50]). Hier kann der ORC ebenfalls eingesetzt werden, auch wenn aufgrund von regelungstechnischen Schwierigkeiten Sorptionsprozesse in der Regel bevorzugt werden. Alternativ wird daher die Kopplung von ORC-Prozessen mit Sorptions-Kälteanlagen untersucht, Al-Sulaiman et al. [1] simulierten beispielsweise verschiedene Betriebsmoden für einen ORC, dessen Abwärme dem Sorptionsprozess zugeführt wird.

Biomasse

Im Bereich der Biomasse kommt der ORC insbesondere in kleinen dezentralen Anlagen zum Einsatz, da im Leistungsbereich von wenigen MW gegenüber dem Wasser-Dampf-Prozess wesentlich effizientere Turbinen hergestellt werden können. Zudem erfordern die höheren Drücke im konventionellen Clausius-Rankine-Prozess ein höheres Maß an Sicherheitsmaßnahmen, das für kleinere Anlagen schwieriger zu er-

füllen ist [24]. Aus Sicherheitsgründen wird bei ORC-Anlagen ein Zwischenkreis mit Thermoöl als Wärmeträger eingesetzt, so dass das ORC-Medium keinen direkten Kontakt zum Kessel hat, in dem die feste Biomasse verbrannt wird. Die in Deutschland und Österreich in den letzten Jahren errichteten Anlagen werden bei Prozesstemperaturen von max. 270 °C betrieben, da das standardmäßig eingesetzte Arbeitsmittel Oktamethyltrisiloxan (OMTS) bis zu dieser Temperatur stabil ist [23]. Bei Verwendung dieses Fluides erfolgt die Kondensation auf einem erhöhten Temperaturniveau, wodurch eine Nutzung der abgeführten Wärme für industrielle Prozesse oder zur Einspeisung in ein Fernwärmenetz ermöglicht wird.

Abwärmenutzung

Bei einer Vielzahl an chemischen und thermischen Prozessen wird ein großer Teil der eingesetzten Wärme ungenutzt an die Umgebung abgeführt. Zur Steigerung der Effizienz dieser Prozesse und zur Verminderung des Umwelteinflusses durch Emissionen ist es sinnvoll, diese Abwärme nutzbar zu machen. Je nach der vom Ursprung abhängigen Temperatur der Abwärme wird zwischen den Bereichen gering ($T < 230$ °C), mittel (230 °C $< T < 650$ °C) und hoch ($T > 650$ °C) unterschieden [7]. In den ersten beiden Bereichen können ORC-Prozesse zur Stromerzeugung eingesetzt werden und damit bei geringen Wartungs- und Betriebskosten Einsparungen für den Betreiber und eine Verbesserung der Gesamteffizienz der jeweiligen Anlage mit sich bringen, ohne dass der eigentliche Prozess beeinflusst wird [15]. Die Einsatzmöglichkeiten sind hierbei vielfältig. Neben der Nutzung der Abwärme von thermischen Kraftwerken besteht insbesondere im Bereich der Fertigungstechnik, beispielsweise in der Zementherstellung, ein großes Potential [84]. Auch die Nutzung der Abwärme von Verbrennungsmaschinen ist ein vielversprechendes Einsatzgebiet. Hier kann unterschieden werden zwischen dem Einsatz bei größeren Maschinen, wie zum Beispiel Dieselaggregaten in Heizkraftwerken oder Schiffen und im kleineren Maßstab im Automobilsektor. Höhere Emissionsgrenzwerte erfordern bei letzterem eine Effizienzverbesserung des Gesamtsystems, die durch den Einsatz von ORC-Prozessen erreicht werden kann [81]. Diese können entweder über eine direkte mechanische Unterstützung der Antriebswelle zur Einsparung an Treibstoff führen, alternativ kann der produzierte Strom den gestiegenen Eigenbedarf der eingesetzten Elektronik decken.

2.1.3. Arbeitsmittel

Die Vielzahl der Einsatzmöglichkeiten der ORC-Prozesse erfordert entsprechende Anpassungen an die jeweilige Wärmequelle. Einen großen Einfluss auf den effizienten Betrieb hat dabei das im Prozess eingesetzte Arbeitsmittel [92]. Eine erste Einteilung der Arbeitsmittel kann aufgrund der Temperatur der Wärmequelle erfolgen: Bei Temperaturen unter 180 °C kommen verschiedene Kältemittel als Kreislaufmedium in Frage, zwischen 180 °C und 250 °C eignen sich Kohlenwasserstoffe und bei Temperaturen über 250 °C werden Siloxane eingesetzt [92].

Eine weiteres charakteristisches Kriterium zur Einteilung der möglichen Arbeitsmittel, das Einfluss auf die Anlagenkonfiguration und auf die Prozesseffizienz hat, ist die Steigung der Taulinie im T-s-Diagramm. Wie bereits in Kapitel 2.1 erwähnt, weisen viele organische Fluide im Gegensatz zu Wasser eine positive Steigung der Taulinie auf. Generell kann zwischen drei Kategorien unterschieden werden, die exemplarisch in Abbildung 2.5 dargestellt sind. Links in Abbildung 2.5 ist das Zweiphasengebiet und die Steigung der Taulinie eines sogenannten retrograden oder trockenen Fluides aufgetragen. In der mittleren Grafik ist ein Beispiel für ein Fluid gegeben, dessen Taulinie annähernd senkrecht verläuft und das daher als isentropes

Fluid bezeichnet wird. In der rechten Abbildung ist das Zweiphasengebiet eines nassen Fluides aufgetragen, das wie Wasser eine negative Steigung der Taulinie aufweist. Während nasse Fluide zum Schutz der Turbine vor Korrosion und Tropfenschlag eine Überhitzung des Frischdampfes erfordern, liegt bei trockenen Fluiden nach der Entspannung überhitzter Dampf vor, dessen Restwärme entweder über den Kondensator abgeführt werden muss oder über einen internen Wärmeübertrager zur Vorwärmung genutzt werden kann. Dadurch ist entweder ein erhöhter Kühlaufwand oder im Fall des Überhitzers bzw. Rekuperators ein erhöhter Anlagenaufwand, der zudem mit weiteren Verlusten verbunden ist, erforderlich. *Hung et al.* [43] empfehlen daher zur Nutzung von Niedertemperaturwärme die Verwendung von isentropen Fluiden im ORC.

Die Bedeutung des eingesetzten Arbeitsmittels zeigt sich in der Vielzahl der Studien, in denen detailliertere Kriterien für die Wahl des optimalen Fluides vorgeschlagen wurden. Eines dieser Kriterien ist beispielsweise die Verdampfungswärme, die bei unterkritischen Prozessen idealerweise möglichst gering sein sollte, um eine gute Anpassung der Temperaturprofile zwischen Arbeitsmittel und Wärmequelle zu erreichen [54]. Dies ermöglicht eine insgesamt höhere Leistung. *Chen et al.* [18] führen auf, dass eine hohe Dichte des Frischdampfes von Vorteil ist, da hierdurch die Druckverluste im Wärmeübertrager niedriger und die Turbinengröße geringer gehalten werden können, was beides nicht vernachlässigbaren Einfluss auf die Systemkosten hat. Aus demselben Grund sollten die Fluide eine hohe Wärmeleitfähigkeit (geringere Wärmeübertragungsflächen) und eine geringe Viskosität (geringe Druckverluste) aufweisen [6]. *Maizza et al.* [57] fassten dies bereits zuvor unter dem Begriff der hohen volumetrischen Leistung zusammen.

Eine Grundvoraussetzung ist die thermische Stabilität im eingesetzten Temperaturbereich. Idealerweise sollten die Fluide zudem ungiftig, nicht korrosiv und nicht brennbar sein. Ebenso ist die Umweltverträglichkeit ein wichtiger Faktor bei der Auswahl des optimalen Arbeitsmittels. Diese wird unter anderem mit dem Greenhouse Warming Potential (GWP) beschrieben. Diese Kennzahl gibt die Wirkung auf den Treibhauseffekt auf hundert Jahre bezogen im Vergleich zu CO_2 wieder. Je höher das GWP eines Fluides ist, umso schädlicher ist es somit für die Atmosphäre. Denn auch wenn sich das Arbeitsmittel in einem geschlossenen Kreislauf befindet, können Leckagen von 1%-3% pro Jahr der in der gesamten Anlage enthaltenen Fluidmasse nicht vermieden werden [40]. Zudem ist der gesamte Lebenszyklus der Anlage zu beachten, so dass sich der Einsatz von Fluiden mit geringen GWP-Werten empfiehlt.

Trotz all dieser Kriterien ist keine Festlegung auf bestimmte Arbeitsmittel möglich, da sich je nach Zielsetzung der Optimierung und Festlegung der Randbedingungen keine Kennzahl definieren lässt, die eine direkte Aussage über das optimale Fluid für den speziellen Anwendungsfall ermöglicht [84]. *Heberle et al.* [39] untersuchten beispielsweise die kombinierte Strom- und Wärmeproduktion bei einer geothermischen Wärmequelle unter 450 K für vier verschiedene Fluide (Isobutan, Isopentan, R245fa und R227ea). Die

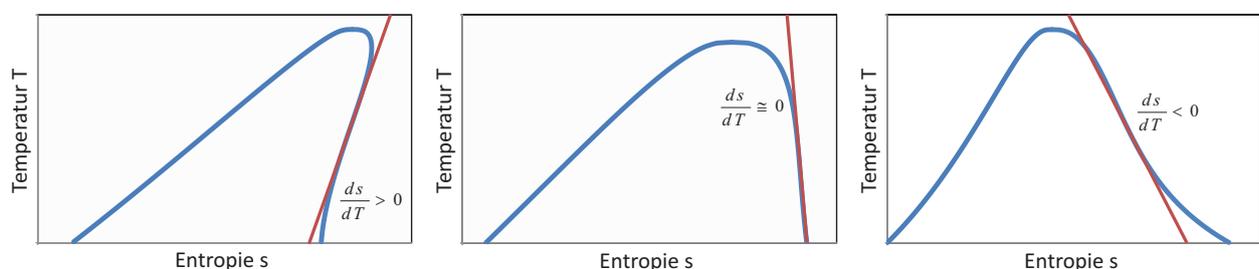


Abb. 2.5.: Einteilung der organischen Fluide nach Steigung der Taulinie im T-s-Diagramm von links nach rechts: retrograd bzw. trocken, isentrop, nass

Studie ergab, dass im Fall einer Reihenschaltung von Kraftwerk und Wärmeauskopplung Isopentan am geeignetsten ist, während bei einer Parallelschaltung eine höhere Gesamteffizienz mit Isobutan oder R227ea zu erwarten ist. Demgegenüber empfehlen *Sauret und Rowlands* [75] bei ähnlichen, wenn auch nicht komplett identischen Randbedingungen und im Hinblick auf eine reine Stromproduktion die Verwendung von R134a oder R143a. *Saleh et al.* [74] wiederum untersuchten 31 verschiedene Fluide für den Einsatz in Niedertemperaturanwendungen. Die Simulationen ergaben für eine geothermale Wärmequelle den höchsten Ertrag bei Einsatz von R143a oder R152a, bei solarer Wärmequelle sollten dagegen die Fluide R236a, R245ca und andere in Betracht gezogen werden.

Die hier aufgeführten Beispiele zeigen, dass über die erwähnten Kriterien zwar eine Vorauswahl der zu untersuchenden Fluide getroffen werden kann. Eine detailliertere Analyse unter Verwendungen der projektspezifischen Randbedingungen ist jedoch immer erforderlich.

2.1.4. Charakterisierung, Kennzahlen

Neben der Wahl des Arbeitsmittels haben weitere Größen Einfluss auf die Effizienz des Prozesses. Für vergleichende Betrachtungen werden daher charakteristische Kennzahlen definiert. In konventionellen Kraftwerken wird hierzu allgemein der thermische Wirkungsgrad η_{th} herangezogen, der definiert ist als das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand [83]. Dabei ist der Nutzen die Turbinenleistung abzüglich der Pumpenleistung (und weiterer prozessinterner Verbraucher, die häufig vernachlässigbar sind) und der Aufwand die dem Prozess zugeführte Wärme:

$$\eta_{th} = \frac{P_{Turb} - P_{Pump}}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{(h_4 - h_5) - (h_2 - h_1)}{h_4 - h_3} \quad (2.11)$$

Neben der Effektivität der Energieumwandlung, die durch den thermischen Wirkungsgrad beschrieben wird, ist bei der geothermischen Stromerzeugung die Güte der Wärmezufuhr von großer Bedeutung. Abhängig vom verwendeten Arbeitsfluid und den Prozessparametern kann das Thermalwasser unterschiedlich weit ausgekühlt und damit dem Prozess mehr oder weniger Wärme zugeführt werden. Dies hängt mit den Temperaturverläufen des Thermalwassers und des Arbeitsmittels im Wärmeübertrager zusammen. Daher ist der Wärme-Nutzungs-Wirkungsgrad $\eta_{Q,nutz}$ als Verhältnis von dem Prozess zugeführter Wärme \dot{Q}_{zu} zu maximal zuführbarer Wärme $\dot{Q}_{zu,max}$ eine wichtige Kennzahl.

$$\eta_{Q,nutz} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{\dot{Q}_{zu,max}} = \frac{T_{Wt,ein} - T_{Wt,aus}}{T_{Wt,ein} - T_{Umg}} \quad (2.12)$$

Dem Prozess würde die maximale Wärme zugeführt, wenn das Thermalwasser bis auf Umgebungstemperatur T_{Umg} abgekühlt werden könnte. Alternativ gibt der exergetische Wirkungsgrad des Wärmeübertragers $\eta_{ex,WÜ}$ Auskunft über die Güte der Wärmeübertragung:

$$\eta_{ex,WÜ} = \frac{\dot{m}_{ORC} ((h_4 - h_3) - T_{Umg} (s_4 - s_3))}{\dot{m}_{Wt} ((h_{Wt,ein} - h_{Wt,aus}) - T_{Umg} (s_{Wt,ein} - s_{Wt,aus}))} \quad (2.13)$$

Hierbei fließen neben den Enthalpiedifferenzen auf der ORC-Seite $h_4 - h_3$ und auf der Thermalwasserseite $h_{Wt,ein} - h_{Wt,aus}$ die Entropiedifferenzen $s_4 - s_3$ bzw. $s_{Wt,ein} - s_{Wt,aus}$ sowie die Umgebungstemperatur T_{Umg} in Kelvin in die Berechnung ein. Je höher der exergetische Wirkungsgrad ist, umso geringer ist die

Fläche zwischen den Temperaturverläufen im Wärmeübertragungsdiagramm und umso besser ist somit die Anpassung der Temperaturverläufe.

Um einen direkten Vergleich zwischen den Nettoleistungen der Prozesse ziehen zu können, wird als weitere Kennzahl die spezifische Netto-Leistung $P_{netto,spez}$ definiert. Sie gibt die Netto-Leistung P_{netto} in Kilowatt an, die bei einem Thermalwassermassenstrom \dot{m}_{Wt} von 1 kg/s erzielt wird:

$$P_{netto,spez} = \frac{P_{netto}}{\dot{m}_{Wt}} \quad (2.14)$$

Bei der Auswahl des Arbeitsmittels und der Frischdampfparameter in Kapitel 3.3 werden diese Kennzahlen für den Vergleich verschiedener Prozesse als Entscheidungskriterien herangezogen.

2.2. Dynamische Simulation

2.2.1. Software

Die Anforderungen an die Simulationsumgebung ergeben sich aus dem Ziel, den MoNiKa-Kreislauf, wie er in Kap. 1.2 beschrieben ist, detailliert zu modellieren. Dies beinhaltet neben den Hauptkomponenten Entspannungsmaschine, Pumpe, Wärmeübertrager und Kühler ebenso Rohrleitungen, Ventile und Regler sowie weitere Hilfsaggregate. Anhand eines solchen Modells kann das Anlagenverhalten mittels Simulationen vorhergesagt werden.

Die Eigenentwicklung eines transienten Simulationscodes ist sehr aufwendig und erfordert Programmierkenntnisse in größerem Umfang. Da zudem zahlreiche bestehende Simulationsprogramme bereits kommerziell verfügbar sind, ist die Auswahl eines geeigneten Codes sinnvoll. Die an diesen Code gestellten Anforderungen sind folgende:

- Zeitabhängige Simulation
- Möglichkeit der Implementierung von Stoffdaten verschiedener organischer Fluide bzw. bereits implementierte Stoffdaten
- Modularer Aufbau mit bestehenden Modellen für einzelne Komponenten
- Leitungen und Wärmeübertrager / Kondensator als finite Volumen / finite Elemente auflösbar
- “Blick in den Code” wünschenswert → Möglichkeit der Überprüfung der verwendeten Korrelationen
- Möglichkeit der Einbindung eigener Modelle / Anpassung bestehender Modelle und Korrelationen.

Das Institut für Kern- und Energietechnik besitzt Lizenzen der Simulationssoftware Apros (VTT, Finnland) [2]. Dieses Programm ist vorrangig zur thermohydraulischen Simulation von Kernkraftwerken entwickelt worden. Ein Kreisprozess mit Wasser als Arbeitsmittel (d.h. der Clausius-Rankine-Prozess) kann damit transient modelliert werden. Jedoch lassen sich nur sehr bedingt andere Stoffe als Arbeitsmittel einsetzen; eine Einbindung externer Fluiddaten ist ohne Weiteres nicht möglich. Für die Modellierung von MoNiKa kommt Apros daher nicht in Frage, eine Validierung von Simulationen durch einen Vergleich mit Ergebnissen eines anderen Codes ist jedoch möglich (Code-to-Code-Validierung).

Um das für die oben erwähnten Anforderungen am besten geeignete Programm zu verwenden, wurden

Software	Pro	Contra
Aspen Dynamics [3]	Umfangreiche Stoffdatenbank implementiert	keine Diskretisierung der Wärmeübertragermodelle möglich, keine Korrelationen eingebunden
Dymola & TIL [26], [87]	Offener, gestaffelter Aufbau; NIST-Stoffdaten eingebunden; erweiterbar	-
Enbibro [38]	NIST-Stoffdaten sind eingebunden; Umfangreiche Bibliothek mit Komponenten	Geringerer Detaillierungsgrad, da eher für die Simulation von Großkraftwerken mit vielen Komponenten gedacht
SimulationX [79]	NIST-Stoffdaten eingebunden	Zwei-Phasen-Strömungen nicht simulierbar
ThermoLib [85]	Matlab-Toolbox, dadurch einfache Austauschbarkeit der Daten; Nutzung weiterer MathWorks-Tools möglich	Stoffdaten nur für unterkritischen Bereich implementiert; keine Diskretisierung von Rohrleitungen und Wärmetauschern möglich

Tabelle 2.1.: Vergleich verschiedener Simulationsprogramme

einige Codes als Testversion detaillierter betrachtet. Die jeweiligen Vor- und Nachteile der getesteten Programme sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

Die Programme AspenDynamics, SimulationX und ThermoLib sind aufgrund der genannten Nachteile nicht für die Simulation von MoNiKa geeignet. Unter den verbliebenen Programmen ist besonders der offene Aufbau von Dymola bzw. der Sprache Modelica von Vorteil, welcher einen Blick in den Code sowie gegebenenfalls erforderliche Anpassungen ermöglicht. Ebenso ist es aufgrund des modularen Aufbaus möglich, weitere Komponenten zu implementieren. Die transienten Simulationen werden daher mit Dymola durchgeführt werden. Im folgenden Kapitel wird auf die Struktur von Dymola und der dahinter stehenden Programmiersprache Modelica sowie der kommerziellen Komponentenbibliothek TIL näher eingegangen.

2.2.2. Modelica, Dymola, TIL

Modelica[®] ist eine frei erhältliche objekt-orientierte Programmiersprache, die es ermöglicht, komplexe Systeme zu modellieren [68]. Ziel bei der Entwicklung der Sprache seit 1996 durch die hierfür gegründete Modelica Association [61] war es, die Vielzahl der bestehenden Modellierungssprachen zu vereinheitlichen. Die erste Version von Modelica (Version 1.4) wurde 2000 veröffentlicht. Die Modelle in Modelica sind mathematisch durch diskrete und algebraische Gleichungen sowie durch Differenzialgleichungen beschrieben.

Der Modellierungsansatz bei Modelica orientiert sich an der Vorgehensweise, die beim Aufbau eines realen Systems angewendet wird. Zunächst besteht die Möglichkeit, das System aus bereits bestehenden Komponenten zusammenzusetzen. Finden sich für eine spezielle Funktion keine Komponenten, besteht die Möglichkeit, ein eigenes neues Komponentenmodell zu entwickeln. Bestehende Modelle von häufig verwendeten Komponenten sind in der Modelica Standard Library, die kontinuierlich überarbeitet und erweitert wird, enthalten. Dazu gehören u.a. Definitionen für Einheiten, mathematische Funktionen, input/output-Blöcke und Regler. Des Weiteren sind freie und kommerzielle Bibliotheken für verschiedene Anwendungsgebiete erhältlich (siehe u.a. [60]).

Zur Simulation der in der Modelica-Sprache entwickelten Modelle und Systeme wird eine Simulationsum-

gebung benötigt, die den Code in eine für die Simulation geeignete Form umwandelt. Die Simulationsumgebung Dymola (**D**ynamic **M**odeling **L**aboratory) von Dassault Systèmes [26] kann große Systeme in C-Code umwandeln. Hierbei wandelt ein spezieller Transformationsalgorithmus die einzelnen Gleichungen der Modellkomponenten in Modelica in ein Gleichungssystem um. Gleichzeitig werden die Gleichungen in eine explizite Form umgestellt, sortiert und nach Möglichkeit Variablen substituiert (siehe auch [33]). Dieses Gleichungssystem kann nun mit herkömmlichen Methoden gelöst werden. Dymola bietet hierfür verschiedene Integrationsalgorithmen zur Auswahl an [20]. Im Rahmen dieser Arbeit wurde für alle Simulationen der Algorithmus DASSL (Differential-Algebraic System Solver) verwendet, der Rückwärtsdifferenziation (BDF) anwendet [29]. Die Zeitschrittweite wird durch den Löser variabel angepasst, so dass die gewünschte Genauigkeit der Ergebnisse erzielt wird.

Der Modellaufbau kann in Dymola über eine grafische Benutzeroberfläche erfolgen, indem bestehende Modelle einzelner Komponenten des Systems verbunden und deren Parameter über Eingabemasken definiert werden. Der entsprechende Modelica-Code wird dabei durch das Programm automatisch erzeugt. Alternativ ist eine Modellerstellung durch manuelle Texteingabe im Texteditorfenster möglich.

Für den hier vorliegenden speziellen Anwendungsfall der Simulation eines thermohydraulischen Systems mit einem organischen Strömungsmedium wird neben der Modelica Standard Library die Komponentenbibliothek TIL [87] verwendet. Diese kommerzielle Bibliothek der Firma TLK Thermo aus Braunschweig beinhaltet Modelle für alle wichtigen Komponenten eines thermodynamischen Kreisprozesses. Dazu gehören neben verschiedenen Pumpen-, Expansionsmaschinen- und Wärmeübertragermodellen auch Komponenten wie Rohre, Ventile und Ausgleichsbehälter. Zudem ermöglicht die TIL-Bibliothek die Einbindung externer Stoffdaten des Programms REFPROP des National Institute of Standards and Technology (NIST) [65] über eine entsprechende Schnittstelle (TIL-Media). Trotz der Tatsache, dass es sich bei TIL um eine kommerzielle Bibliothek handelt, besteht Einblick in den Modelica-Code, der den Modellen zu Grunde liegt. Dies ermöglicht es, die verwendeten Gleichungen nachzuvollziehen und auf Anwendbarkeit im jeweiligen Fall zu prüfen. Zudem besteht durch den objekt-orientierten, modularen Aufbau die Möglichkeit, die Modelle anzupassen oder zu erweitern.

Alle Komponentenmodelle in TIL beinhalten die Erhaltungsgleichungen für Masse, Energie und Impuls in folgender Formulierung [73]:

Massenbilanz:

$$\frac{dM}{dt} = \sum_k \dot{m}_k = \rho_{hom} \frac{dV}{dt} + V \frac{d\rho_{hom}}{dt} \quad (2.15)$$

Energiebilanz:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{M} \left\{ \sum_k [\dot{m}_k (h_k - h)] + \dot{Q} + \dot{W}_t + V \frac{dp}{dt} \right\} \quad (2.16)$$

Impulsbilanz:

$$\frac{d\dot{m} V}{dt A} = \frac{\dot{m}_{ein}^2}{A\rho_{hom}} - \frac{\dot{m}_{aus}^2}{A\rho_{hom}} + (p_{ein} - p_{aus})A - \Delta p_{RA} - \rho_{hom}gV \sin \varphi \quad (2.17)$$

Die dreidimensionale Strömung in den Rohrleitungen und Wärmeübertragern wird hierbei als eindimensional betrachtet, da die vorgegebene Strömungsrichtung dominierend ist. Des Weiteren wird die Strömung als homogene einphasige Strömung betrachtet. Der Zähler k umfasst alle ein- und austretenden Stoff- und Ener-

geströme des Kontrollvolumens V . Gleichung 2.16 beruht auf dem ersten Gesetz der Thermodynamik für offene Systeme (siehe u.a. [4]) unter Vernachlässigung der kinetischen und der potentiellen Energie, sowie unter der Annahme konstanter Fluideigenschaften im Kontrollvolumen V . In Gl. 2.16 bezeichnen \dot{m}_k und h_k die ein- und austretenden Massenströme und ihre jeweilige Enthalpie, h die Enthalpie im Kontrollvolumen V , \dot{Q} alle ein- und austretenden Wärmeströme unter Vernachlässigung des Wärmeeintrags aufgrund von Wandreibung und \dot{W}_t die technische Arbeit.

In Gl. 2.17 bezeichnet A die durchströmte Fläche des Kontrollvolumens und ρ_{hom} die homogene Dichte des Fluides. Unter Vernachlässigung schneller dynamischer Prozesse wie z.B. der Schalldruckwellenausbreitung wird die zeitliche Ableitung in Gleichung 2.17 zu null und die Impulsbilanz stationär. Die Änderung der Impulsströme $\frac{\dot{m}^2}{A\rho_{hom}}$ zwischen Ein- und Austritt hat vor allem bei großen Dichteänderungen wie beispielsweise bei der Kondensation Einfluss. In Kapitel 4.2.2 wird jedoch gezeigt, dass der hierdurch entstehende Druckanstieg aufgrund der Strömungsverzögerung gegenüber dem Reibungsdruckverlust gering ist und somit ebenfalls vernachlässigt werden kann (siehe hierzu auch Richter2008 [73]). Die hydrostatischen Einflüsse $\rho gV \sin \varphi$ werden aufgrund der geringen Höhenunterschiede ebenfalls nicht beachtet. Somit berechnet sich der Druckverlust Δp aus dem Reibungsdruckverlust Δp_R :

$$\Delta p = (p_{aus} - p_{ein}) = -\Delta p_R \quad (2.18)$$

Die zeitliche Änderung der Dichte in Gl. 2.15 wird in Abhängigkeit des Druckes und der Enthalpie im konstanten Kontrollvolumen V berechnet über:

$$\frac{d\rho}{dt} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial p} \right)_h \frac{dp}{dt} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial h} \right)_p \frac{dh}{dt} \quad (2.19)$$

Die partiellen Ableitungen dieser Gleichung werden mit Hilfe des jeweiligen Stoffdatenmodells berechnet.

Im Folgenden werden die verwendeten Modelle der TIL-Bibliothek vorgestellt und die für diese Anwendung notwendigen Erweiterungen und Änderungen erläutert.

2.2.3. Komponenten in TIL

In TIL wird zwischen Komponenten für sog. VLE-Fluide (Vapour-Liquid Equilibrium Fluide; u.a. Fluide der REFPROP-Datenbank), in denen die Fluide flüssige, dampfförmige und überkritische Zustände annehmen können, für inkompressible Flüssigkeiten (Wasser und Thermoöle) und für Gase, darunter auch feuchte Luft, unterschieden. Es können immer nur Komponenten innerhalb einer dieser Gruppen miteinander verbunden werden. Davon ausgenommen sind die Wärmeübertragermodelle, von denen für jede Paarung von Fluidarten spezielle Modelle vorliegen. Jede Komponente verfügt über mindestens einen „Port“, über den sie mit anderen Komponenten verbunden wird. An den „Ports“ werden der Massenstrom, die Enthalpie und der Druck des Fluids übergeben. Alle weiteren benötigten Größen zur Schließung der Erhaltungsgleichungen können aus diesen Variablen über die REFPROP-Datenbank ermittelt werden.

Verrohrung

Für die Modellierung der Verrohrung steht in TIL das Modell *Tube* (siehe Abbildung 2.6) zur Verfügung. Es ermöglicht eine eindimensionale Diskretisierung der Strömung in axialer Richtung. Abbildung 2.6 zeigt die

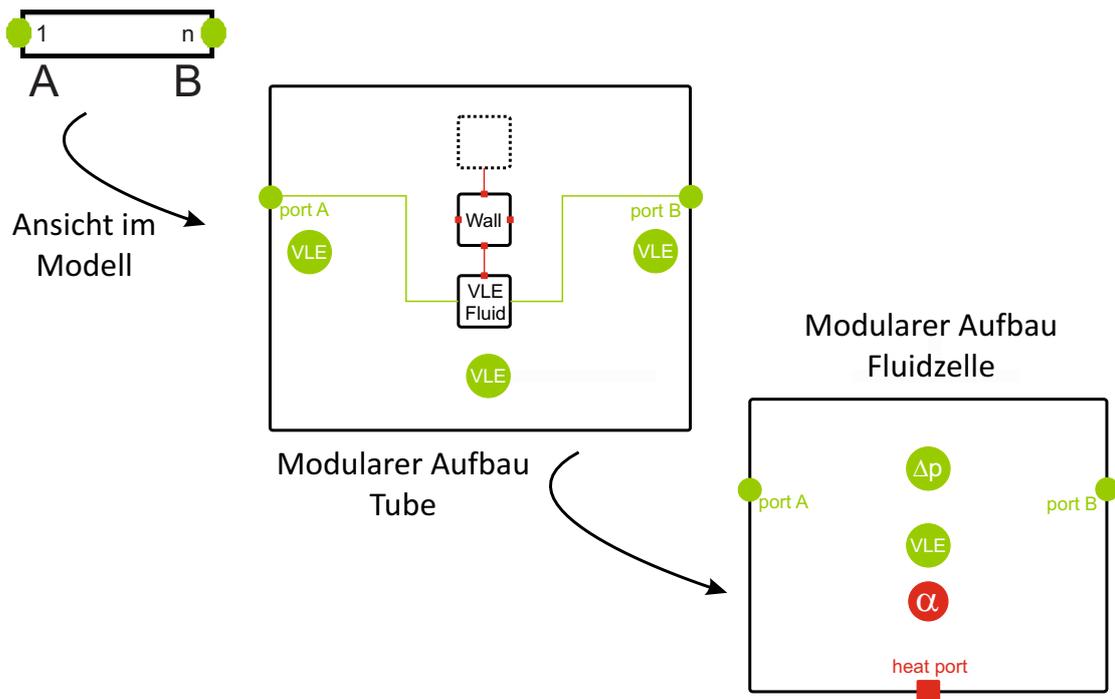


Abb. 2.6.: Grafische Darstellung des modularen Aufbaus des Rohrleitungsmodells „Tube“ aus TIL [87]

Ansicht der Komponente beim Einsatz im Modell (oben links) mit den Anschlüssen „A“ und „B“. Zentral in der Abbildung ist der modulare Aufbau bestehend aus den Anschlüssen, den Wandzellen und den Fluidzellen dargestellt. Die Anzahl der Zellen kann vom Benutzer beliebig festgelegt werden. Die Stoffeigenschaften des Fluides werden an den beiden Anschlüssen und in jeder Zelle berechnet (in Abbildung 2.6 durch grüne Kreise gekennzeichnet). Jede Fluidzelle enthält ebenfalls zwei Ports, zusätzlich sind hier Modelle für den Druckverlust und den Wärmeübergang zur Wand enthalten (siehe 2.6 unten rechts). Die Wärmeübertragung zur Wand erfolgt über sogenannte Heat-Ports (rot dargestellt). In der Wand wird eine Wärmeleitung in axialer und radialer Richtung in Abhängigkeit des gewählten Rohrmaterials berechnet. Optional kann auch eine Wärmeübertragung von der Wand an eine angeschlossene Wärmequelle oder -senke aktiviert werden. Die wählbaren Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen werden in Kapitel 2.3 bzw. 2.4 vorgestellt.

Wärmeübertrager

Der Wärmeübertrager des ORC-Prozesses soll als Plattenwärmeübertrager ausgeführt werden. Die verwendete Version von TIL (Version 3.0.1) enthält lediglich Modelle für Doppelrohr- und Rohrbündelwärmeübertrager, allerdings wurde von der Firma TLK Thermo GmbH eine Erweiterung mit dem Plattenwärmeübertragermodell *Plate Heat Exchanger* zur Verfügung gestellt. Dieses Wärmeübertragermodell ist analog zum Rohrmodell modular aufgebaut, bestehend aus je zwei Anschlüssen für das flüssige Medium und für das VLE-Fluid. Es erfolgt ebenfalls eine eindimensionale Diskretisierung in axialer Richtung, bei der immer eine VLE-Fluid-Zelle über eine Wand-Zelle mit einer Flüssigkeitszelle verbunden ist. Die eingesetzten Zellen haben den gleichen Aufbau wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Das Modell kann sowohl zur Simulation eines Gleichstromwärmeübertragers als auch zur Simulation eines Gegenstromwärmeübertragers verwendet werden. Die zur Berechnung der Wärmeübertragung und des Druckverlustes implementierten Korrelationen sind in Kapitel 2.3 bzw. 2.4 aufgeführt. Abbildung 2.7 links zeigt den Aufbau des Wärmeübertragermodells.

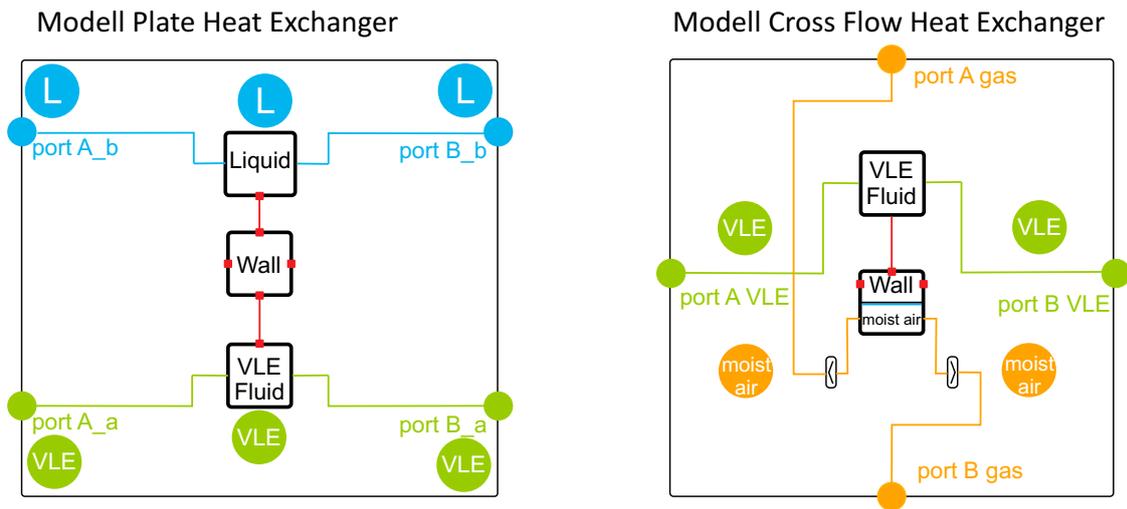


Abb. 2.7.: Grafische Darstellung des modularen Aufbaus des Wärmeübertragermodells „Plate Heat Exchanger“ (links) und des Wärmeübertragermodells „Cross Flow Heat Exchanger“ (rechts) aus TIL [87]

Hierbei kennzeichnen die grünen Kreise die Stoffdatenberechnung des VLE-Fluides, die blauen Kreise die Stoffdatenberechnung der Flüssigkeit.

Kondensator

Zur Modellierung des Kondensators wird das Kreuzstromwärmeübertragermodell *Cross Flow Heat Exchanger* für die Wärmeübertragung zwischen dem ORC-Medium und feuchter Luft verwendet. Das ORC-Fluid kondensiert hierbei in waagrechten, berippten Rohren, die axial diskretisiert werden. Der orthogonal geführte Luftmassenstrom wird auf die gewählte Anzahl an Zellen aufgeteilt, jedoch in Strömungsrichtung nicht diskretisiert. Das Modell ist ebenfalls modular aus VLE-Fluid-Zellen aufgebaut, die mit kombinierten Wand-/Luftzellen verbunden sind. Diese Wand-/Luftzellen berücksichtigen eine mögliche Taubildung des aus der Luft kondensierenden Wassers auf der Oberfläche der Rohre und Rippen. Die zur Berechnung der Wärmeübertragung und des Druckverlustes implementierten Korrelationen sind in Kapitel 2.3 bzw. 2.4 aufgeführt. Abbildung 2.7 rechts zeigt den Aufbau des Wärmeübertragermodells. Hierbei kennzeichnen die grünen Kreise die Stoffdatenberechnung des VLE-Fluides, die orangenen Kreise die Stoffdatenberechnung der feuchten Luft.

Entspannungsmaschine

Im hier vorliegenden Leistungsbereich in Höhe von 100 - 150 kW können sowohl Radial- und Axialturbinen als auch Schraubenexpansionsmaschinen (SEM) zur Entspannung des Fluides eingesetzt werden [41]. In einem Vergleich zwischen Turbinen und Schraubenexpansionsmaschinen bieten letztere jedoch bessere Möglichkeiten, einen effizienten Teillastbetrieb zu erreichen [41]. Im dynamischen Modell wird daher für die Berechnung der Entspannung des Fluides in einer Kolben- oder Schraubenexpansionsmaschine das Expandermodell *EffExpander* der TIL-Bibliothek verwendet. Hierbei handelt es sich um ein null-dimensionales Komponentenmodell, in dem die Entspannung des Dampfes in Abhängigkeit des Verdrängungsvolumens

dV , der Drehzahl n und des isentropen Wirkungsgrades η_{is} berechnet wird. Die Leistung des Expanders P_{Exp} ergibt sich dann aus:

$$P_{Exp} = \dot{m}_{ORC} (h_4 - h_{5is}) \eta_{is} \quad (2.20)$$

Für den Massenstrom bei der Dichte ρ_4 am Expandereintritt gilt:

$$\dot{m}_{ORC} = \rho_4 \cdot n \cdot dV \quad (2.21)$$

In Gleichung 2.21 bezeichnet n die Drehzahl und dV das Verdrängungsvolumen des Expanders am Eintritt. Die Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt ergibt sich dann aus der Definition des isentropen Wirkungsgrades (siehe Gl. 2.5).

Das Modell, wie es in der TIL-Bibliothek vorliegt, verwendet einen konstanten isentropen Wirkungsgrad. Für detailliertere Berechnungen des Teillastverhaltens wurde es daher um einen variablen, lastabhängigen isentropen Wirkungsgrad erweitert. Hierfür wurde die von Ghasemi et al. [36] verwendete Anpassung des Wirkungsgrades implementiert. Sie berücksichtigt Abweichungen des Enthalpiegefälles und des Volumenstroms bei Teillast im Vergleich zum Auslegungspunkt (Index AP) über folgende Beziehungen:

$$r_{h1} = \sqrt{\frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_5)_{AP}}} \quad (2.22)$$

$$r_h = (((1,398r_{h1} - 5,425) \cdot r_{h1} + 6,274) \cdot r_{h1} - 1,866) \cdot r_{h1} + 0,619 \quad (2.23)$$

$$r_{V1} = \sqrt{\frac{\dot{V}}{\dot{V}_{AP}}} \quad (2.24)$$

$$r_V = (((-0,21r_{V1} + 1,117) \cdot r_{V1} - 2,533) \cdot r_{V1} + 2,588) \cdot r_{V1} + 0,038 \quad (2.25)$$

In Gleichung 2.22 bezeichnen die Indizes die Enthalpien an den in Abbildung 2.2 gekennzeichneten Zuständen im Kreisprozess. Die Variablen \dot{V} und \dot{V}_{AP} in Gleichung 2.24 bezeichnen den Volumenstrom am Eintritt bei Teillast bzw. im Auslegungsfall.

Der isentrope Wirkungsgrad des Expanders berechnet sich dann über:

$$\eta_{is} = \eta_{is,AP} \cdot r_h \cdot r_V \quad (2.26)$$

Speisepumpe

Das in TIL vorliegende Modell *SimplePump* dient zur Simulation einer Speisepumpe mit konstantem isentropen Wirkungsgrad unter Vorgabe des zu fördernden Massenstroms. Wie beim Expandermodell erfolgt keine Diskretisierung der Strömung zwischen Ein- und Austritt. Die Leistung der Pumpe berechnet sich wie folgt:

$$P_{hyd} = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (2.27)$$

$$P_{Pump} = \frac{1}{\eta_{is,Pump}} P_{hyd} \quad (2.28)$$

Hierbei wird unterschieden zwischen der hydraulischen Leistung P_{hyd} , die dem Fluid zugeführt wird und der für den Antrieb der Pumpe erforderlichen Leistung P_{Pump} . Die hydraulische Leistung berechnet sich aus der Druckdifferenz Δp zwischen Ein- und Austritt und dem Volumenstrom \dot{V} am Eintritt.

Weitere Komponenten

Zur Modellierung eines Ausgleichbehälters kann das in TIL vorliegende Modell eines idealen Dampfabscheiders verwendet werden. Dieses Modell trennt den eingehenden Fluidstrom in eine reine Gasphase (Index d) und eine reine Flüssigphase (Index f). Zudem wird der Füllstand im Volumen f_f als relative Größe berechnet:

$$f_f = \frac{h_d - h_{hom}}{h_d - h_f} \cdot \frac{\rho_{hom}}{\rho_f} \quad (2.29)$$

Der homogene Dichte ρ_{hom} und die Enthalpie h definieren den Zustand des Fluids im Behälter. Sie ergeben sich aus den Erhaltungsgleichungen (siehe Gl. 2.15 - 2.17) und der Kopplung mit dem Druck in Gl. 2.19 sowie aus der Angabe des Behältervolumens. Die Größen h_d , h_f und ρ_f sind die druckabhängigen Stoffwerte der reinen Phasen des Fluides.

Die verwendeten Ventilmodelle *Orifice Valve* und *Directional Control Valve* berechnen den Druckverlust Δp über das Ventil in Abhängigkeit eines effektiven Strömungsquerschnitts A_{eff} , des Massenstroms \dot{m} und der Dichte ρ_{ein} am Eintritt:

$$\Delta p = \frac{1}{2\rho_{ein}} \left(\frac{\dot{m}}{A_{eff}} \right)^2 \quad (2.30)$$

Für die Simulation der Ventilatoren der Luftkühlung steht das Modell *SimpleFan* zur Verfügung. Es ist analog zur Speisepumpe aufgebaut, jedoch zur Förderung und zum Druckaufbau von Gasen und feuchter Luft einsetzbar.

Zur Abgrenzung an die Umgebung werden zudem sog. *Boundaries* verwendet. Je nach Einsatz im Modell können diese unterbestimmt, bestimmt oder überbestimmt in Bezug auf die Definition des Fluidzustandes sein. Bei bestimmten Begrenzungen wird neben der Enthalpie oder der Temperatur des Fluides entweder der Druck oder der Massenstrom vorgegeben. Bei den Begrenzungen für feuchte Luft muss zudem die relative Feuchte der Luft angegeben werden.

2.3. Wärmeübertragung

2.3.1. Allgemein

Die in diesem Kapitel aufgeführten Gleichungen liegen sowohl der Auslegung des Wärmeübertragers und des Kondensators als auch der Berechnung des dynamischen Anlagenverhaltens in der transienten Simulation zu Grunde. Sie sind jeweils nur für konstante bzw. gemittelte Temperaturen und Stoffwerte gültig. Zur detaillierteren Auslegung und Simulation muss der Wärmeübertrager deswegen in mehrere in Reihe geschaltete Abschnitte unterteilt werden.

Der in einem Wärmeübertrager übertragene Wärmestrom \dot{Q} ist proportional zum Produkt aus Übertragungsfläche A_W und der mittleren Temperaturdifferenz der Fluide.

$$\dot{Q} = k \cdot A_W \cdot \Delta\vartheta_{ln} \quad (2.31)$$

In Gleichung 2.31 bezeichnet $\Delta\vartheta_{ln}$ die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen den Ein- und Austrittstemperaturen der beiden Fluide:

$$\Delta\vartheta_{ln} = \frac{\Delta\vartheta_1 - \Delta\vartheta_2}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_1}{\Delta\vartheta_2}\right)} \quad (2.32)$$

Für den Fall eines durchströmten Rohres setzt sich der Wärmedurchgangskoeffizient k in Gleichung 2.31 aus den einzelnen Wärmeübergangs- bzw. Wärmeleitungskoeffizienten in radialer Strömungsrichtung bezogen auf die Außenfläche des Rohres zusammen:

$$\frac{1}{k} = \frac{d_a}{d_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_a}{2\lambda_W} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_a} \quad (2.33)$$

Hierbei bezeichnen d_i und d_a den Innen- und Außendurchmesser des Rohres und λ_W die Wärmeleitfähigkeit des Feststoffes. Die Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_a sind u.a. abhängig von den Stoffeigenschaften der Fluide, der Strömungsgeschwindigkeit sowie der Strömungsführung (Gleichstrom, Gegenstrom, Kreuzstrom). Sie lassen sich über die Nusselt-Zahl berechnen, die definiert ist als:

$$Nu = \frac{\alpha l_{char}}{\lambda_F} \quad (2.34)$$

Hierbei ist λ_F der Wärmeleitungskoeffizient des strömenden Fluids und l_{char} die charakteristische Länge der Geometrie, die im Falle einer Rohrströmung dem Innendurchmesser d_i entspricht. Zur Berechnung der Nusselt-Zahl wiederum gibt es für zahlreiche Anwendungsfälle experimentell ermittelte Korrelationen, die in den folgenden Abschnitten aufgeführt sind. Die Korrelationen haben gemeinsam, dass sie die Nusselt-Zahl als Funktion der Reynolds-Zahl Re und der Prandtl-Zahl Pr beschreiben.

Die Reynolds-Zahl ist als das Verhältnis von Trägheitskraft zur Reibungskraft definiert [88]:

$$Re = \frac{w \cdot l_{char}}{\nu} \quad (2.35)$$

Hierbei bezeichnen w die Strömungsgeschwindigkeit, l_{char} die von der Geometrie abhängige charakteristische Länge und ν die kinematische Viskosität des Fluides.

Die Prandtl-Zahl ist als Verhältnis von Impulstransport und Energietransport definiert [67]:

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda_F} \quad (2.36)$$

2.3.2. Korrelationen für die erzwungene Konvektion in Rohrleitungen

Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten bei erzwungener Konvektion in Rohrleitungen muss zwischen einphasiger Strömung und Zweiphasenströmung, wie sie beispielsweise beim Sieden auftritt, unterschieden werden. Zudem muss jeweils zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden werden.

Für einphasige laminare Strömung mit einer Reynolds-Zahl $Re < 2300$ wird mit einer konstanten Nusselt-Zahl gerechnet (siehe u.a. [5]):

$$Nu = 3,6568 \quad (2.37)$$

Im Reynolds-Zahlenbereich von 2300 bis $5 \cdot 10^6$ berechnet sich die Nusselt-Zahl nach Gnielinski:

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.38)$$

Die Wärmeübergangskorrelation nach Dittus-Bölder ist für turbulente Strömungen mit höheren Reynolds-Zahlen gültig:

$$Nu = 0,023Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (2.39)$$

In Gleichung 2.38 bezeichnet ξ den Widerstandsbeiwert der Strömung:

$$\xi = \frac{1}{(0,79 \ln Re - 1,64)^2} \quad (2.40)$$

Bei Zweiphasenströmung muss zwischen Kondensation und Verdampfen unterschieden werden. Bei den in TIL implementierten Korrelationen für den Wärmeübergang bei Verdampfen wird wiederum zwischen zwei Modellen in Abhängigkeit von der Froude-Zahl der Strömung unterschieden. Die Froude-Zahl beschreibt das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Schwerkraften im Fluid:

$$Fr = \frac{w}{\sqrt{gl_{char}}} \quad (2.41)$$

Hierbei bezeichnen w die Strömungsgeschwindigkeit, g die Erdbeschleunigung und l_{char} die charakteristische Länge, die im Fall der Rohrströmung dem Innendurchmesser d_i entspricht. Für eine Froude-Zahl $Fr < 0,04$ wird das Modell nach Shah [77] verwendet, für höhere Froude-Zahlen erfolgt die Berechnung nach dem Modell von Chen [19]. Beiden Modellen liegt eine Aufteilung des Wärmeübergangskoeffizienten in einen konvektiven Anteil und einen auf die Blasenbildung zurückzuführenden Anteil zu Grunde.

Der Wärmeübergang bei Kondensation in Rohrleitungen wird über die Korrelation von Shah [78] beschrieben, die für turbulente Filmkondensation gültig ist. Die Korrelationen sind detailliert im Anhang aufgeführt.

Bei der Simulation wird automatisch in Abhängigkeit vom Dampfgehalt und von der Richtung des Wärmestroms die geeignete Korrelation ausgewählt und beim Wechsel der Korrelation durch entsprechende Numerik-Algorithmen evtl. auftretende Sprünge geglättet (siehe [73]).

2.3.3. Korrelationen für den Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern

Die Auslegung und Simulation des Plattenwärmeübertragers erfolgt unter Verwendung der im VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Mm [88] vorgestellten Berechnungsmethode. Hierbei wird zur Berechnung der Nusselt-Zahl eine modifizierte Lévêque-Gleichung empfohlen:

$$Nu = 0,122 \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/6} (\xi Re^2 \sin(2\beta))^{0,374} \quad (2.42)$$

In dieser Korrelation findet das Verhältnis der Viskosität des Fluides in der Strömung μ zur Viskosität des Fluides an der Wand μ_w Beachtung, außerdem wird der Einfluss des Prägungswinkels β berücksichtigt.

Die Reynolds-Zahl wird mit dem hydraulischen Durchmesser d_{hyd} als charakteristische Länge und der Strömungsgeschwindigkeit w berechnet.

$$d_{hyd} = \frac{4 \cdot \hat{a}}{\Phi} \quad (2.43)$$

$$w = \frac{\dot{m}}{2\rho \cdot \hat{a} \cdot B_P} \quad (2.44)$$

Darin stellt ρ die Dichte des Fluids, \hat{a} die Amplitude der wellenförmigen Platten und B_P deren Breite dar. Der Flächenvergrößerungsfaktor Φ berücksichtigt die in der Wellung begründete Vergrößerung der Übertragungsfläche und berechnet sich für sinusförmige Wellen nach:

$$\Phi(Z) \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + Z^2} + 4\sqrt{1 + \frac{Z^2}{2}} \right) \quad (2.45)$$

mit der Wellenzahl Z

$$Z = \frac{2 \cdot \pi \hat{a}}{\Lambda} \quad (2.46)$$

Λ beschreibt dabei die Wellenlänge. Die Wärmeübertragungsfläche A_P berechnet sich dementsprechend aus dem Produkt von Plattenlänge l_P und -breite b_P und dem Flächenvergrößerungsfaktor sowie der Anzahl der Platten z_P abzüglich der beiden äußeren Platten:

$$A_P = \Phi \cdot l_P \cdot B_P \cdot (z_P - 2) \quad (2.47)$$

Die Berechnung des Druckverlustbeiwertes ξ in Gleichung 2.42 ist abhängig vom Prägungswinkel β und in Kapitel 2.4.3 aufgeführt.

Die Wärmeübergangskoeffizienten werden mit der Nusselt-Zahl nach Gl. 2.42 und dem hydraulischen Durchmesser nach Gl. 2.43 über die Beziehung nach Gl. 2.34 berechnet. Der Wärmedurchgangskoeffizient bezogen auf die Übertragerfläche berechnet sich dann mit

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{b_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (2.48)$$

Hierbei stehen b_W für die Plattendicke, λ_W für den Wärmeleitkoeffizient des Plattenmaterials und α_1 bzw. α_2 für die Wärmeübergangskoeffizienten der beiden Fluide.

2.3.4. Korrelationen für die Kondensation im Luftkühler

Die Kondensation des organischen Fluides erfolgt in waagrecht bzw. leicht geneigten Rohren, die senkrecht von Kühlluft umströmt werden. Es handelt sich somit beim Kondensator um einen Kreuzstromwärmeübertrager. Zur Berechnung des Wärmeübergangs auf der ORC-Seite während der Simulation und zur Auslegung des Kondensators werden die Korrelationen aus dem VDI-Wärmeatlas, Abschnitt Ja [88] angewendet, die für die Filmkondensation reiner Dämpfe gelten. Diese Korrelationen sind nicht Teil der TIL-Bibliothek, konnten aber aufgrund des modularen Konzeptes in die bestehenden Modelle implementiert werden.

Die Nusselt-Zahl berechnet sich demnach aus einem laminaren und einem turbulenten Anteil, die überlagert werden. Der laminare Anteil Nu_{lam} ergibt sich aus der Nusselt-Korrelation für den glatten Film nach

Nusselt [66] für Reynolds-Zahlen der Flüssigphase Re_f unter 400, die um einen Korrekturfaktor K_{well} zur Berücksichtigung der Welligkeit der Strömung erweitert wird:

$$Nu_{lam} = 0,693 \cdot \left(\frac{1 - \rho_d / \rho_f}{Re_f} \right)^{1/3} \cdot K_{well} \quad (2.49)$$

In dieser Gleichung bezeichnen ρ_f und ρ_d die Dichten der Flüssig- bzw. Dampfphase. Für den Korrekturfaktor K_{well} gilt:

$$K_{well} = \begin{cases} 1 & \text{für } Re_f < 1 \\ Re_f^{0,04} & \text{für } Re_f \geq 1 \end{cases} \quad (2.50)$$

Für den turbulenten Anteil Nu_t bei Reynolds-Zahlen der Flüssigphase $Re_f \geq 400$ lautet der Ansatz für die Nusselt-Zahl mit der Prandtl-Zahl der Flüssigphase Pr_f :

$$Nu_t = \frac{0,0283 \cdot Re_f^{7/24} \cdot Pr_f^{1/3}}{1 + 9,66 \cdot Re_f^{-7/8} \cdot Pr_f^{-1/6}} \quad (2.51)$$

Die Reynolds-Zahl der Flüssigphase Re_f ergibt sich in Abhängigkeit des Dampfgehaltes x bei dem Innendurchmesser d_i aus:

$$Re_f = \frac{\dot{m}(1-x)}{\pi d_i \mu_f} \quad (2.52)$$

Die Reynolds-Zahl der Dampfphase Re_d berechnet sich entsprechend über:

$$Re_d = \frac{4\dot{m}x}{\pi d_i \mu_d} \quad (2.53)$$

Für andere Fluide als Wasser bzw. Wasserdampf müssen zudem Korrekturfaktoren verwendet werden, die die abweichenden Stoffeigenschaften und damit die unterschiedliche Interaktion zwischen Kondensatfilm und Dampfströmung in Form von unterschiedlichen Schubspannungen berücksichtigen. Für den laminaren Anteil berechnet sich der Korrekturfaktor K_{lam} über:

$$K_{lam} = 1 + \left(Pr_f^{0,56} - 1 \right) \tanh \frac{\tau_d}{\rho_f g \delta_f} \quad (2.54)$$

Für den turbulenten Anteil K_t gilt:

$$K_t = 1 + \left(Pr_f^{0,08} - 1 \right) \tanh \frac{\tau_d}{\rho_f g \delta_f} \quad (2.55)$$

Die darin enthaltene Schubspannung τ_d berechnet sich aus der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfanteils w_d nach:

$$\tau_d = \frac{\xi_r}{8} \rho_d w_d^2 \quad (2.56)$$

Der Widerstandsbeiwert ξ_r ist abhängig vom Widerstandsbeiwert des glatten Rohres ξ_g und einem Strömungsparameter F .

$$\xi_r = \xi_g (1 + 850F) \quad (2.57)$$

Diese berechnen sich folgendermaßen:

$$\xi_g = 0,184Re_d^{-0,2} \quad (2.58)$$

$$F = \frac{\max\left((2Re_f)^{0,5}; 0,132Re_f^{0,9}\right)}{Re_d^{0,9}} \cdot \frac{\mu_f}{\mu_d} \cdot \sqrt{\frac{\rho_d}{\rho_f}} \quad (2.59)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes w_d berechnet sich über den Massenstrom \dot{m} , den Dampfgehalt x , der Dichte ρ_d und den Strömungsquerschnitt. Dieser ergibt sich aus dem Rohrdurchmesser d und der Filmdicke des Kondensatfilms δ_f .

$$w_d = \frac{4\dot{m}x}{\rho_d\pi(d-2\delta_f)^2} \quad (2.60)$$

Die Filmdicke δ_f ist abhängig vom volumetrischen Dampfgehalt ε und dem Rohrdurchmesser d_i :

$$\delta_f = \frac{1-\varepsilon}{4}d_i \quad (2.61)$$

Der volumetrische Dampfgehalt ε lässt sich als Funktion des Strömungsparameters F beschreiben:

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{1 + \frac{1}{8,48F}} \quad (2.62)$$

Die Nusselt-Zahl ergibt sich schließlich aus einer quadratischen Überlagerung:

$$Nu = \sqrt{(K_{lam}Nu_{lam})^2 + (K_t Nu_t)^2} \quad (2.63)$$

Damit berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient α mit dem Wärmeleitkoeffizienten λ_F des Fluids nach:

$$\alpha = \frac{K_w Nu \lambda_F}{l_{char}} \quad (2.64)$$

mit der charakteristischen Länge:

$$l_{char} = \left(\frac{v_f^2}{g}\right)^{1/3} \quad (2.65)$$

In Gleichung 2.64 ist ein weiterer Korrekturfaktor enthalten. Der Faktor K_w beachtet den Einfluss der Schubspannung auf den Wärmeübergang und berechnet sich aus einer Kräftebilanz nach:

$$K_w = \left(\frac{\tau_d}{\rho_f g \delta_f}\right)^{1/3} \quad (2.66)$$

Der luftseitige Wärmeübergang wird in TIL mit der von Haaf vorgeschlagenen Korrelation berechnet [37]. Hierbei wird von einem querangeströmten Rohrbündel mit versetzt angeordneten Rohren ausgegangen, bei dem die Wärmeübertragungsfläche mit Hilfe von Lamellen vergrößert ist. Der Wärmeübergangskoeffizient bezogen auf die gesamte Oberfläche wird als scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient α_{sch} bezeichnet, der

sich aus dem über die Lamellen bzw. Rippen und Grundrohre als konstant angenommenen Wärmeübergangskoeffizienten α_{Ri} und dem Rippenwirkungsgrad η_{Ri} berechnet:

$$\alpha_{sch} = \alpha_{Ri} \left(\frac{A_G}{A_a} + \eta_{Ri} \frac{A_{Ri}}{A_a} \right) \quad (2.67)$$

In dieser Gleichung bezeichnet A_a die gesamte Wärmeübertragungsfläche, A_G die Glattrohroberfläche abzüglich der durch die Rippen belegten Fläche und A_{Ri} die Rippenoberfläche. Diese Oberflächen berechnen sich nach den folgenden Formeln:

$$A_a = \left[2u_q u_l + \pi d_a \left(b_{Ri} - u_{Ri} - \frac{d_a}{2} \right) \right] \frac{L}{b_{Ri}} z_q z_l \quad (2.68)$$

$$A_G = \pi d_a \left(1 - \frac{u_{Ri}}{b_{Ri}} \right) l z_q z_l \quad (2.69)$$

$$A_{Ri} = \left(2u_q u_l - \frac{\pi}{2} d_a^2 \right) \frac{L}{b_{Ri}} z_q z_l \quad (2.70)$$

In diesen Gleichungen bezeichnet u_l den Abstand der Rohrreihen, u_q den Abstand der Rohre in einer Reihe, z_q die Anzahl der Rohrreihen, z_l die Rohranzahl pro Reihe und d_a den Außendurchmesser des Glattrohres. Die Geometrie der Rippen ist über b_{Ri} für die Rippendicke und u_{Ri} für den Abstand der Rippen zueinander festgelegt.

Der Rippenwirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis der treibenden Temperaturdifferenz an den Lamellen zur Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Strömung. Da diese Temperaturen in der Regel nicht bekannt sind, wird er über die Hilfsgröße X ermittelt:

$$\eta_{Ri} = \frac{\tanh X}{X} \quad (2.71)$$

Für die Größe X gilt:

$$X = \gamma \frac{d_a}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_{Ri}}{\lambda_{Ri} u_{Ri}}} \quad (2.72)$$

Hierbei kennzeichnet λ_{Ri} den Wärmeleitkoeffizienten des Rippenmaterials. Das Produkt $\gamma \frac{d_a}{2}$ kann als gewichtete wirksame Rippenhöhe betrachtet werden, das die Art der Rippe berücksichtigt. Für Lamellen bei versetzten Rohren, also Sechseck-Rippen, gilt:

$$\gamma = 1,27 \frac{u_q}{d_a} \left(\frac{u_s}{u_q} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (2.73)$$

Die Größe u_s kennzeichnet den Abstand nebeneinanderliegender Rohre verschiedener Rohrreihen. Die charakteristische Länge zur Berechnung der Reynolds-Zahl nach Gl. 2.35 und zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten nach Gl. 2.34 wird aus dem Quotient des vierfachen Hohlraumvolumens $V\Psi$ und der Oberfläche A_a berechnet. Sie wird in diesem Fall als äquivalenter Durchmesser d_{ae} bezeichnet.

$$d_{ae} = \frac{4V\Psi}{A_a} \quad (2.74)$$

Darin bezeichnet Ψ den Hohlraumanteil des Wärmeübertragers:

$$\Psi = 1 - \frac{u_{Ri}}{b_{Ri}} - \frac{\pi d_a^2 (b_{Ri} - u_{Ri})}{4u_q u_l b_{Ri}} \quad (2.75)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit w_m ergibt sich daraus als Quotient der freien Anströmgeschwindigkeit w_0 zum Hohlraumanteil Ψ :

$$w_m = \frac{w_0}{\Psi} \quad (2.76)$$

Die von Haaf vorgeschlagene Korrelation, die auf einer Ausgleichskurve verschiedener experimenteller Daten beruht, lautet:

$$Nu = 0,31 Re^{0,625} Pr^{1/3} \left(\frac{d_{ae}}{u_l} \right)^{1/3} \quad (2.77)$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient k für den gesamten Luftkühler kann dann bezogen auf die äußere Übertragungsfläche A_a berechnet werden:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{sch}} + \frac{A_a}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_a - d_i}{2\lambda} \right) \quad (2.78)$$

2.4. Druckverlust

2.4.1. Allgemein

In den Rohrleitungs- und Wärmeübertragermodellen in TIL stehen verschiedene Modellierungen des Druckverlustes zur Auswahl. Zudem besteht die Möglichkeit, weitere Druckverlustkorrelationen bei Bedarf einzubinden. Die allgemeine Bestimmung des Druckverlustes, die allen Korrelationen zugrunde liegt, die in dieser Arbeit verwendet wurden, lautet nach [88]:

$$\Delta p = \xi a \frac{\rho}{2} w^2 \quad (2.79)$$

In dieser Gleichung wird mit ξ der Druckverlustbeiwert bezeichnet. Der Faktor a ist von der Strömungsform abhängig. Im Folgenden werden für die auftretenden Druckverluste die angewendeten Korrelationen für den Druckverlustbeiwert und die Definition des Formfaktors aufgeführt.

2.4.2. Druckverlust in Rohrleitungen

Bei der Durchströmung eines kreisförmigen Rohres berechnet sich der Formfaktor a aus der Länge des Rohres l und dem Innendurchmesser d_i :

$$a = \frac{l}{d_i} \quad (2.80)$$

Zur Bestimmung des Druckverlustbeiwertes muss zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden werden. Im Bereich laminarer Strömung, die bei Reynolds-Zahlen unter 2300 vorliegt, gilt in guter Näherung das Hagen-Poiseuillesche-Gesetz, aus dem folgt:

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad (2.81)$$

Ab einer Reynolds-Zahl von 2300 liegt eine turbulente Strömung vor, bei der die Wandrauigkeit einen größeren Einfluss auf den Druckverlust hat. In TIL ist für diese Strömungsform die Korrelation nach Konakov [51] implementiert, die den Druckverlust bei der Durchströmung glatter Rohre im Reynolds-Zahlenbereich $2300 \leq Re \leq 10^7$ beschreibt:

$$\xi = \frac{1}{(1,8 \log Re - 1,5)^2} \quad (2.82)$$

Diese Korrelation gilt sowohl für einphasige Flüssigkeits- als auch einphasige Dampfströmungen.

2.4.3. Druckverlust im Plattenwärmeübertrager

Wie bereits in Kapitel 2.3.3 erwähnt, ist der Druckverlust in Plattenwärmeübertragern abhängig vom Prägungswinkel β , der die Verdrehung der Platten zur Hauptströmungsrichtung beschreibt. Im Bereich von $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ gilt nach [88] für den Druckverlustbeiwert:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \beta}{\sqrt{0,18 \tan \beta + 0,36 \sin \beta + \xi_0 / \cos \beta}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{\xi_1}} \quad (2.83)$$

Die darin enthaltenen Konstanten sind empirische Faktoren, die auf Druckverlustmessungen an verschiedenen Plattenwärmeübertragern beruhen. In Gleichung 2.83 gehen zudem die Druckverlustbeiwerte ξ_0 und ξ_1 der beiden Grenzfälle $\beta = 0^\circ$ und $\beta = 90^\circ$ ein. In beiden Fällen wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden, der Grenzwert der Reynolds-Zahl für den Übergang von laminar zu turbulent wird hierbei mit 2000 festgelegt. Für die glatte Längsströmung mit $\beta = 0^\circ$ gilt:

$$\xi_0 = \begin{cases} 64/Re & \text{für } Re < 2000 \text{ (laminar)} \\ (1,8 \lg Re - 1,5)^{-2} & \text{für } Re > 2000 \text{ (turbulent)} \end{cases} \quad (2.84)$$

Hierbei ist zu erwähnen, dass die Konstante im laminaren Fall eine Näherung darstellt, die auf der Ähnlichkeit zu einer kreisförmigen Rohrströmung beruht. Für den anderen Grenzfall spricht man von einer welligen Längsströmung. Hierbei muss die Phasenverschiebung der Wellen zueinander beachtet werden. Bei um 180° phasenverschobenen Platten ist keine Durchströmung möglich und der Druckverlustbeiwert unendlich groß. Bei Platten mit einem Wellenmuster in Phase gilt:

$$\xi_{1,0} = \begin{cases} 597/Re + 3,85 & \text{für } Re < 2000 \text{ (laminar)} \\ 39/Re^{0,289} & \text{für } Re > 2000 \text{ (turbulent)} \end{cases} \quad (2.85)$$

Für die gekreuzten Platten wird dieser Wert mit einem empirischen Faktor multipliziert:

$$\xi_1 = 3,8 \xi_{1,0} \quad (2.86)$$

Der Formfaktor a berechnet sich für den Plattenwärmeübertrager aus dem hydraulischen Durchmesser d_{hyd} nach Gleichung 2.43 und der Plattenlänge l_P :

$$a = \frac{l_P}{d_h} \quad (2.87)$$

2.4.4. Druckverlust bei der Kondensation

Die Bestimmung des Druckverlustes während der Kondensation in waagrechten Rohren erfolgt über die von Friedel vorgeschlagene Korrelation [31], [32]. Hierbei wird der Druckverlust der reinen Flüssigkeitsströmung Δp_f mit einem Zweiphasenmultiplikator Φ_{Lo}^2 multipliziert, der die Verteilung von Gas- und Flüssigphase berücksichtigt. Δp_f wird hierbei mittels der in Kapitel 2.4.2 vorgestellten Konakov-Korrelation berechnet.

$$\Delta p = \Phi_{Lo}^2 \Delta p_f \quad (2.88)$$

Für den Zweiphasenmultiplikator Φ_{Lo}^2 gilt:

$$\Phi_{Lo}^2 = D + 3,43x^{0,685}(1-x)^{0,24} \left(\frac{\rho_f}{\rho_d}\right)^{0,8} \left(\frac{\eta_d}{\eta_f}\right)^{0,22} \left(1 - \frac{\eta_d}{\eta_f}\right)^{0,89} Fr_f^{-0,047} We^{-0,0334} \quad (2.89)$$

Darin ist x der Dampfgehalt und D :

$$D = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_f \xi_d}{\rho_d \xi_f}\right) \quad (2.90)$$

Die Faktoren ξ_f und ξ_d werden analog zu den Druckverlustbeiwerten in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl gebildet. Für Reynolds-Zahlen $Re < 1055$ gilt:

$$\xi_{f,d} = \frac{64}{Re_{f,d}} \quad (2.91)$$

Im Bereich von Reynolds-Zahlen $Re > 1055$ berechnen sich f_f und f_d über:

$$\xi_{f,d} = \left[0,86859 \ln \frac{Re_{f,d}}{1,964 \ln Re_{f,d} - 3,8215} \right]^{-2} \quad (2.92)$$

Die in diesen Gleichungen enthaltenen Reynolds-Zahlen müssen jeweils mit den vom Dampfgehalt abhängigen Massenströmen der Flüssig- und der Gasphase \dot{m}_f bzw. \dot{m}_d gebildet werden.

In Gleichung 2.89 gehen zudem die Froude-Zahl Fr_f der Flüssigphase sowie die Weber-Zahl We ein, die folgendermaßen definiert sind:

$$Fr_f = \frac{\dot{m}_f^2}{A_q^2 g d \rho_f^2} \quad (2.93)$$

$$We = \frac{\dot{m}^2 d}{A_q^2 \rho_f \sigma} \quad (2.94)$$

Hierbei kennzeichnen A_q den Strömungsquerschnitt und σ die Oberflächenspannung des Fluides. Diese Korrelation ist nicht in TIL enthalten und wurde daher für die Simulation des Kondensators in das entsprechende Wärmeübertragermodell implementiert.

Der Druckverlustbeiwert ξ_L des Druckverlustes auf der Luftseite bei der senkrechten Umströmung von versetzt angeordneten, berippten Rohren wird mit der in TIL enthaltenen Korrelation nach Haaf [37] berechnet:

$$\xi_L = 10,5 Re^{-1/3} (d_{ae}/u_l)^{0,6} \quad (2.95)$$

Der Formfaktor a aus Gl. 2.79 berechnet sich für diese Strömungsform über den Abstand der Rohrreihen u_l und den nach Gl. 2.74 berechneten äquivalenten Durchmesser d_{ae} :

$$a = \frac{u_l}{d_{ae}} \quad (2.96)$$

2.5. Eigenschaften feuchter Luft

Zur Berechnung der erforderlichen Wassermenge und der erreichbaren Abkühlung beim Einspritzen von Wasser in einem Hybridkühler ist die Kenntnis der Eigenschaften von feuchter Luft nötig. In diesem Kapitel werden die für die erwähnte Anwendung relevanten Größen und Zusammenhänge erläutert.

Feuchte Luft kann in guter Näherung als ein Gemisch aus dem idealen Gas Luft, bestehend aus Stickstoff, Sauerstoff und anderen Gasen, und Wasserdampf betrachtet werden. Aufgrund der geringen Partialdrücke des Wasserdampfes kann dieser ebenfalls als ideales Gas betrachtet werden [53]. Abhängig von der Temperatur (und in geringem Maße vom Druck) des Gemisches kann eine bestimmte Menge an Wasserdampf in der Luft gelöst werden, bis der Sättigungszustand erreicht ist. Zur Bestimmung des Wasseranteils in der Luft dienen die absolute und die relative Feuchte. Erstere ist definiert als die Masse des Wasserdampfes $m_{w,d}$ bezogen auf das Volumen der feuchten Luft V_L und wird auch als Partialdichte ρ_L bezeichnet [4]:

$$\rho_L = \frac{m_{w,d}}{V_L} \quad (2.97)$$

Die relative Feuchte φ_L ist festgelegt als das Verhältnis der absoluten Feuchte zur maximal möglichen absoluten Feuchte $\rho_{L,sat}$, die bei vollständiger Sättigung der Luft mit Wasserdampf vorliegt.

$$\varphi_L = \frac{\rho_L}{\rho_{L,sat}} \quad (2.98)$$

Die Enthalpie der feuchten Luft h_L setzt sich additiv aus den Massenströmen und Enthalpien der trockenen Luft $\dot{m}_{L,tr}$ bzw. $h_{L,tr}$ und des Wasserdampfes $\dot{m}_{w,d}$ bzw. h_w zusammen:

$$h_L = \frac{m_{L,tr}}{m} h_{L,tr} + \frac{m_{w,d}}{m} h_w \quad (2.99)$$

Wird in einen Luftstrom ungesättigter Luft Wasser in Form von feinen Tröpfchen eingespritzt, verdunsten diese und lösen sich in der Luft auf. Dadurch sinkt die Temperatur der Luft, da die Energie, die zum Verdunsten des Wasser benötigt wird, der Luft entzogen wird. Gleichzeitig steigt die relative Feuchte des Luftstroms.

Die Berechnung dieser Zustandsänderung, die als isobar angenommen wird, kann über eine Energie- und Massenbilanz erfolgen. Aufgrund des vorliegenden Gemisches ist eine Massenbilanz für das Gemisch sowie eine weitere Bilanz für den Wasseranteil erforderlich:

$$\dot{m}_{L,aus} = \dot{m}_{L,ein} + \dot{m}_{w,ein} \quad (2.100)$$

$$\zeta_{w,aus} \dot{m}_{L,aus} = \zeta_{w,ein} \dot{m}_{L,ein} + \dot{m}_{w,ein} \quad (2.101)$$

In dieser Gleichung bezeichnen $\zeta_{w, \text{ein}}$ und $\zeta_{w, \text{aus}}$ die Massenanteile des in der Luft gelösten Wasserdampfes jeweils bezogen auf die gesamte Masse der feuchten Luft. Da es sich um eine isenthalpe Zustandsänderung handelt lautet die Energiebilanz:

$$h_{L, \text{aus}} \dot{m}_{L, \text{aus}} = h_{L, \text{ein}} \dot{m}_{L, \text{ein}} + h_{w, f} \dot{m}_{w, \text{ein}} \quad (2.102)$$

Die Enthalpie des Wassers $h_{w, f}$ berechnet sich aus der Enthalpie des in der Luft gelösten Wasserdampfes $h_{w, d}$ abzüglich der Verdampfungsenthalpie h_v :

$$h_{w, f} = h_{w, d} - \Delta h_v \quad (2.103)$$

Die sich bei Sättigung der Luft ($\varphi = 100\%$) einstellende Temperatur wird als Kühlgrenztemperatur bezeichnet. Eine Abkühlung unter die Kühlgrenztemperatur ist durch Einspritzen von Wasser nicht möglich.

3. Stationäre thermodynamische Auslegung

Gemäß dem in Kapitel 1.2 beschriebenen Vorgehen beinhaltet dieses Kapitel die stationäre Auslegung des ORC-Prozesses des Kraftwerktechnikums MoNiKa (Modularer Niedertemperaturkreis Karlsruhe). Zunächst wird in diesem Zusammenhang das hierfür entwickelte Simulationsprogramm *GESI* (Geothermal Simulation) beschrieben, bevor auf die durchgeführten Simulationsrechnungen und das Ergebnis der Auslegung eingegangen wird.

3.1. GESI - Geothermal Simulation

Das Simulationsprogramm *Geothermal Simulation* (kurz *GESI*) ist ein in Matlab® [59] entwickelter Code zur stationären, null-dimensionalen Berechnung von Organic Rankine Kreisprozessen (ORC), deren Wärmequelle heißes (Thermal-)Wasser ist. Es handelt sich hierbei um eine Weiterentwicklung der in *Vetter2011* [89] beschriebenen Routinen in MS Excel mit Visual Basic for Applications (VBA). Im Folgenden werden die Funktionen, der Aufbau und die einzelnen Module des Programms beschrieben. Der vollständige Programmcode ist im Detail *Vetter2014* [90] zu entnehmen.

3.1.1. Genereller Aufbau

Ziel bei der Entwicklung von *GESI* war es, ein einfaches und allgemein gehaltenes Simulationswerkzeug für eine erste stationäre Auslegung von geothermisch beheizten ORC-Prozessen unter gegebenen Randbedingungen bereitzustellen. Es ermöglicht die Wahl des geeigneten Arbeitsmittels und die Berechnung der optimalen Betriebsparameter bei Volllast und bietet Hilfestellung bei der Anlagenkonfiguration (z.B. Einsatz eines Rekuperators). Die Berechnung der erforderlichen Stoffeigenschaften des Arbeitsmittels und des (Thermal-)Wassers erfolgen über eine Einbindung der REFPROP-Fluiddaten des National Institute of Standards and Technology (NIST) [65]. Die REFPROP-Datenbank beinhaltet eine Vielzahl an Gasen und Fluiden, darunter Wasser, Luft, Kohlenwasserstoffe und natürliche Kältemittel (z.B. CO_2), deren Stoffdaten über Zustandsgleichungen, die je Fluid in Dynamic Link Libraries (DLL) vorliegen, berechnet werden können. Die Einbindung in Matlab® erfolgt über die Funktion *refpropm.m*, die von NIST zur Verfügung gestellt wird. Die Berechnung der Stoffdaten eines Zustandes, der durch die Angabe von zwei unabhängigen thermodynamischen Größen definiert ist, erfolgt mittels folgendem Funktionsaufruf:

`Ergebnis=refpropm(Stoffwertkürzel, Größe1, Wert1, Größe2, Wert2, Fluid)`

Hierbei sind die *Größe1* und die *Größe2* die beiden bekannten und den Zustand bestimmenden Größen mit ihren Werten *Wert1* und *Wert2*. Der in REFPROP hinterlegte Name des Stoffes ist an Stelle von *Fluid* einzusetzen. Die zu berechnenden Stoffwerte werden mit einem Kürzel (z.B. H für die spez. Enthalpie) an Stelle von *Stoffwertkürzel* angegeben. Es können mit einem Funktionsaufruf mehrere Stoffwerte eines Zustandes berechnet werden, die dann als Matrix in *Ergebnis* ausgegeben werden.

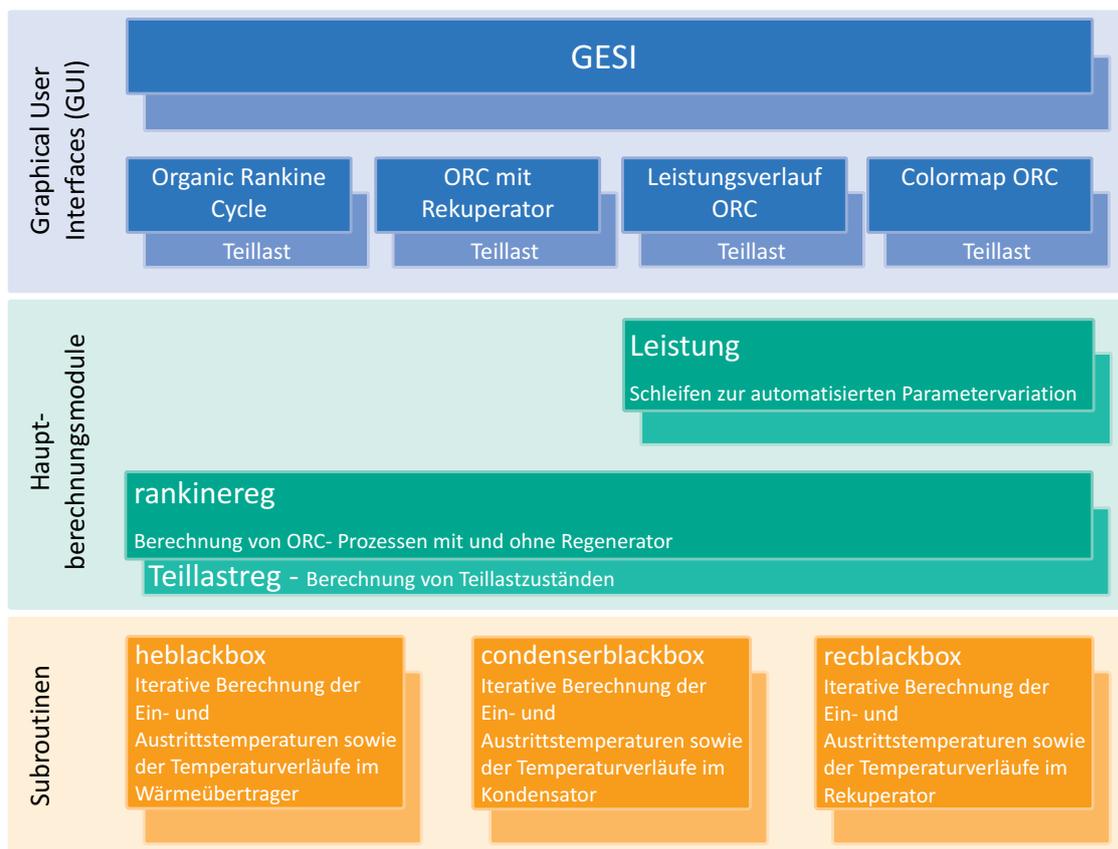


Abb. 3.1.: Schematischer Aufbau des Simulationsprogramms Geothermal Simulation (GESI)

Der modulare Aufbau von *GESI* ist schematisch in Bild 3.1 dargestellt. Bei Programmaufruf kann der Benutzer vom Hauptfenster aus die verschiedenen Unterprogramme starten. Die Module *Organic Rankine Cycle*, *ORC mit Rekuperator*, *Leistungsverlauf* sowie *Colormap* sind Graphical User Interfaces (GUIs) und dienen der Dateneingabe (u.a. Randbedingungen) und der Ergebnisausgabe. Hiervon werden die eigentlichen Berechnungsroutinen aufgerufen. Die GUIs *Leistungsverlauf* und *Colormap* rufen das Modul *Leistung* auf. Dort werden Eingabeparameter unter gegebenen Grenzen variiert und an die Hauptberechnungsroutine *rankinereg*, die von den beiden anderen GUIs direkt aufgerufen wird, weitergegeben. Von *rankinereg* werden wiederum weitere Subroutinen aufgerufen.

GESI bietet zudem die Möglichkeit, zu einem gegebenen Volllastpunkt stationäre Teillastzustände zu berechnen. Hierzu stehen analog zu den Volllast-GUI's Teillast-Programme zur Verfügung, die die Hauptberechnungsroutine *Teillastreg* aufrufen. *Teillastreg* ruft wiederum dieselben Subroutinen wie *rankinereg* auf. Die Teillastfunktionen sind in Kapitel 3.1.4 ausführlicher beschrieben.

3.1.2. Module

GUI Organic Rankine Cycle

Das GUI *Organic Rankine Cycle* ermöglicht die Berechnung von sowohl unter- als auch überkritischen Rankine-Kreisprozessen ohne internen Wärmeübertrager. Hierzu muss zunächst ein Arbeitsmittel für den ORC aus der Liste der REFPROP-Fluide ausgewählt werden. Im GUI wird dann das Zweiphasengebiet im T-s-Diagramm sowie Druck und Temperatur am kritischen Punkt angezeigt. Dies kann eine Hilfestellung

bei der Wahl der Frischdampfparameter sein. Zur Festlegung der Randbedingungen und Prozessparameter stehen dem Benutzer verschiedene Optionen zur Auswahl. Das untere Druckniveau des Prozesses wird über die Kondensationstemperatur festgelegt. Am Pumpeneintritt liegt gesättigte Flüssigkeit bei dieser Temperatur vor. Zur Definition des Frischdampfzustandes am Turbineneintritt kann zwischen folgenden Angaben ausgewählt werden:

- Druck und Temperatur am Turbineneintritt
- Druck und gesättigter Dampf am Turbineneintritt
- Temperatur und gesättigter Dampf am Turbineneintritt
- Druck am Turbineneintritt und Dampfgehalt am Turbinenausritt
- Temperatur am Turbineneintritt und Dampfgehalt am Turbinenausritt

Zusätzlich ist die Angabe der isentropen Wirkungsgrade von Pumpe und Turbine und den Druckverlusten im Wärmeübertrager und Kondensator als weitere Randbedingung erforderlich. Diese Werte müssen vom Benutzer abgeschätzt werden. Mit diesen Informationen können die Zustände an den charakteristischen Punkten des Prozesses berechnet werden (vgl. Kapitel 2.1).

Im Thermalwasserkreis kann neben der Angabe von Eintrittstemperatur und -druck in den Wärmeübertrager zwischen Festlegung von Massenstrom oder Wärmeeintrag in den ORC-Kreis gewählt werden. Optional kann eine minimal zulässige Rücklaufstemperatur festgesetzt werden. Auf der Kühlseite kann zwischen Wasser- und Luftkühlung ausgewählt werden. Neben der Angabe von Druck und Temperatur am Kondensatoreintritt, die in beiden Fällen erforderlich ist, wird bei der Luftkühlung die relative Luftfeuchte benötigt. Zur Berechnung der unbekanntenen Ein- oder Austrittstemperaturen sowie der Massenströme im Wärmeübertrager und Kondensator ist zudem jeweils die Angabe einer minimalen Temperaturdifferenz (Grädigkeit) erforderlich.

Das Ergebnis der Berechnung wird an das GUI zurückgegeben und angezeigt. Der Prozess wird im T-s-Diagramm dargestellt und die Stoffwerte Temperatur, Druck, Enthalpie, Entropie, Dichte und Dampfgehalt an den charakteristischen Punkten tabellarisch angegeben. Des Weiteren werden die Brutto- und Netto-Leistung, der thermische Wirkungsgrad, der ORC-Massenstrom, die Rücklaufstemperatur des Thermalwassers, die zu- und abgeführte Wärme, die Austrittstemperatur und der Massenstrom des Kühlmediums angezeigt. Bei Aktivierung der Option ‚Bilder‘ wird der Prozess im T-s-Diagramm und im h-s-Diagramm sowie die Temperaturverläufe im Wärmeübertrager und Kondensator in separaten Fenstern dargestellt. Eine Zusammenfassung des Ergebnisses kann zudem automatisiert nach MS Excel exportiert werden.

GUI ORC mit Rekuperator

Unter- und überkritische Rankine-Kreisprozesse mit internem Wärmeübertrager können mit dem GUI *ORC mit Rekuperator* berechnet werden. Aufbau und Funktionen unterscheiden sich vom GUI *Organic Rankine Cycle* hierbei in wenigen Punkten. Bei der Definition des Frischdampfzustandes stehen die beiden Optionen der Festlegung des Dampfgehaltes nach der Turbine nicht zur Wahl. Bei Entspannung auf gesättigten Dampf oder ins Zweiphasengebiet liegt am Turbinenausritt in der Regel eine niedrigere Temperatur als am Pumpenausritt vor, so dass eine interne Wärmeübertragung nicht möglich ist.

Für die Berechnung der Zustände am Ein- und Austritt des Rekuperators müssen wie beim Wärmeübertrager und beim Kondensator eine minimal zulässige Temperaturdifferenz und der Druckverlust angegeben werden. Die Druckverluste werden hierbei auf heißer und kalter Seite als gleich angenommen.

Die Ergebnisausgabe beinhaltet zusätzlich zu den Ergebnissen des *Organic Rankine Cycle*-Moduls die intern übertragene Wärme sowie die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt des Rekuperators. Außerdem werden der thermische Wirkungsgrad des Prozesses mit und ohne Rekuperator angezeigt. Bei Aktivierung der Option ‚Bilder‘ werden zusätzlich die Temperaturverläufe im Rekuperator in einer separaten Abbildung ausgegeben.

Das Hauptberechnungsmodul rankinereg

Das Hauptberechnungsmodul *rankinereg* berechnet, je nachdem von welchem GUI es aufgerufen wird, einen ORC mit oder ohne Rekuperator unter den Randbedingungen, die im GUI angegeben werden. Zunächst werden die charakteristischen Zustände des Prozesses unabhängig vom Massenstrom berechnet. Die Temperatur am Pumpeneintritt ist als Kondensationstemperatur vorgegeben. Mit der Annahme, dass eine vollständig kondensierte, gesättigte und nicht unterkühlte Flüssigkeit vorliegt, ist dieser Zustand eindeutig definiert. Der Druck nach der Pumpe entspricht dem Frischdampfdruck zuzüglich des Druckverlustes im Wärmeübertrager. Über den Pumpenwirkungsgrad (Gl. 2.6) kann die spez. Enthalpie am Pumpenausstritt berechnet werden. Die hierzu benötigte Enthalpie bei isentropem Druckaufbau wird von REFPROP unter Angabe des Druckes nach der Pumpe und der spez. Entropie berechnet. Letztere ist aufgrund der isentropen Zustandsänderung unverändert zum Wert am Pumpeneintritt. Mit der spez. Enthalpie und dem Druck ist der Zustand nach der Pumpe ebenfalls definiert. Der Frischdampfzustand vor der Turbine und nach dem Wärmeübertrager ist über die oben erwähnten Auswahlmöglichkeiten festgelegt. Die Entspannung in der Turbine erfolgt auf den Druck vor der Pumpe zuzüglich des Druckverlustes im Kondensator. Die Enthalpie am Turbinenausstritt ergibt sich über den Turbinenwirkungsgrad (Gl. 2.5), der ebenfalls als Randbedingung vorgegeben wird.

Im Fall der Festlegung des Frischdampfzustandes über Angabe des Dampfgehaltes am Turbinenausstritt ist eine iterative Ermittlung des Zustandes erforderlich. Nur bei isentroper Entspannung kann der Zustand am Turbineneintritt direkt aus dem Zustand am Turbinenausstritt berechnet werden, da an beiden Punkten die gleiche Entropie vorliegt. Über die Definition des Turbinenwirkungsgrades kann dann die Enthalpie am Turbinenausstritt bei realer Entspannung ermittelt werden. Das Programm setzt daher den gewünschten Dampfgehalt zunächst für den Zustand bei isentroper Entspannung fest und verringert diesen davon ausgehend schrittweise, bis sich bei realer Entspannung der festgesetzte Dampfgehalt mit einer Genauigkeit von vier Nachkommastellen einstellt. Abbildung 3.2 zeigt beispielhaft drei Iterationsschritte im T-s-Diagramm bei Vorgabe des Frischdampfdruckes und einem Dampfgehalt am Turbinenausstritt von 0,95.

Soll der berechnete Kreis einen Rekuperator beinhalten, überprüft das Programm nun, ob eine interne Wärmeübertragung möglich ist. Dies trifft zu, wenn die Temperatur am Turbinenausstritt größer als die Temperatur am Pumpenausstritt zuzüglich der minimal zulässigen Temperaturdifferenz im Rekuperator ist. Zur Berechnung der Zustände auf heißer und kalter Seite am jeweiligen Austritt aus dem Rekuperator wird dann die Subroutine *reblackbox* aufgerufen.

Der Massenstrom im ORC-Kreis ist abhängig von den gewählten Prozessparametern und dem Wärmeinput im Wärmeübertrager (siehe Gl. 2.2). Dieser wiederum ist abhängig von der Rücklauf­temperatur des Thermalwassers, die sich unter Einhaltung der angegebenen Grädigkeit einstellt. Die Rücklauf­temperatur

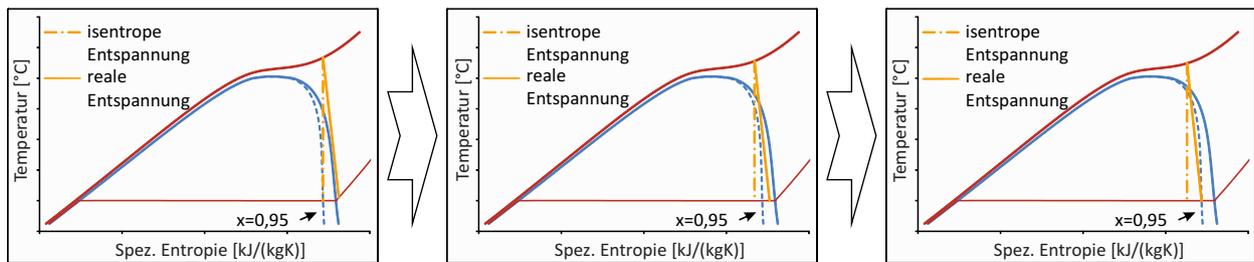


Abb. 3.2.: Iterative Ermittlung des Frischdampfzustandes bei Vorgabe des Dampfgehaltes am Turbinenaustritt

wird iterativ ermittelt. Hierzu wird von der Hauptroutine *rankinereg* die Subroutine *heblackbox* aufgerufen. Im Anschluss können entsprechend die Austrittstemperatur und der erforderliche Massenstrom des Kühlmediums in der Subroutine *condenserblackbox* ermittelt werden.

Die Subroutine heblackbox (Heat Exchanger Blackbox)

Die Subroutine *heblackbox* dient der Berechnung der unbekanntenen Größen ORC-Massenstrom und Thermalwasserrücklauftemperatur in Gleichung 2.1 bzw. 2.2 sowie der Temperaturverläufe von Thermalwasser und ORC-Arbeitsmittel in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme. Der Wärmeübertrager wird dabei als Gegenstromwärmeübertrager angenommen, es erfolgt jedoch keine Dimensionierung der Komponente. Bei zwei unbekanntenen Größen und einer Gleichung ist eine weiteren Bedingung zur Lösung erforderlich. Dies ist durch die Angabe der minimalen Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und ORC-Arbeitsmittel gewährleistet. Die Abkühlung des Thermalwassers wird mit einer gemittelten spez. Wärmekapazität als linear angenommen. In der Regel kann bei unterkritischen Prozessen die Vorwärmung des ORC-Fluids ebenfalls als linear angenommen werden. In diesem Fall tritt die minimale Temperaturdifferenz zu Beginn des Verdampfens, also beim Eintritt ins Zweiphasengebiet auf, wie in Abbildung 3.3 a) beispielhaft dargestellt. Da die spez. Enthalpie und die Temperatur am Eintritt ins Zweiphasengebiet bekannt sind, ist somit eine direkte Berechnung von ORC-Massenstrom und Thermalwasser möglich.

Wird die Vorwärmung jedoch nicht als linear angenommen, kann die minimale Temperaturdifferenz schon vor Beginn des Verdampfens erreicht werden. Dies ist in Abbildung 3.3 b) dargestellt. Bei einer überkritischen Aufwärmung des ORC-Fluids wie in Abbildung 3.3 c) zu sehen kann die Stelle der minimalen Temperaturdifferenz ebenfalls nicht analytisch ermittelt werden. Daher werden in der Subroutine *heblackbox*

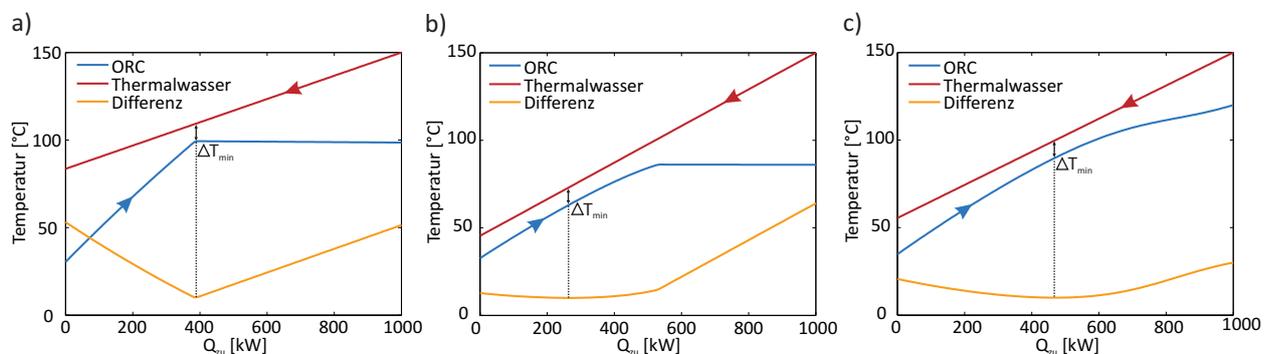


Abb. 3.3.: Unter- (a und b) und überkritische (c) Temperaturverläufe von ORC-Fluid und Thermalwasser in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme, Auftreten der minimalen Temperaturdifferenz

die Temperaturverläufe im Wärmeübertrager sowohl für über- als auch für unterkritische Prozesse iterativ ermittelt. Hierzu wird die Rücklauf­temperatur des Thermalwassers $T_{Wt,aus}$ variiert. Nach Überprüfen der Einhaltung der minimalen Temperaturdifferenz ΔT_{min} am Eintritt des Thermalwassers in den Wärmeübertrager, wird als Startwert für die Rücklauf­temperatur $T_{Wt,aus,Start}$ die Eintrittstemperatur des ORC-Fluids T_3 zuzüglich der Grädigkeit ΔT_{min} festgesetzt:

$$T_{Wt,aus,Start} = T_3 + \Delta T_{min} \quad (3.1)$$

Aus Gl. 2.2 lässt sich nun die zugeführte Wärme Q_{zu} und damit aus Gl. 2.1 der ORC-Massenstrom \dot{m}_{ORC} berechnen. Zur Überprüfung, ob die minimale Temperaturdifferenz für diese Rücklauf­temperatur des Thermalwassers an allen Stellen des Wärmeübertragers eingehalten wird, werden nun die Temperaturverläufe in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme berechnet. Dies erfolgt, indem die spez. Enthalpie h des ORC-Fluids in 200 Schritten vom Eintrittszustand zum Austrittszustand erhöht wird und für jeden Schritt die übertragene Wärme \dot{Q}_{zu} , die Temperatur des ORC-Fluids T_{ORC} und des Thermalwassers T_{Wt} berechnet werden (siehe Gl. 3.2 - Gl. 3.6). Der Druckverlust des ORC-Fluids Δp_{ORC} in Abhängigkeit der übertragenen Wärme wird als linear betrachtet (Gl. 3.4). Der hierbei einfließende Druckverlust über den gesamten Wärmeübertrager $\Delta p_{WÜ}$ wird über die Eingabe im GUI vorgegeben.

$$\Delta \dot{Q} = \dot{m}_{ORC} \Delta h \quad (3.2)$$

$$h_{ORC}(\Delta \dot{Q}) = h_3 + \frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{m}_{ORC}} \quad (3.3)$$

$$p_{ORC}(\Delta \dot{Q}) = p_3 - \Delta p_{WÜ} \frac{\Delta \dot{Q}}{\dot{Q}_{zu}} \quad (3.4)$$

$$T_{ORC}(\Delta \dot{Q}) = f(h(\Delta \dot{Q}), p(\Delta \dot{Q})) \quad (3.5)$$

$$T_{Wt}(\Delta \dot{Q}) = T_{Wt,aus} + \frac{\Delta \dot{Q}}{\bar{c}_{p,Wt} \dot{m}_{Wt}} \quad (3.6)$$

Für jedes $\Delta \dot{Q}$ wird überprüft, ob die minimale Temperaturdifferenz zwischen ORC-Fluid und Thermalwasser eingehalten wird. Bei Unterschreiten dieser Temperaturdifferenz wird die Berechnung der Temperaturverläufe abgebrochen und eine höhere Rücklauf­temperatur gewählt. Dadurch stellen sich neue Werte für die übertragene Wärme und den ORC-Massenstrom ein, die wiederum die Temperaturverläufe im Wärmeübertrager beeinflussen. Abbildung 3.4 zeigt exemplarisch drei Temperaturverläufe für verschiedene Rücklauf­temperaturen. Frischdampfzustand, Thermalwassereintrittstemperatur und -massenstrom sind konstant, die vorhergehenden Temperaturprofile sind zum Vergleich gestrichelt dargestellt.

Die Iteration der Rücklauf­temperatur erfolgt nach dem Bisektionsverfahren, das heißt einer kontinuierlichen Halbierung des Startintervalls zwischen $T_{Wt,ein}$ und $T_{Wt,aus,Start}$ bis die niedrigste Rücklauf­temperatur, bei der die minimale Temperaturdifferenz eingehalten wird, auf drei Nachkommastellen bekannt ist (siehe z.B. *Engeln-Müllges2005*[28]). Ist die Thermalwasserrücklauf­temperatur durch die Aktivierung der entsprechenden Option im GUI auf einen bestimmten Minimalwert begrenzt, wird dieser als Startwert der Iteration

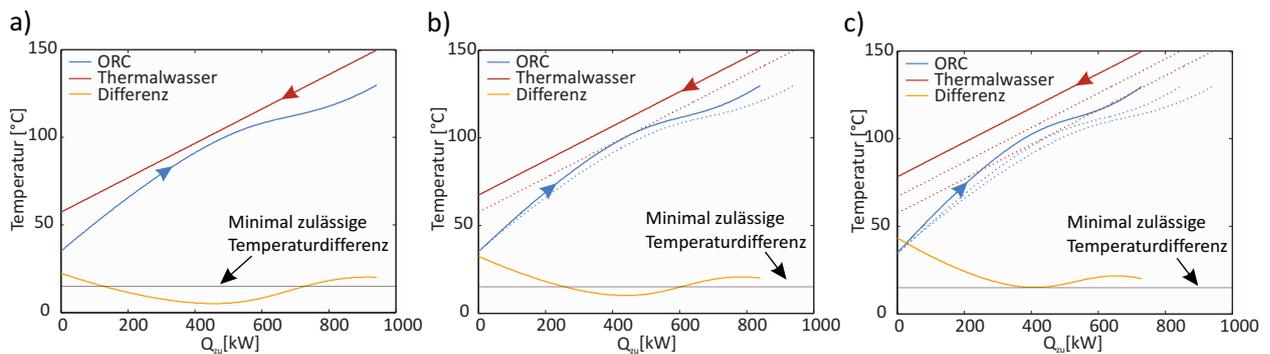


Abb. 3.4.: Iterative Ermittlung der Thermalwasserrücklauftemperatur, Änderung der Temperaturprofile im Wärmeübertrager abhängig von der Rücklauftemperatur des Thermalwassers

angesetzt. In diesem Fall wird die minimale Temperaturdifferenz unter Umständen höher als der zulässige Grenzwert.

Die Subroutine gibt als Ergebnis die Temperaturverläufe, die übertragene Wärme und den ORC-Massenstrom an das Hauptprogramm *rankinereg* zurück.

Die Subroutine *condenserblackbox*

Die Subroutine *condenserblackbox* berechnet nach dem gleichen Prinzip wie die Subroutine *heblackbox* die Austrittstemperatur aus dem Kondensator und den Massenstrom des Kühlmediums sowie die Temperaturverläufe des Kühlmediums und des ORC-Fluids in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme. Der Kondensator wird hierzu ebenfalls als Gegenstromwärmeübertrager angenommen, ohne dass eine Dimensionierung erfolgt. Je nach Zustand des ORC-Fluids am Kondensatoreintritt und der Temperaturabnahme während der Kondensation aufgrund von Druckverlusten kann die minimale Temperaturdifferenz bei Beginn der Kondensation, am Eintritt oder am Austritt des Kondensators auftreten. Daher wird ebenfalls nach dem Bisektionsverfahren die Austrittstemperatur des Kühlmediums im Intervall zwischen der Eintrittstemperatur des Kühlmediums und der Eintrittstemperatur des ORC-Fluids abzüglich der minimal zulässigen Temperaturdifferenz bis zu einer Genauigkeit von drei Nachkommastellen variiert.

Die Subroutine übergibt als Ergebnis die Temperaturverläufe, die Austrittstemperatur und den Massenstrom des Kühlmediums an das Hauptberechnungsmodul.

Die Subroutine *reblackbox* (Rekuperator Blackbox)

Die Subroutine *reblackbox* berechnet die Temperaturverläufe des ORC-Fluids im Rekuperator in Abhängigkeit von der spezifisch übertragenen Wärme \dot{q} ([kJ/kg]) im Gegenstrom. Neben den Eintrittszuständen auf heißer (nach der Turbine) und kalter Seite (nach der Speisepumpe) sind die Druckverluste, die auf beiden Seiten als gleich angenommen werden, und die minimale Temperaturdifferenz bekannt. Die Austrittstemperatur auf kalter Seite wird zunächst auf die Temperatur nach der Turbine abzüglich der Grädigkeit festgesetzt. Bei vielen Prozessparametern ist damit bereits die minimale Temperaturdifferenz an allen Punkten eingehalten. Ist dies nicht der Fall, ermittelt die Subroutine mit dem Bisektionsverfahren die höchstmögliche Austrittstemperatur auf kalter Seite. Im GUI *ORC mit Rekuperator* kann zudem als weitere Bedingung die Option ‚Maximale Wärmeübertragung‘ aktiviert werden. Ist diese Option nicht aktiviert, ist keine beginnende Kondensation auf heißer Seite und keine beginnende Verdampfung auf kalter Seite zugelassen

und die übertragene Wärme wird entsprechend begrenzt. Beide Phänomene können theoretisch bei entsprechenden Randbedingungen, wie z.B. einem hohen Temperaturgleit während der Kondensation aufgrund von Druckverlusten, auftreten.

Die Subroutine übergibt die berechneten Zustände am Ein- und Austritt des Rekuperators an das Hauptberechnungsmodul, das nach Berechnung des ORC-Massenstroms die Temperaturverläufe in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme und diese selbst berechnet.

3.1.3. Automatisierung

Zur Ermittlung der optimalen Betriebszustandes ist eine Variation der Frischdampfparameter erforderlich. Zur Automatisierung dieser Variation stehen die GUIs *Leistungsverlauf* und *Colormap* zur Verfügung.

GUI Leistungsverlauf

Über das GUI *Leistungsverlauf* kann ein Frischdampfparameter variiert werden, während der zweite Parameter genauso wie alle weiteren Einstellungen konstant gehalten wird. Es können Prozesse mit und ohne Rekuperator berechnet werden, ebenso ist ein direkter Vergleich dieser beiden Konfigurationen möglich. Dabei können die gleichen Frischdampfdefinitionen wie in den GUIs *Organic Rankine Cycle* und *ORC mit Rekuperator* verwendet werden. Das GUI übergibt das Variationsintervall und die Schrittweite an die Zwischenroutine *Leistung*, die je Parametersatz die Hauptberechnungsroutine *rankinereg* aufruft und die Ergebnisse in Matrizen abspeichert.

Im GUI werden die Werte des ORC-Massenstroms, der Rücklauf temperatur des Thermalwassers, die zu- und abgeführte Wärme, die Netto- und Brutto-Leistung, der thermische Wirkungsgrad sowie der Kühlmittelmassenstrom in Abhängigkeit des variierten Parameters dargestellt. Durch die Aktivierung der entsprechenden Option werden die Zahlenwerte automatisch in ein Excel-Datenblatt geschrieben.

GUI Colormap ORC

Das GUI *Colormap ORC* führt eine systematische Berechnung aller Kombinationen von Frischdampfdruck und -temperatur in einem gegebenen Bereich mit der gewünschten Schrittweite durch. Diese Variation wird ebenfalls in der Zwischenroutine *Leistung* durchgeführt. Bei unterkritischen Frischdampfdrücken und -temperaturen, die unter der Verdampfungstemperatur liegen, erfolgt keine Berechnung. Ebenso muss ein zulässiger Dampfgehalt nach der Turbine festgelegt werden. Bei Frischdampfzuständen, die zu einer Entspannung ins Zweiphasengebiet auf geringere Dampfgehalte führen würden, findet ebenfalls keine Berechnung statt. Auch hier kann ausgewählt werden, ob der Prozess mit oder ohne Rekuperator berechnet werden soll.

Als Ergebnis erstellt das Programm sogenannte Colormaps der charakteristischen Größen. Netto- und Bruttoleistung, thermischer Wirkungsgrad, zugeführte Wärme, Rücklauf temperatur des Thermalwassers und Massenstrom des ORC-Prozesses werden jeweils in Abhängigkeit von Frischdampfdruck und Frischdampf temperatur farblich dargestellt. Diese Flächendiagramme ermöglichen es, die Abhängigkeiten zwischen den einzelnen Werten und den optimalen Betriebszustand gut zu erkennen. Im GUI werden zudem die maximale Netto-Leistung und die maximale Brutto-Leistung mit den jeweiligen Frischdampfzuständen angezeigt. Alle berechneten Werte können ebenfalls nach MS Excel exportiert werden.

3.1.4. Teillast Unterprogramme

Über die GUIs *ORC Teillast*, *ORC mit Rekuperator Teillast*, *ORC Leistungsverlauf Teillast* und *ORC Color-map Teillast* können stationäre Teillastzustände, die sich aufgrund veränderter Thermalwasserbedingungen (Temperatur, Druck, Massenstrom) ergeben, berechnet werden. Voraussetzung hierfür ist die Angabe eines Auslegungspunktes bei Volllast, dessen Frischdampfzustand und Kondensationstemperatur konstant gehalten werden. Im GUI *ORC Leistungsverlauf Teillast* können entweder die Thermalwassertemperatur oder der Thermalwassermassenstrom in einem gegebenen Intervall automatisiert variiert werden, das GUI *ORC Colormap Teillast* variiert beide Parameter automatisch und erstellt Flächendiagramme in Abhängigkeit dieser Größen.

Die Berechnung des Prozesses erfolgt bei allen Teillast-GUIs in der Hauptroutine *Teillastreg*, die dieselben Subroutinen wie *rankinereg* aufruft. Die Grädigkeiten und Druckverluste im Wärmeübertrager, Rekuperator und Kondensator können für den Teillastfall angepasst werden. Zur Beachtung des Teillastverhaltens von Turbine und Speisepumpe können Kennlinien in Abhängigkeit der prozentualen Last angegeben werden (siehe Gleichung 3.7).

$$\frac{\eta}{\eta_{AP}} = a_0 + a_1 \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}} \right) + a_2 \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}} \right)^2 + \dots + a_n \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}} \right)^n \quad (3.7)$$

Die prozentuale Last wird als Verhältnis des Teillastmassenstroms im ORC zum Auslegungsmassenstrom (Index AP) berechnet. Im GUI können die Koeffizienten a_i für Polynome bis sechster Ordnung angegeben werden. Damit berechnet die Hauptroutine die Wirkungsgrade von Turbine und Pumpe bei Teillast abhängig von den Wirkungsgraden bei Volllast. Die veränderten Wirkungsgrade haben jedoch Einfluss auf die Zustände nach Pumpe und Turbine, dies wiederum wirkt sich auf die Temperaturverläufe in Wärmeübertrager und Kondensator und damit auf den Massenstrom im ORC-Prozess aus. Daher ist ein iteratives Vorgehen zur Ermittlung des Teillastmassenstroms und der Teillastwirkungsgrade von Turbine und Pumpe erforderlich. Ausgehend von den Wirkungsgraden bei Auslegung wird die Iteration durchgeführt bis der ORC-Massenstrom auf drei Nachkommastellen genau bestimmt ist.

Optional kann zudem durch Aktivierung der entsprechenden Option im GUI das Kegelgesetz nach Stodola [82] in der Berechnung des Kreisprozesses beachtet werden:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} = \frac{p_1}{p_{10}} \cdot \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_{20}}{p_{10}}\right)^2}} \quad (3.8)$$

In Gleichung 3.8 bezeichnet der Index 1 den Zustand vor der Turbine, der Index 2 den Zustand nach der Turbine. Zusätzlich mit einer 0 indizierte Größen kennzeichnen den Auslegungszustand. Das Kegelgesetz beinhaltet, dass sich bei abweichendem Massenstrom andere Druckverhältnisse zwischen Turbinenein- und -austritt einstellen. In diesem Fall wird daher ein Drosselventil vor der Turbine mit isenthalper Entspannung angenommen und ein weiterer Zustand zwischen Drosselventil und Turbine berechnet. Dieser Zustand ist über die Enthalpie vor dem Drosselventil und den Druck, der sich nach Gl. 3.8 einstellt, definiert. Da sich für überhitzte Dämpfe in der Nähe des Zweiphasengebiets, bei isenthalper Entspannung im Drosselventil die Temperatur ändert, diese jedoch zur Berechnung des Druckes in Gl. 3.8 benötigt wird, muss der Zustand iterativ ermittelt werden.

3.2. Validierung und Verifikation

Da es sich bei den in Kapitel 3.1 beschriebenen Programmen um eine vereinfachende Modellierung realer Systeme handelt, sind die Ergebnisse unvermeidbar fehlerbehaftet. Zur Bewertung der Ergebnisse ist die Kenntnis der Größe und Art der Fehler sehr wichtig. In diesem Kapitel wird daher eine Fehlerabschätzung der Berechnungen vorgestellt. Hierbei wird nach *Laurien und Oertel 2011* [55] zwischen numerischen Fehlern und Modellfehlern unterschieden. Im Rahmen der Verifikation werden numerische Fehler, wie sie bei iterativen Ermittlungen von Größen auftreten, analysiert und überprüft, ob der Code die Gleichungen richtig löst. Bei der Validierung dagegen wird überprüft, ob das System richtig abgebildet wurde, also ob die richtigen Gleichungen verwendet wurden.

3.2.1. Verifikation

Die in den verschiedenen Modulen von *GESI* analytisch nicht berechenbaren Größen werden mittels while- und for-Schleifen iterativ ermittelt. Das Abbruchkriterium der while-Schleifen ist in Gleichung 3.9 angegeben.

$$|Y_i - Y_{i-1}| < y \quad (3.9)$$

Die Berechnung wird solange iteriert, bis die Änderung der unbekanntes Größe Y_i im Vergleich zum vorangegangenen Schritt (Index $i - 1$) einen festgelegten Wert y unterschreitet. Die unbekanntes Größen, die mittels while-Schleifen ermittelt werden, sind im einzelnen:

- Rücklauftemperatur des Thermalwassers $T_{Wt,aus}$ im Modul *heblackbox*
- Austrittstemperatur des Kühlmediums aus dem Kondensator $T_{kuhl,aus}$ im Modul *condenserblackbox*
- Austrittstemperatur des ORC-Fluids auf der kalten Seite im Rekuperator T_3 im Modul *reblackbox*
- Dampfgehalt nach der Turbine Q_5 bei entsprechender Festlegung der Frischdampfparameter im Modul *rankinereg*
- Temperatur am Turbineneintritt T_9 bei Teillast und aktiviertem Kegelgesetz im Modul *Teillastreg*

Je kleiner das Abbruchkriterium jeweils gewählt wird, umso genauer wird das Ergebnis. Zur Verifikation wurden daher die Abbruchkriterien einzeln variiert und die Konvergenz der Ergebnisse zum Wert des jeweils kleinsten Abbruchkriteriums hin überprüft.

Hierzu wurde die relative Abweichung des Ergebnisses nach Gleichung 3.10 berechnet.

$$\Delta Y(y) = \frac{|Y(y) - Y(y_{min})|}{Y(y_{min})} \quad (3.10)$$

Abbildung 3.5 zeigt die relative Abweichung der Größen in Abhängigkeit des variierten Abbruchkriteriums. Für die Analyse der Wärmeübertragung im Modul *heblackbox* wurde die Variation für einen unterkritischen (uk) und einen überkritischen (ük) Prozess durchgeführt. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Fehler aller Größen bei Verkleinerung des Abbruchkriteriums monoton abnimmt. Ab einer Genauigkeit von drei Nachkommastellen für die Temperaturen und von vier Nachkommastellen für den Dampfgehalt liegt die relative Abweichung zu einer weiteren Verfeinerung unter einem Wert von 10^{-4} . Damit ist gezeigt, dass

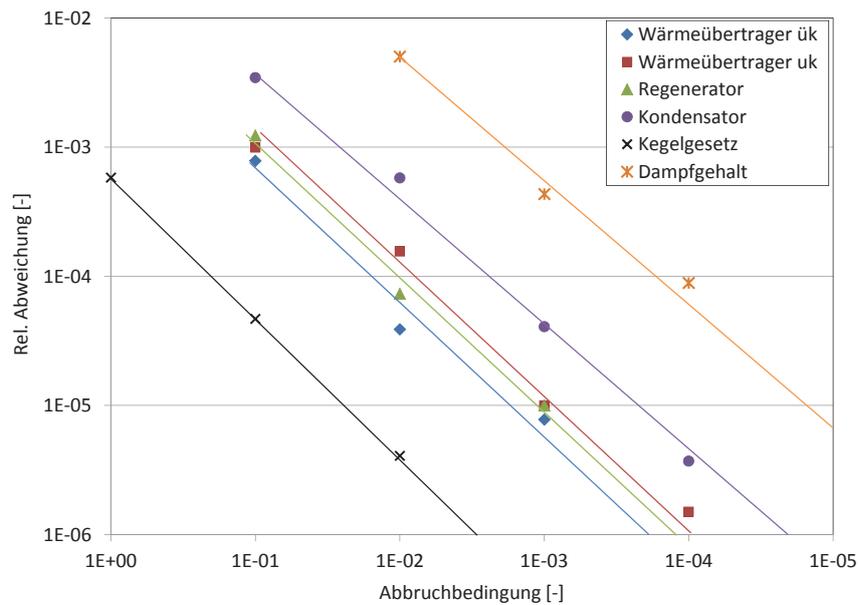


Abb. 3.5.: Relative Abweichung ΔY der in while-Schleifen ermittelten Größen in Abhängigkeit vom Abbruchkriterium, im Code implementierte Abbruchkriterium: Dampfgehalt: 0,0001; andere Größen: 0,001

die gewählten Abbruchkriterien für die Berechnung des Prozesses ausreichend genau sind. Die Konvergenz der Abweichungen zu einem konstanten Wert zeigt zudem, dass die iterative Lösungssuche in den while-Schleifen richtig implementiert ist.

Zur Analyse des Einflusses der Schrittweite für die spez. Enthalpie bei der Berechnung der Temperaturverläufe wurden Berechnungen mit variierenden Schrittweiten in den Modulen für Rekuperator, Kondensator und Wärmeübertrager durchgeführt. Die Variation hat jeweils Einfluss auf die Austrittstemperaturen

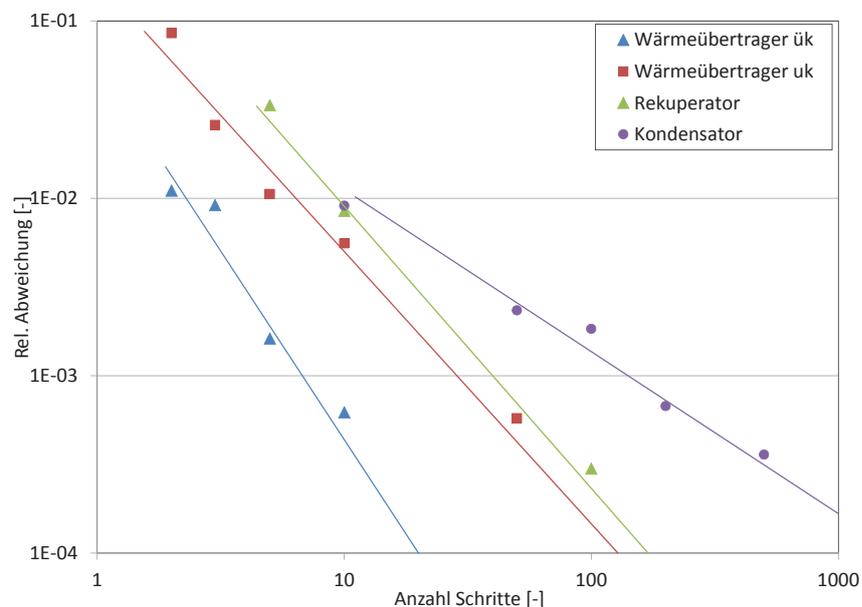


Abb. 3.6.: Relative Abweichung ΔY der durch die Schrittweite beeinflussten Größen in Abhängigkeit von der Anzahl der Schritte, im Code implementierte Schrittzahl: 200

und damit auf die übertragene Wärme. Abbildung 3.6 zeigt die relative Abweichung der Austrittstemperaturen, die analog zu Gleichung 3.10 berechnet wurde, in Abhängigkeit von der Schrittzahl im Intervall. An Stelle des Wertes des minimalen Abbruchkriteriums $Y (y_{min})$ wird sich hier jedoch auf den Wert bei der größten Schrittzahl bezogen. Im Fall des Wärmeübertragers wurden ebenfalls eine unterkritische und eine überkritische Wärmeübertragung analysiert.

Mit zunehmender Schrittzahl, also abnehmender Schrittweite, nehmen die relativen Abweichungen kontinuierlich ab. Ab der gewählten Schrittweite von 200 Schritten liegt die relative Abweichung zu den Ergebnissen bei 1000 Schritten unter 0,1%. Damit ist eine ausreichende Genauigkeit auch im Hinblick auf den Rechenaufwand gewährleistet.

3.2.2. Validierung über Code-to-Code Vergleich

Aufgrund nicht vorhandener experimenteller Daten erfolgte die Validierung der *GESI*-Module über einen Code-to-Code Vergleich. Hierzu wurden im kommerziellen Simulationsprogramm IPSEPro der Firma Sim-Tech [45] verschiedene Modelle für unterkritische ORC-Prozesse aufgebaut. IPSEPro ist eine modulare Software zur Modellierung und Bilanzierung von thermischen Prozessen im Allgemeinen. Die verwendete Version von IPSEPro beinhaltet die Stoffdaten von sechs verschiedenen organischen Arbeitsmitteln, daher ist es mit IPSEPro möglich, stationäre Auslegungsberechnungen sowie eine Analyse des stationären Teillastverhaltens eines ORC-Prozesses durchzuführen. Abbildung 3.7 zeigt das Modell eines ORC-Prozesses mit Rekuperator und Luft als Kühlmittel. Der ORC-Kreis ist hierbei orange, der offene Thermalwasserkreis blau und der offene Kühlkreis grün dargestellt.

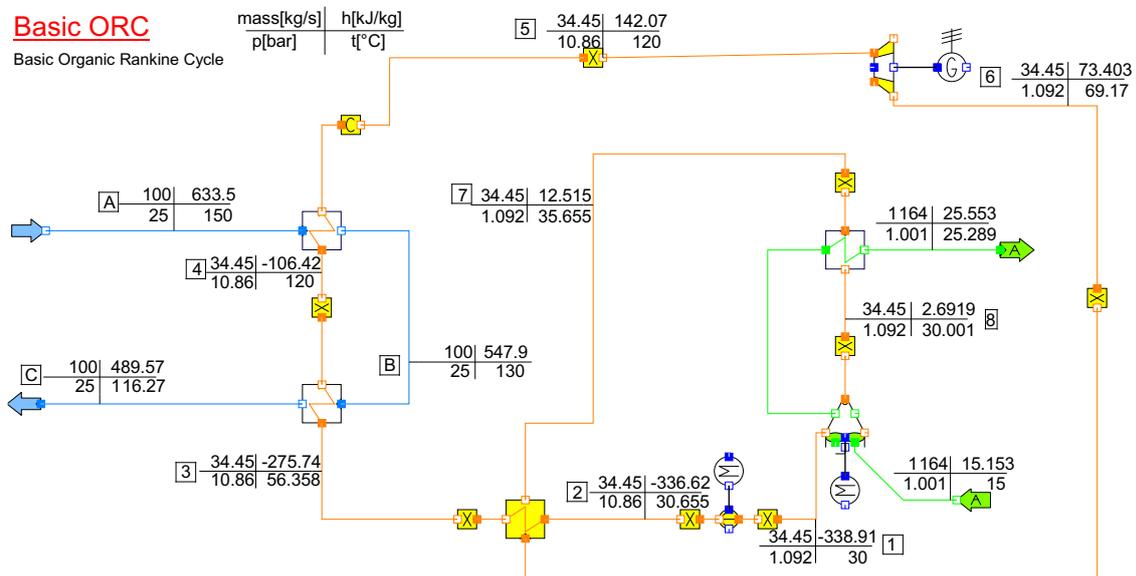


Abb. 3.7.: Simulationsmodell eines unterkritischen ORC mit Rekuperator und Luftkühlung in IPSEPro [45]

In den Wärmeübertragermodulen von IPSEPro werden die Temperaturverläufe zwischen Ein- und Austrittstemperatur als linear angenommen. Der Benutzer kann lediglich die Temperaturdifferenz am Ein- oder Austritt vorgeben. Daher ist mit IPSEPro nur die Berechnung unterkritischer Prozesse bei einer Aufteilung des Wärmeübertragers in Vorwärmer und Verdampfer möglich, da in diesem Fall wie in Kapitel 3.1.2 be-

schrieben die Stelle der minimalen Temperaturdifferenz bei Beginn der Verdampfung auftritt. Die Rückkühlung des organischen Fluids muss ebenfalls in zwei Komponenten unterteilt werden. Da das Arbeitsmittel am Turbinenausritt als retrogrades Fluid überhitzt vorliegt, wird es zunächst auf den Sättigungszustand gekühlt, bevor es im Kondensator verflüssigt wird. Der Eintritt in den Kondensator ist in diesem Fall der Punkt, an dem die minimale Temperaturdifferenz auftritt.

Zur Validierung wurden verschiedene Prozesskonfigurationen mit Isopentan und Toluol als Arbeitsmittel in IPSEPro und in *GESI* berechnet und die Ergebnisse verglichen. Für beide Fluide wurden Prozesse mit Wasser- und Luftkühlung sowie mit und ohne Rekuperator berechnet. Die Frischdampf Temperatur wurde dabei von 100 °C bis 120 °C in 10 K-Schritten variiert, der Frischdampfdruck wurde für Isopentan als Arbeitsmittel von 5 - 7 bar in 1 bar-Schritten und für Toluol als Arbeitsmittel von 0,5 - 0,7 bar in 0,1 bar-Schritten variiert. Dabei wurden Prozesse mit allen möglichen Temperatur- und Druckkombinationen sowie mit den gesättigten Frischdampfzuständen bei den angegebenen Drücken und Temperaturen berechnet, so dass insgesamt 60 Ergebnisse zum Vergleich vorlagen. Die Berechnung in *GESI* erfolgte sowohl einzeln über die GUI's *Organic Rankine Cycle* bzw. *ORC mit Rekuperator*, als auch automatisiert über die GUIs *Leistungsverlauf* und *Colormap ORC*. Für alle berechneten Prozesse wurden die in Tabelle 3.1 angegebenen Randbedingungen vorgegeben.

ORC-Prozess	
Kondensationstemperatur	30 °C
Pumpenwirkungsgrad η_{Pump}	0,7
Turbinenwirkungsgrad η_{Turb}	0,8
Grädigkeit Wärmeübertrager $\Delta T_{min,W}$	10 K
Grädigkeit Rekuperator $\Delta T_{min,rec}$	5 K
Grädigkeit Kondensator $\Delta T_{min,kond}$	5 K
Thermalwasser	
Massenstrom \dot{m}_{Wt}	100 kg/s
Eintrittstemperatur $T_{Wt,ein}$	150 °C
Kühlung	
Kühlmitteltemperatur $T_{kuhl,ein}$	15 °C

Tabelle 3.1.: Übersicht über die Randbedingungen der durchgeführten Validierungsrechnungen

Bei der Validierung wurden sowohl die Stoffdaten (Temperatur, Druck, spez. Enthalpie, spez. Entropie, Dichte) an den charakteristischen Punkten der Prozesse als auch die daraus resultierenden Werte der Massenströme im ORC- und im Kühlkreis sowie die Wärmeströme und Leistungen verglichen. Zur Quantifizierung der Abweichungen wurden der absolute Fehler und der relative Fehler nach Gl. 3.11 und Gl. 3.12 berechnet.

$$D_{abs} = Y_{IPSEPro} - Y_{GESI} \quad (3.11)$$

$$D_{rel} = \frac{Y_{IPSEPro} - Y_{GESI}}{Y_{IPSEPro}} \quad (3.12)$$

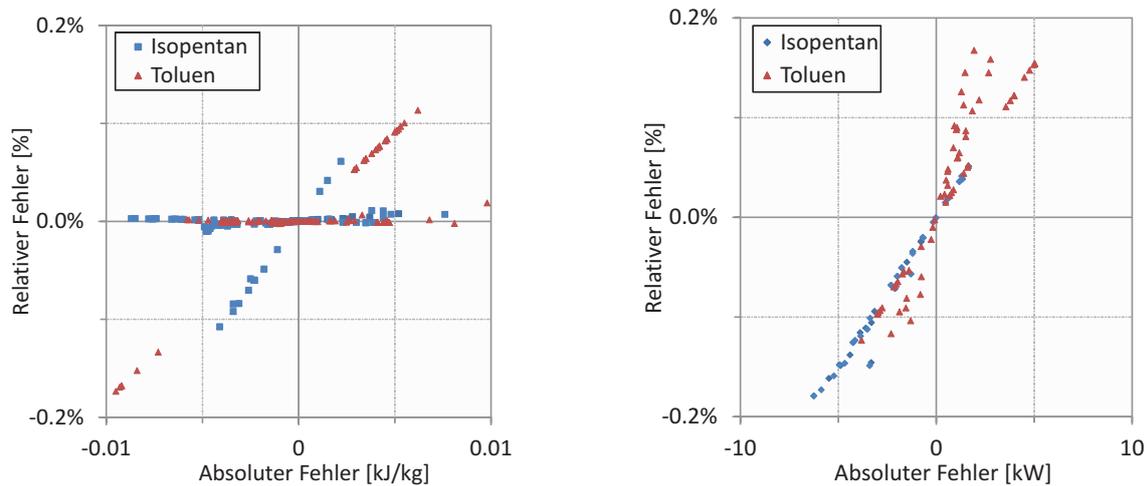


Abb. 3.8.: Relative Fehler der spezifischen Enthalpie an charakteristischen Punkten (links) und der Netto-Leistung (rechts) der Prozesse in Abhängigkeit von den absoluten Fehlern

In Abbildung 3.8 links ist der relative Fehler der spez. Enthalpie an den charakteristischen Punkten der Prozesse in Abhängigkeit vom absoluten Fehler aufgetragen. Die Abbildung zeigt, dass die Werte aus *GESI* maximal 0,1 kJ/kg abweichen, der relative Fehler liegt dabei bei $\pm 0,2\%$. Ein Großteil der Werte weist lediglich einen relativen Fehler von weniger als 0,02% auf. Diese geringe Abweichung ergab sich ebenfalls bei den Werten für die spezifische Entropie und Dichte. Die Ursache der Unterschiede kann in unterschiedlichen Zustandsgleichungen liegen, die zur Berechnung der Stoffwerte verwendet werden. Ebenso sind numerische Ungenauigkeiten, wie z.B. Rundungsfehler eine mögliche Erklärung. Die Abweichungen der Stoffwerte wirken sich auf die daraus berechneten Größen aus. In Abbildung 3.8 rechts ist beispielhaft der relative Fehler der Netto-Leistung in Abhängigkeit vom absoluten Fehler dargestellt. Die absoluten Fehler der Netto-Leistungen der in *GESI* berechneten Prozesse liegen bei maximal 10 kW. Da die Netto-Leistungen der Prozesse zwischen 1,5 und 3,5 MW liegen, entspricht dies einem relativen Fehler von weniger als 0,2%. Die Brutto-Leistungen, die Wärmeströme und die Austrittstemperaturen von Thermalwasser und Kühlmedium weisen relative Fehler in derselben Größenordnung auf. Dabei ergaben die automatisierten Berechnungen in *GESI* dieselben Ergebnisse wie die einzeln durchgeführten Berechnungen. Die Unterschiede der Stoffwerte und der berechneten Größen sind somit in einem vernachlässigbaren Rahmen und die getesteten Volllastmodule berechnen die implementierten Prozesse korrekt.

Zur Validierung der Teillastmodule wurden ein berechneter Isopentan-Kreis ohne Rekuperator und ein berechneter Toluene-Kreis mit Rekuperator als Auslegungspunkt verwendet. Es wurden Teillastzustände für verringerte Thermalwassertemperaturen von 120 °C - 140 °C in 10 K-Schritten und für verringerte Thermalwassermassenströme in 10%-Schritten des Auslegungsmassenstroms bis zu 70% des Auslegungsmassenstroms berechnet. Zudem wurden Kombinationen aus verringertem Massenstrom und verringerter Thermalwassertemperatur berechnet. Die zur Validierung der Volllastmodule verwendeten Einstellungen wurden beibehalten. Das in IPSEPro implementierte Turbinenmodell beinhaltet das Kegelgesetz, so dass die entsprechende Option in *GESI* ebenfalls aktiviert wurde. Zudem wurde eine lineare Abhängigkeit des isentropen Turbinenwirkungsgrades von der prozentualen Last (siehe Gl. 3.7) in beiden Modellen implementiert. Das Pumpenmodell in IPSEPro ermöglicht keine Einbindung einer Teillastkurve für den isentropen Wirkungsgrad, daher wurde bei den Berechnungen in *GESI* ebenfalls ein konstanter Pumpenwirkungsgrad eingestellt.

Der Vergleich der durchgeführten Simulationen zwischen *GESI* und *IPSEPro* zeigte eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse. Der relative Fehler des Teillastmassenstroms der Prozesse lag bei unter 0,1%, die Turbinenwirkungsgrade stimmen ebenfalls bis auf 0,1% überein. Die Stoffwerte am Turbineneintritt, die über das Kegelgesetz berechnet werden, weisen einen relativen Fehler von unter 0,05% auf. Die fehlerfreie Funktion der für die Berechnung der Teillastzustände wichtigen Implementierungen von Kegelgesetz und Teillastwirkungsgradkurve sowie die Anpassung des ORC-Massenstroms sind somit nachgewiesen.

3.3. Simulationsergebnisse

Als erster Schritt zur Auslegung eines ORC-Kraftwerkes erfolgt eine stationäre Auslegung des Prozesses. Diese beinhaltet die Festsetzung der Randbedingungen, die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels und die Ermittlung der optimalen Betriebsparameter. In diesem Kapitel wird die stationäre Auslegung am Beispiel des Testkraftwerks *MoNiKa* veranschaulicht. Des Weiteren werden die in Kapitel 2.1.4 beschriebenen Kenngrößen zur Charakterisierung der Prozesse berechnet und verglichen, sowie die Möglichkeit des Einsatzes eines Rekuperators diskutiert.

3.3.1. Durchgeführte Simulationen

Zur Auslegung des Testkraftwerks wurden stationäre Simulationen von ORC-Prozessen mit und ohne Rekuperator für eine Vielzahl an möglichen Arbeitsmitteln durchgeführt. Das Ziel der Simulationen war die Optimierung der Prozesse in Hinblick auf die spezifische Nettoleistung (siehe 2.1.4). Für alle Simulationen wurden die in Tabelle 3.2 aufgelisteten Randbedingungen festgesetzt. Die Thermalwassertemperatur von 150 °C am Eintritt in den Wärmeübertrager repräsentiert dabei einen möglichen Standort in Mitteleuropa. Die Kondensationstemperatur von 30 °C und der Eintrittszustand der Kühlluft in den Kondensator sind ebenfalls an die klimatischen Bedingungen in Mitteleuropa angelehnt. Die Prozesse werden für einen Thermalwassermassenstrom von 1 kg/s berechnet. Die resultierende Nettoleistung entspricht dadurch der spezifischen Nettoleistung nach Gl. 2.14, so dass eine direkte Vergleichbarkeit gegeben ist.

Die untersuchten Fluide sind in Tabelle 3.3 aufgeführt. Dieser Arbeit vorangegangene Studien zeigten ein deutliches Verbesserungspotential bei überkritischer Betriebsweise des Prozesses, insbesondere bei Fluiden, deren kritische Temperatur im Bereich des 0.8 - 0.9-fachen der Temperatur der Wärmequelle (in K) liegt [91]. Bei der Auswahl des Arbeitsmittels wurden daher insbesondere Fluide mit kritischen Temperaturen in diesem Bereich betrachtet. Es wurden alle Fluide der REFPROP-Datenbank [65] berücksichtigt, deren kritische Temperatur zwischen 70 °C und 120 °C liegt und die somit eine Annäherung an den Dreiecksprozess, wie er in Kapitel 2.1.1 beschrieben ist, ermöglichen. Fluide mit höheren kritischen Temperaturen eignen sich nur noch bedingt für überkritische Prozesse, da die Differenz zwischen kritischer Temperatur und Thermalwassereintrittstemperatur zu gering ist. Fluorkohlenwasserstoffe (FCKW) wurden nicht berücksichtigt. Des Weiteren wurden mit Isobutan und Isopentan zwei Prozesse mit Fluiden berechnet, die in bestehenden Anlagen verwendet werden. Zum Vergleich wurde zudem ein konventioneller Rankine-Prozess ohne Zwischenüberhitzung mit Wasser als Prozessmedium berechnet.

Zur Ermittlung der maximal möglichen Nettoleistung wurden für alle Fluide die Frischdampfparameter Druck und Temperatur in 0,1 MPa- bzw. 1 K-Schritten variiert. Dabei wurde das untersuchte Intervall jedem Fluid angepasst. Die auf diese Weise entstandenen Leistungsverlaufkarten sind in Abbildung 3.9 beispielhaft für die Fluide R134a und R227ea dargestellt. Darin sind die Werte der jeweiligen spezifischen Nettoleistung

ORC-Prozess		Rekuperator	
Kondensationstemperatur	30 °C	Grädigkeit Rekuperator $\Delta T_{min,rec}$	5 K
Pumpenwirkungsgrad η_{Pump}	0,7	Druckverlust	0,02 MPa
Turbinenwirkungsgrad η_{Turb}	0,8		
Minimal zulässiger Dampfgehalt	0,9		
Thermalwasser		Kühlluft	
Eintrittstemperatur $T_{Wt,ein}$	150 °C	Eintrittstemperatur $T_{kuhl,ein}$	15 °C
Druck	2,5 MPa	Druck	0,1013 MPa
Massenstrom \dot{m}_{Wt}	1 kg/s	Relative Feuchte	60 %
Wärmeübertrager		Kondensator	
Grädigkeit $\Delta T_{min,Wt}$	10 K	Grädigkeit Kondensator $\Delta T_{min,kond}$	5 K
Druckverlust	0,02 MPa	Druckverlust	0,02 MPa

Tabelle 3.2.: Übersicht über die Randbedingungen der durchgeführten Simulationen

gen farblich in Abhängigkeit von den Frischdampfdrücken und -temperaturen gekennzeichnet. Prozesse mit Frischdampfzuständen, die zu einer zu weiten Entspannung ins Zweiphasengebiet und damit zu einer zu hohen Feuchte am Turbinenausritt führen würden, werden nicht berechnet. Dies trifft für die weiße Fläche in Abbildung 3.9 links zu.

Insgesamt wurden 24 solcher Leistungskarten erstellt (12 Fluide jeweils mit und ohne Rekuperator). Bei den Prozessen mit Isopentan und Isobutan erfolgte die Auslegung durch die Variation der Frischdampf-temperatur bei gesättigtem Dampf, da bei retrograden Fluiden und unterkritischen Drücken eine Überhitzung

Fluid	Summenformel	Krit. Temperatur [°C]	Krit. Druck [MPa]	GWP	retrograd?
R218	C_3F_8	71,87	2,64	8830 ^{a)}	ja
R143a	$C_2H_3F_3$	72,71	3,76	4470 ^{a)}	nein
R32	CH_2F_2	78,11	5,78	675 ^{a)}	nein
Propylen	C_3H_6	91,06	4,56	3 ^{b)}	nein
Propan	C_3H_8	96,74	4,25	3 ^{b)}	nein
Schwefelwasserstoff	H_2S	99,95	9,00	-	nein
R134a	$C_2H_2F_4$	101,06	4,06	1430 ^{a)}	nein
R227ea	C_3HF_7	101,75	2,93	3220 ^{a)}	ja
Carbonylsulfid	CO_2S	105,62	6,37	27 ^{c)}	nein
Perfluorbutan	C_4F_{10}	113,18	2,32	8860 ^{a)}	ja
R152a	$C_2H_4F_2$	113,26	4,52	124 ^{a)}	nein
RC318	C_4F_8	115,23	2,78	10300 ^{a)}	ja
Isobutan	C_4H_{10}	134,66	3,63	3 ^{b)}	ja
Isopentan	C_5H_{12}	187,20	3,38	3 ^{b)}	ja

Tabelle 3.3.: Übersicht über die untersuchten Fluide, kritische Temperaturen und Drücke aus [65], a) GWP-Werte aus [30], b) GWP-Werte aus [35], c) GWP-Werte aus [13]

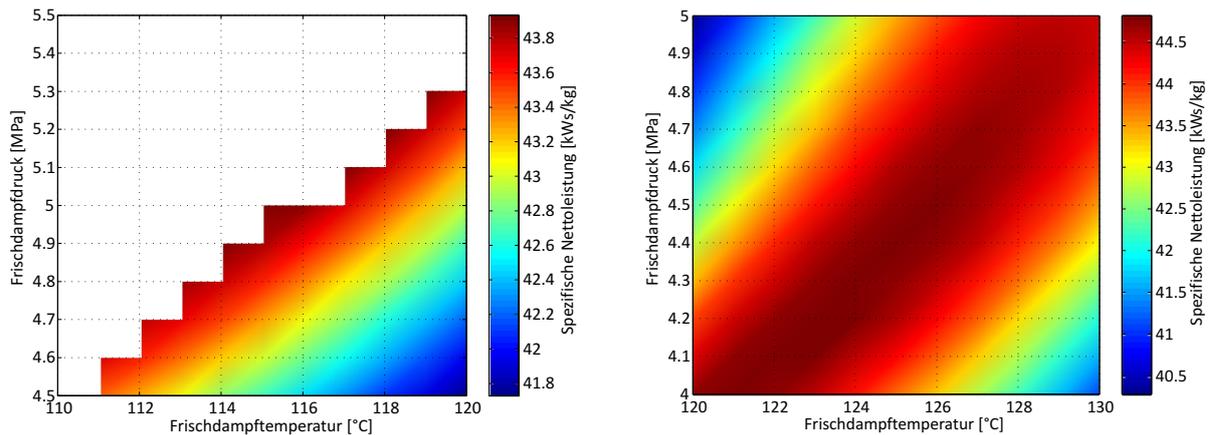


Abb. 3.9.: Spezifische Nettoleistungen in Abhängigkeit von Frischdampfdruck und -temperatur für R134a (links) und R227ea (rechts) bei Schrittweiten von 0,1 MPa und 1 K

zu keiner Leistungsverbesserung führt. Die Rankine-Prozesse mit Wasser wurden für verschiedene Frischdampfdrücke bei der maximal möglichen Frischdampf Temperatur von 140 °C berechnet.

3.3.2. Thermischer Wirkungsgrad und spezifische Nettoleistung

Der thermische Wirkungsgrad ist allgemein als Kenngröße für die Beschreibung der Güte von Kreisprozessen bekannt. Für die berechneten Prozesse wurden daher die thermischen Wirkungsgrade untereinander und mit den spezifischen Nettoleistungen verglichen. Abbildung 3.10 zeigt die thermischen Wirkungsgrade und spezifischen Nettoleistungen der Prozesse ohne Rekuperator bei den jeweiligen maximalen Leistungen. Den kleinsten thermischen Wirkungsgrad der ORC-Prozesse von 8,5% weist der Prozess mit R218 als Arbeitsfluid auf, da im Leistungsmaximum das Fluid am Turbinenaustritt stark überhitzt vorliegt und somit lediglich ein geringes Enthalpiegefälle genutzt werden kann. Der höchste Wirkungsgrad von 11,95% wird mit Schwefelwasserstoff als Arbeitsmittel erzielt. Der Rankine-Prozess mit Wasser weist lediglich einen thermischen Wirkungsgrad von 7,3% auf, da sich die angenommenen Druckverluste aufgrund der geringen Drücke im Wasserkreis stärker auswirken.

Die spezifischen Nettoleistungen der ORC-Prozesse liegen zwischen 31,2 kW/kg und 45 kW/kg, während mit dem konventionellen Rankine-Prozess mit 12,3 kW/kg deutlich niedrigere Leistungen erzielt werden können. Die höchste spezifische Nettoleistung wird mit dem Arbeitsmittel RC318 erreicht. Der berechnete Wert entspricht einer Leistungssteigerung um 44% gegenüber einem Isopentan-Prozess. In Abbildung 3.10 wird außerdem deutlich, dass kein direkter Zusammenhang zwischen thermischem Wirkungsgrad und spezifischer Nettoleistung besteht. Insbesondere die Prozesse mit Schwefelwasserstoff, Carbonylsulfid und R152a weisen hohe Wirkungsgrade zwischen 11% und 12%, aber geringe Leistungen auf. Bei diesen Prozessen stellte sich genauso wie bei Isopentan und Isobutan das Leistungsmaximum bei unterkritischen Dampfdrücken ein. Demgegenüber erzielen überkritische Prozesse z.B. mit Propan, R134a und R227ea trotz geringerer Wirkungsgrade um 10% deutlich höhere spezifische Nettoleistungen.

Die Untersuchungen bestätigten somit die Vorteile der ORC-Prozesse gegenüber des konventionellen Rankine-Prozesses mit Wasser als Arbeitsmittel im Niedertemperaturbereich. Es wurde außerdem deutlich, dass die Wahl des Arbeitsmittels und geeigneter Frischdampfparameter großen Einfluss auf die erzielbare Nettoleistung hat. Der thermische Wirkungsgrad allein ist für die Beurteilung der Prozesse allerdings kein

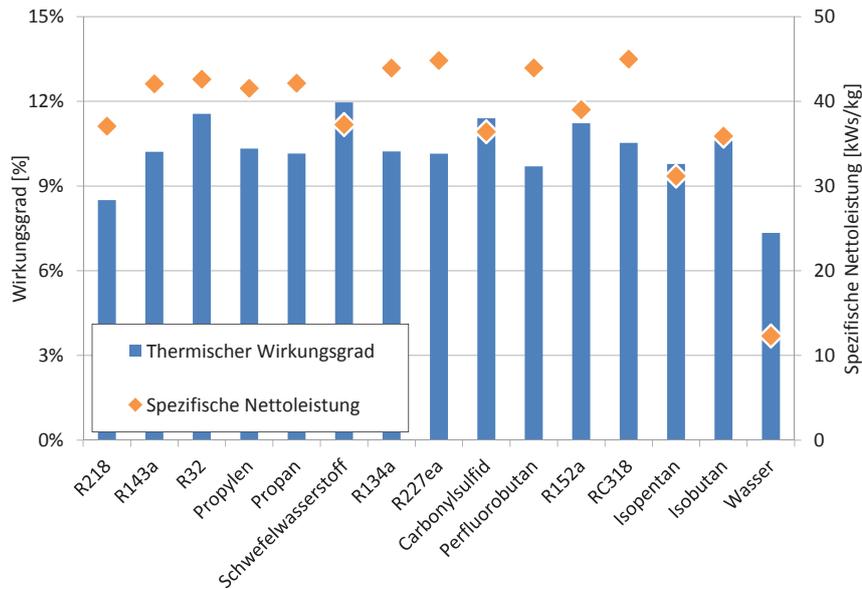


Abb. 3.10.: Thermischer Wirkungsgrad und spezifische Nettoleistung der berechneten Prozesse bei den jeweiligen Leistungsmaxima

geeigneter Parameter. Für die Optimierung der Nettoleistung muss zudem die dem Prozess zugeführte Wärme betrachtet werden.

3.3.3. Einfluss der Rücklauftemperatur

Die dem Prozess zugeführte Wärme ist nach Gl. 2.2 direkt proportional zur Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Das bedeutet, dass dem Prozess umso mehr Wärme zugeführt werden kann, je weiter das Thermalwasser abgekühlt werden kann. Die Auskühlung des Thermalwassers hängt bei einer gegebenen Grädigkeit des Wärmeübertragers vom Temperaturverlauf des ORC-Arbeitsmittels während der Aufheizung ab. Dieser wiederum ist stark fluid- und druckabhängig. In Abbildung 3.11 sind die Rücklauftemperaturen des Thermalwassers, die sich bei den Leistungsmaxima einstellen, in Abhängigkeit von der spezifischen Nettoleistung dargestellt. Die höchsten Rücklauftemperaturen liegen zwischen 70 °C und 80 °C und treten bei den unterkritischen Prozessen auf. In Abbildung 3.11 rechts oben sind beispielhaft die Temperaturverläufe von Schwefelwasserstoff und des Thermalwassers in Abhängigkeit von der übertragenen Wärme aufgetragen. Darin wird deutlich, dass aus der unterkritischen Aufwärmung des ORC-Fluides eine schlechte Anpassung der Temperaturverläufe resultiert. Zum Vergleich sind in Abbildung 3.11 rechts unten ebenfalls die Temperaturverläufe des Prozesses mit RC318 dargestellt. Hier ergibt sich ein nahezu paralleler Verlauf von Aufheizung und Abkühlung, so dass eine geringe Austrittstemperatur des Thermalwassers möglich ist. Um die gleiche Wärmemenge von 1 MW zu übertragen wird daher bei Schwefelwasserstoff ein Thermalwassermassenstrom von 3,2 kg/s gegenüber 2,3 kg/s bei RC318 benötigt. Für einen Großteil der untersuchten Fluide stellten sich bei überkritischen Parametern ähnliche Temperaturverläufe und Thermalwasserrücklauftemperaturen wie bei RC318 im Bereich um 50 °C ein.

Zur Quantifizierung der Anpassung der Temperaturverläufe dient der exergetische Wirkungsgrad des Wärmeübertragers nach Gl. 2.13. Bei einer Umgebungstemperatur von 15 °C liegen die exergetischen Wir-

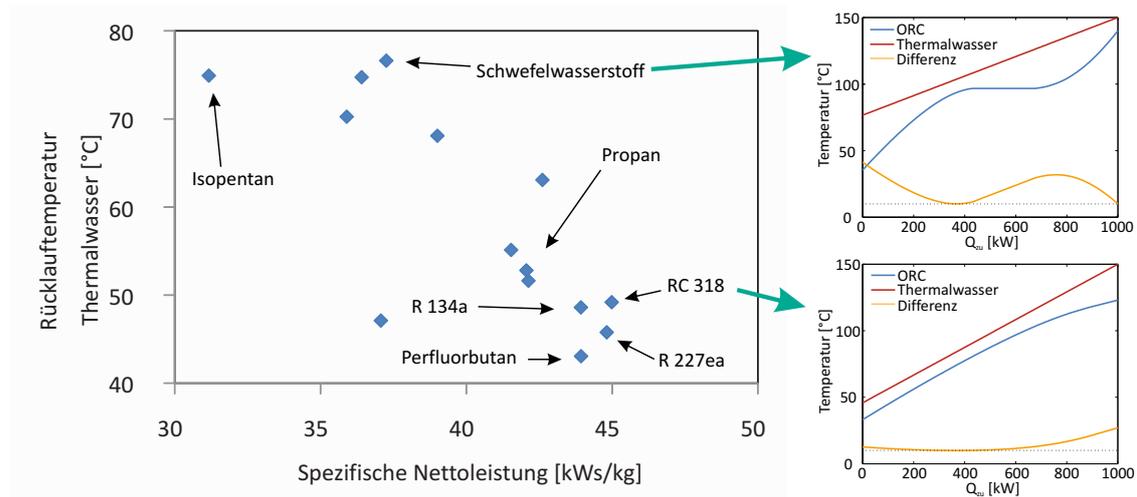


Abb. 3.11.: Rücklauftemperaturen des Thermalwassers bei den Leistungsmaxima verschiedener Fluide in Abhängigkeit von der spezifischen Nettoleistung mit zwei beispielhaften Temperaturverläufen im Wärmeübertrager für Schwefelwasserstoff und RC318

kungsgrade bei unterkritischer Aufheizung im Bereich von ca. 70% - 80%. Bei überkritischer Aufheizung werden dagegen exergetische Wirkungsgrade zwischen 83% und 86% erzielt. Noch deutlicher wird der verbesserte Wärmeeintrag beim Vergleich der Wärmenutzungsgrade nach Gl. 2.12 mit einer theoretisch maximalen Abkühlung des Thermalwassers auf 30 °C. Während die Wärmenutzungsgrade der unterkritischen Prozesse zwischen 60% und 70% liegen, können mit überkritischen Drücken Wärmenutzungsgrade von bis zu 90% erreicht werden. Dies entspricht einem um bis zu 40% höheren Wärmeeintrag bei gleichem Thermalwassermassenstrom gegenüber einem Prozess mit Isopentan als Arbeitsmittel.

3.3.4. Einfluss des Rekuperators

Da bei retrograden Fluiden eine Überhitzung bei der Entspannung in der Turbine auftritt, wird häufig in ORC-Anlagen ein Rekuperator eingesetzt, um die vorhandene Restwärme intern zur Vorwärmung des Arbeitsmittels zu nutzen. Daher wurden die Simulationen der untersuchten Fluide jeweils mit und ohne Rekuperator durchgeführt, um den möglichen Einsatz eines Rekuperators auch bei überkritischen Prozessen zu untersuchen. Die Simulationen ergaben, dass bei den in Tabelle 3.3 als retrograd aufgeführten Fluiden, der Einsatz eines Rekuperators möglich ist. Bei den Prozessen der nicht retrograden Fluide stellen sich die maximalen Nettoleistungen bei Frischdampfzuständen ein, die zu einer Entspannung ins Zweiphasengebiet bzw. nah an die Taulinie führen, so dass die Temperatur nach der Turbine zu gering ist, um eine interne Wärmeübertragung zu ermöglichen. Lediglich bei R143a liegt das Leistungsmaximum bei Frischdampfparametern, die nach der Turbine zu einer Temperatur von 52 °C führen. Daher ist hier ebenfalls der Einsatz eines Rekuperators möglich.

Abbildung 3.12 zeigt den Vergleich der spezifischen Nettoleistung und der thermischen Wirkungsgrade der Prozesse mit und ohne Rekuperator. Die Abbildung zeigt, dass sich für alle Fluide der thermische Wirkungsgrad erhöht, im Fall von R218 um bis zu drei Prozentpunkte. Jedoch wird auch deutlich, dass sich diese Erhöhung nicht auf die spezifische Nettoleistung auswirkt, die für alle Fluide sogar leicht sinkt. Dies lässt sich durch die veränderten Eintrittstemperaturen der ORC-Fluide in den Wärmeübertrager aufgrund

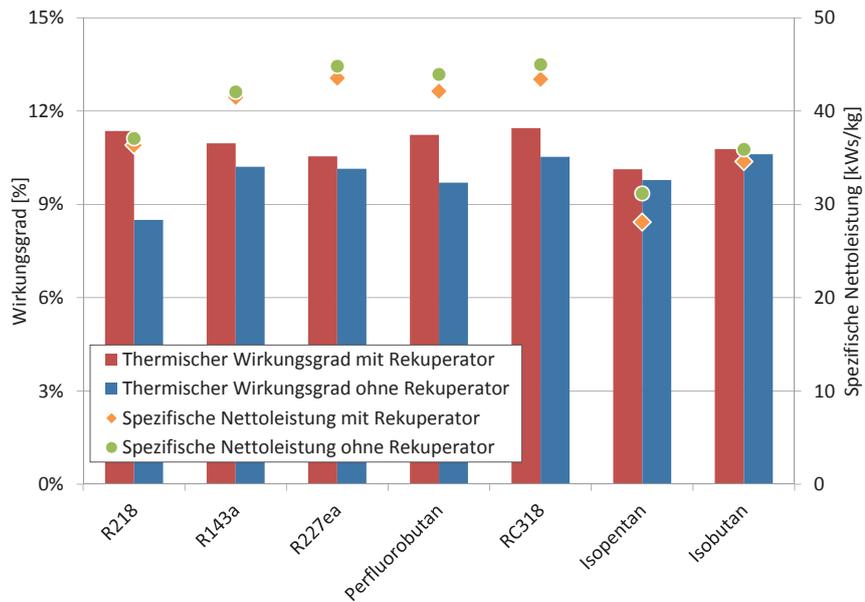


Abb. 3.12.: Maximale spezifische Nettoleistungen mit und ohne Rekuperator

der Vorwärmung erklären. Die dadurch veränderten Temperaturverläufe im Wärmübertrager führen zu einer geringeren Auskühlung des Thermalwassers und damit zu einem geringeren Wärmeeintrag in den Prozess, der größeren Einfluss auf die Nettoleistung als die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades hat.

Die Untersuchungen zeigten somit, dass bei vielen überkritischen Prozessen kein Rekuperator eingesetzt werden kann und dass ein solcher Einsatz, wenn er möglich ist, zu keiner Verbesserung der Nettoleistung führt. Dies hängt allerdings auch mit den gewählten Randbedingungen zusammen. Im Fall einer nach dem Kraftwerk angeschlossenen Wärmeauskopplung kann das Thermalwasser im Kraftwerk nicht beliebig gekühlt werden. Bei einer solchen Begrenzung der Rücklaufstemperatur führt eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades direkt zu einer Verbesserung der Nettoleistung.

Fluid	η_{th} [%]	$\eta_{Q,nutz}$ [%]	$\eta_{ex,W}$ [%]	$P_{net,spez}$ $\left[\frac{kWs}{kg} \right]$
R32	11,55	73,15	80,29	42,61
Propan	10,33	82,72	79,32	42,13
R134a	10,22	85,27	79,01	43,93
R227ea	10,15	87,64	80,80	44,82
Perfluorbutan	9,69	89,91	80,95	43,94
RC318	10,53	84,78	81,10	44,99
Isobutan	10,61	67,14	68,69	35,90
Wasser	7,34	33,23	72,89	12,29

Tabelle 3.4.: Thermischer Wirkungsgrad, Wärmenutzungsgrad, exergetischer Wirkungsgrad des Wärmeübertragers und spezifische Nettoleistungen ausgewählter untersuchter Fluide

3.3.5. Thermodynamische Auslegung für MoNiKa

Die thermodynamische Auslegung des Testkraftwerkes *MoNiKa* beinhaltet die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels, die Entscheidung über den Einsatz eines Rekuperators und die Berechnung thermodynamischer Randdaten für detailliertere Simulationen und für die Auslegung der einzelnen Komponenten. Wie bereits beschrieben zeigte sich bei den durchgeführten Simulationen, dass bei überkritischen Prozessen der Einsatz eines Rekuperators nicht zu einer Verbesserung der erzielbaren Leistung führt. Durch die bessere Anpassung der Temperaturprofile bei der Wärmeübertragung können Prozesse bei überkritischen Drücken jedoch höhere Wärmenutzungsgrade und damit auch höhere Nettoleistungen erzielen. Das Testkraftwerk wird daher ohne Rekuperator ausgeführt werden.

Tabelle 3.4 zeigt zusammenfassend die Ergebnisse der stationären Simulationen von Prozessen mit den sechs Arbeitsmitteln, die die höchste Leistung erzielten. Zusätzlich sind die Ergebnisse von Prozessen mit Isobutan und Wasser als Arbeitsmittel angegeben. Bei Betrachtung der thermischen Wirkungsgrade wird hier nochmals deutlich, dass sich die organischen Fluide untereinander nur geringfügig unterscheiden, im Vergleich zu Wasser jedoch deutlich bessere Wirkungsgrade erreicht werden. Die höheren spezifischen Nettoleistungen der überkritischen Prozesse sind in den besseren Wärmenutzungsgraden begründet, die sich

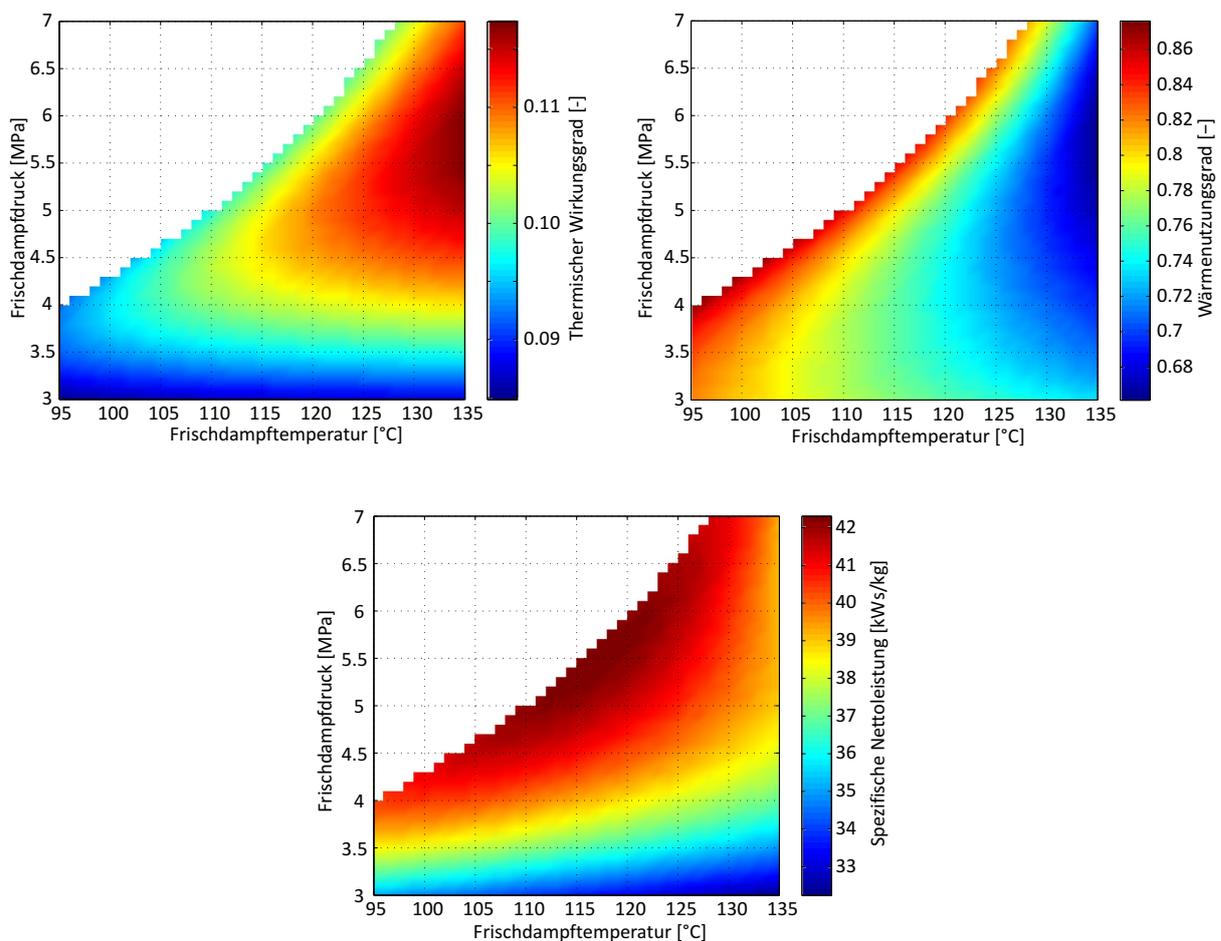


Abb. 3.13.: Thermischer Wirkungsgrad (oben links), Wärmenutzungsgrad (oben rechts) und spezifische Nettoleistung (unten) der ORC-Prozesse mit Propan als Arbeitsmittel in Abhängigkeit von den Frischdampfparametern Druck und Temperatur

auch in den höheren exergetischen Wirkungsgraden des Wärmeübertragers zeigen. Mit überkritischen Prozessen der hier aufgeführten Fluide lassen sich Leistungssteigerungen im Vergleich zu herkömmlichen unterkritischen Prozessen zwischen 17% und 25% (Isobutan als Arbeitsmittel) bzw. zwischen 35% und 44% (Isopentan als Arbeitsmittel) erreichen.

Neben der maximal erzielbaren Leistung müssen bei der Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels weitere Faktoren berücksichtigt werden. Insbesondere die Umweltverträglichkeit der Fluide ist im Hinblick auf den Einsatz im Rahmen einer zukunftsorientierten Technologie sehr wichtig. Als ein Maß hierfür wird u.a. das Greenhouse Warming Potential (GWP) eines Fluides verwendet. Wie in Tabelle 3.3 zu entnehmen ist, weisen die Fluide R32, R143a, R227ea, Perfluorbutan und RC318 sehr hohe GWPs zwischen 675 und 10300 auf. Lediglich Propan besitzt ein geringes GWP in Höhe von 3. Im geplanten Testkraftwerk wird daher Propan als Arbeitsmittel zum Einsatz kommen.

Abbildung 3.13 zeigt das Simulationsergebnis der Prozesse mit Propan. In Abhängigkeit von Frischdampfdruck und -temperatur sind der thermische Wirkungsgrad, der Wärmenutzungsgrad und die spezifische Nettoleistung dargestellt. Die weißen Bereiche in den Grafiken stellen Frischdampfzustände dar, die zu einem zu hohen Feuchtegehalt des Dampfes nach der Entspannung am Austritt der Turbine führen würden.

Der thermische Wirkungsgrad nimmt mit zunehmenden Frischdampftemperaturen zu, bei Variation des Frischdampfdruckes steigen die Werte zunächst ebenfalls, weisen jedoch in Abhängigkeit von der Frischdampfperatur jeweils ein Maximum auf. Die höchsten thermischen Wirkungsgrade im betrachteten Intervall liegen zwischen 5,5 MPa und 6,5 MPa bei der maximalen Frischdampfperatur von 135 °C. Demgegenüber zeigt die Abhängigkeit des Wärmenutzungsgrades vom Frischdampfzustand eine andere Charakteristik. Hier stellen sich die höchsten Werte bei den geringst möglichen Temperaturen ein und steigen mit fallenden Drücken. Dies führt dazu, dass sich das Maximum der spezifischen Nettoleistung bei anderen Frischdampfparametern einstellt als das Maximum des thermischen Wirkungsgrades. Es liegt bei einem überkritischen Druck von 5,5 MPa und einer Frischdampfperatur von 117 °C.

Abbildung 3.14 zeigt den Prozess im T-s-Diagramm und im h-s-Diagramm. Im T-s-Diagramm sind schematisch zudem die Aufheizung der Kühlluft und die Abkühlung des Thermalwassers dargestellt. Ausgehend vom unteren Druckniveau, das bei 1,1 MPa liegt, wird der Druck des Arbeitsmittels auf den Frischdampfdruck von 5,5 MPa angehoben. Anschließend wird dem Prozess Wärme zugeführt, indem das Thermal-

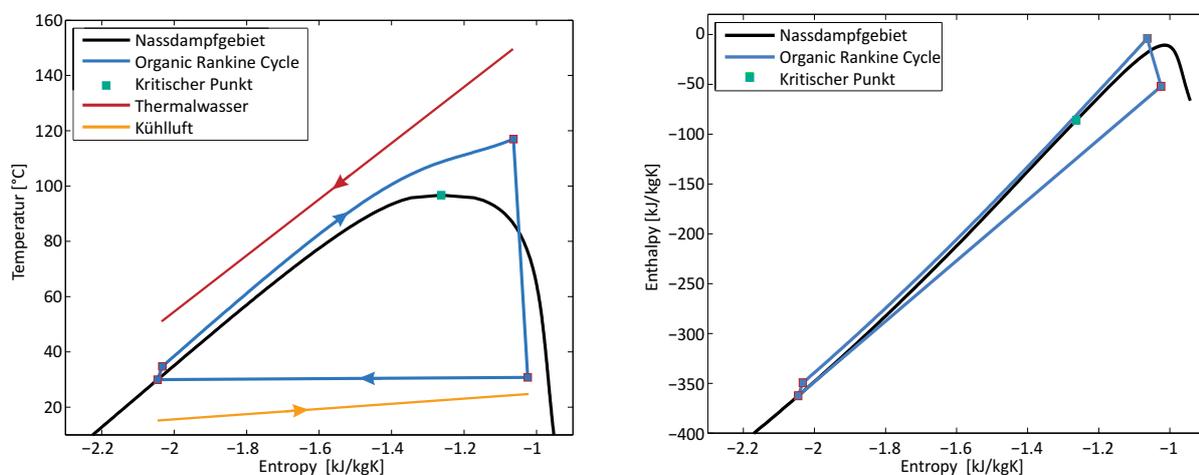


Abb. 3.14.: T-s-Diagramm (links) und h-s-Diagramm (rechts) des Prozesses mit Propan als Arbeitsmittel

wasser auf 51,6 °C abgekühlt wird. Für einen Wärmeeintrag von 1000 kW wird hierbei ein Massenstrom von 2,4 kg/s benötigt; der Massenstrom im ORC-Kreis beträgt dann 2,9 kg/s. Die Entspannung des Frischdampfes führt ins Zweiphasengebiet zu einem Dampfgehalt von 0,95. Im Kondensator werden schließlich 898,5 kW an die Umgebung abgegeben.

Die Bruttoleistung der Turbine beträgt 139 kW, die Nettoleistung des Prozesses liegt bei 101,5 kW. Der thermische Wirkungsgrad dieses Prozesses beträgt 10,15%. Im h-s-Diagramm können die Enthalpiedifferenzen zwischen den charakteristischen Punkten direkt abgelesen werden. Die größten Unterschiede treten bei der Wärmezufuhr bzw. abfuhr auf, während bei der Kompression in der Pumpe und der Entspannung in der Turbine vergleichsweise geringe Enthalpiedifferenzen vorliegen. Das Enthalpiegefälle der Turbine beträgt beispielsweise 48 kJ/kg, im Wärmeübertrager ändert sich die Enthalpie um 345 kJ/kg.

3.3.6. Simulation des stationären Teillastverhaltens

Insbesondere bei geothermischen Wärmequellen werden ORC-Anlagen häufig im Rahmen einer Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) oder einer Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) eingesetzt. Bei einem parallelen Betrieb des ORC-Kraftwerks und der Wärmeauskopplung wird dem Kraftwerk nur ein Teil des Thermalwassermassenstroms zugeführt. Da diese Betriebszustände einen Großteil der Jahresbetriebsstunden ausmachen können, ist neben der Leistung im Auslegungsfall das Teillastverhalten der Anlage von großem Interesse. Für einen direkten Vergleich des Teillastverhaltens der Prozesse mit verschiedenen Fluiden wurden mit dem Modul *GESI Teillast* stationäre Teillastzustände berechnet. Die durchgeführten Berechnungen können jedoch nur als eine erste Abschätzung des Teillastverhaltens angesehen werden. Die Grädigkeiten des Wärmeübertragers und des Kondensators wurden hierbei als konstant angesehen. Unter Annahme der Verwendung einer Kreiselpumpe wurden die Teillastwirkungsgrade der Pumpe mit folgendem Polynom berechnet, das auf Basis von [70] ermittelt wurde:

$$\frac{\eta_{Pump}}{\eta_{Pump,AP}} = 0,789 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^6 - 4,424 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^5 + 10,007 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^4 - 11,562 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^3 + 6,014 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^2 + 0,008 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right) + 0,159 \quad (3.13)$$

Für eine einstufige Axialturbine mit Drosselregelung wurde der Verlauf des Teillastwirkungsgrades auf Grundlage von [71] ermittelt:

$$\frac{\eta_{Turb}}{\eta_{Turb,AP}} = -1,856 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^6 + 7,068 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^5 - 11,413 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^4 + 10,504 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^3 - 6,491 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right)^2 + 3,182 \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ORC}}{\dot{m}_{ORC,AP}}\right) + 0,007 \quad (3.14)$$

Die mit Gl. 3.13 und 3.14 berechneten Verläufe der Teillastwirkungsgrade von Pumpe und Turbine sind in Abbildung 3.15 in Abhängigkeit der prozentualen Last dargestellt. Die Drosselung wird wie in Kapitel 3.1.4 beschrieben als isenthalp angenommen.

Ausgehend von den in Kapitel 3.3.5 ermittelten Prozessen mit maximaler Nettoleistung mit Propan, Isobutan und Isopentan wurde der Thermalwassermassenstrom bis auf 30% des Auslegungsmassenstroms reduziert. Die hierbei resultierenden spezifischen Nettoleistungen sind in Abbildung 3.16 in Abhängigkeit

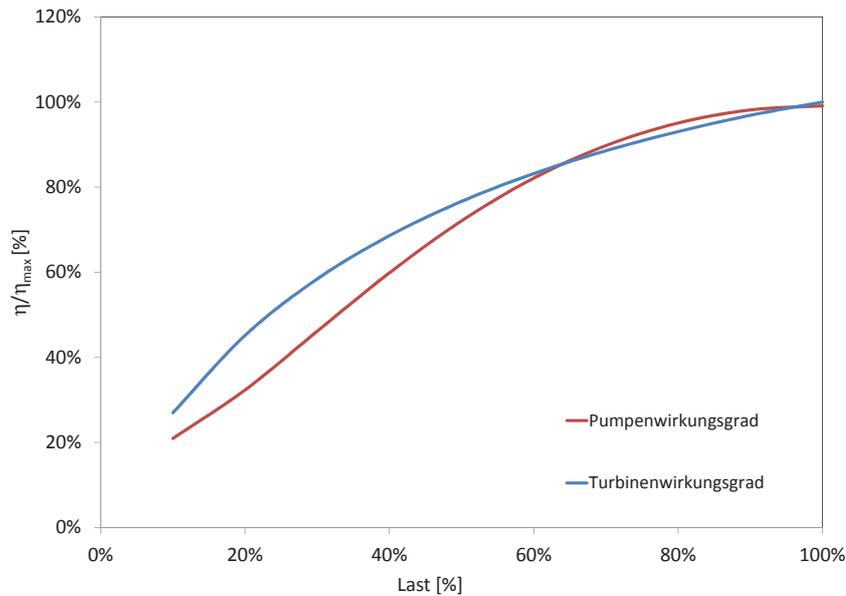


Abb. 3.15.: Teillastwirkungsgrade einer Kreiselpumpe nach [70] und einer einstufigen Axialturbine nach [71] in Abhängigkeit von der prozentualen Last

vom prozentualen Thermalwassermassenstrom dargestellt. Es wurden für jedes Fluid drei verschiedene Einstellungen für die Teillastwirkungsgrade von Turbine und Pumpe verwendet:

- Fall A: Verwendung einer Kreiselpumpe und einer einstufigen Axialturbine; Berechnung der Teillastwirkungsgrade von Pumpe und Turbine nach Gl. 3.13 bzw. Gl. 3.14 (in Abbildung 3.16 durchgezogen dargestellt)
- Fall B: Annahme eines konstanten Pumpenwirkungsgrades und einer einstufigen Axialturbine wie im Fall A (in Abbildung 3.16 gestrichelt dargestellt)
- Fall C: Annahme eines konstanten Pumpenwirkungsgrades und eines konstanten Turbinenwirkungsgrades (in Abbildung 3.16 gepunktet dargestellt)

Alle Teillastberechnungen wurden unter Beachtung des Kegelgesetzes (siehe Gl. 3.8) für den Fall einer Festdruckregelung mit Drosselventil vor der Turbine durchgeführt.

Im Fall A wird in Abbildung 3.16 deutlich, dass die spezifische Nettoleistung aufgrund der verringerten Komponentenwirkungsgrade stark abfällt. Bei halbiertem Thermalwassermassenstrom reduziert sich beispielsweise beim Isobutan-Prozess die spezifische Nettoleistung um 61%, die absolute Nettoleistung beträgt dann lediglich 20% des Volllastwertes. Beim überkritischen Prozess mit Propan wirken sich die Teillastwirkungsgrade aufgrund des höheren Druck- und Enthalpiegefälles stärker aus. Dadurch weist die Teillastkurve einen steileren Verlauf auf. Bei halbiertem Thermalwassermassenstrom werden noch 19% der spezifischen Nettoleistung erzielt. Im Vergleich zum Isobutanprozess kann mit dem überkritischen Prozess mit Propan dennoch bis zu einem Thermalwassermassenstrom von 65% des Auslegungspunktes eine höhere spezifische Nettoleistung erzielt werden. Im Vergleich zu einem Isopentan-Prozess, der das beste Teillastverhalten aufweist, ergaben sich bis zu einer Lastreduzierung auf 60% höhere spezifische Nettoleistungen.

Der Einfluss des verringerten Pumpenwirkungsgrades bei Teillast wird bei Betrachtung der Verläufe im Fall B deutlich. Während sich die Kurven der unterkritischen Prozesse mit Isopentan und Isobutan kaum

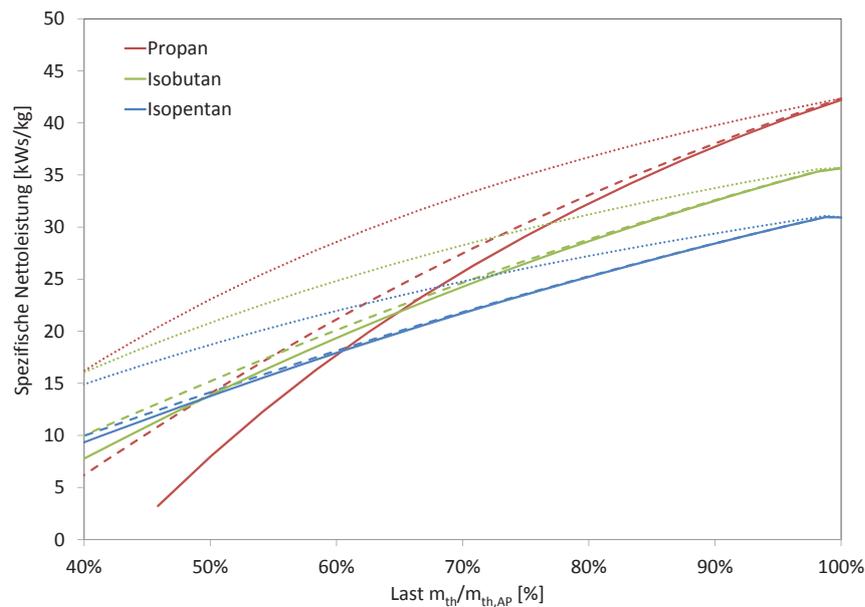


Abb. 3.16.: Teillastverläufe der ORC-Prozesse mit Propan, Isobutan und Isopentan mit Teillastwirkungsgraden von Pumpe und Turbine (Fall A, durchgezogen), mit konstantem Pumpenwirkungsgrad (Fall B, gestrichelt) und mit konstanten Komponentenwirkungsgraden (Fall C, gepunktet)

vom Fall A unterscheiden, weist der Verlauf des Propanprozesses eine deutlich verbesserte Nettoleistung im Teillastbereich auf. Bei Einsatz einer Pumpe mit konstantem Wirkungsgrad, z.B. einer Kolbenpumpe, kann mit dem überkritischen Prozess bis zu 50% Last eine höhere Nettoleistung erzielt werden.

Die Verläufe im Fall C zeigen den Einfluss des Kegelgesetzes (Gl. 3.8) und der damit verbunden erforderlichen Drosselung auf die spezifischen Nettoleistungen bei Teillast. Bei den hier angenommenen konstanten Turbinenwirkungsgraden verringert sich die spezifische Nettoleistung der Prozesse um 60% für Propan, um 58% für Isobutan und um 54% für Isopentan bei Halbierung des Thermalwassermassenstroms aufgrund von Drosselverlusten. Zudem wird in diesem Fall deutlich, dass ein verbessertes Teillastverhalten der Turbine zu einer weiteren Verbesserung des Teillastverhaltens des überkritischen Prozesses gegenüber den unterkritischen Prozessen führen würde.

Die Berechnungen zeigen somit, dass das Teillastverhalten von Pumpe und Turbine großen Einfluss auf die sich ergebende Nettoleistung bei verringertem Thermalwassermassenstrom hat. Für eine detailliertere Analyse unter Einbeziehung des Teillastverhaltens von Wärmeübertrager und Kondensator ist eine ein-dimensionale Diskretisierung in Strömungsrichtung sowie die Verwendung geeigneter Korrelationen zur Berechnung des Wärmeübergangs erforderlich. Dies erfolgte mit dem im folgenden Kapitel beschriebenen dynamischen Simulationsmodell, das zudem den Vergleich verschiedener Regelungsstrategien ermöglicht. Außerdem kann mit Hilfe der Simulation verschiedener Laständerungstransienten die Flexibilität der Anlage, die im Hinblick auf eine Anpassung an die stark fluktuierende Stromproduktion von Wind- und Solar-energie wichtig ist, untersucht werden.

4. Dynamisches Modell des überkritischen Organic Rankine Cycles

4.1. Allgemein

Ausgehend von der in Kapitel 3.3.5 vorgestellten stationären Auslegung wurde ein R&I-Diagramm des geplanten Testkraftwerkes entwickelt. In Abbildung 4.1 ist eine vereinfachte Version dieses R&I-Diagramms dargestellt, das als Grundlage für die Entwicklung des dynamischen Simulationsmodells dient.

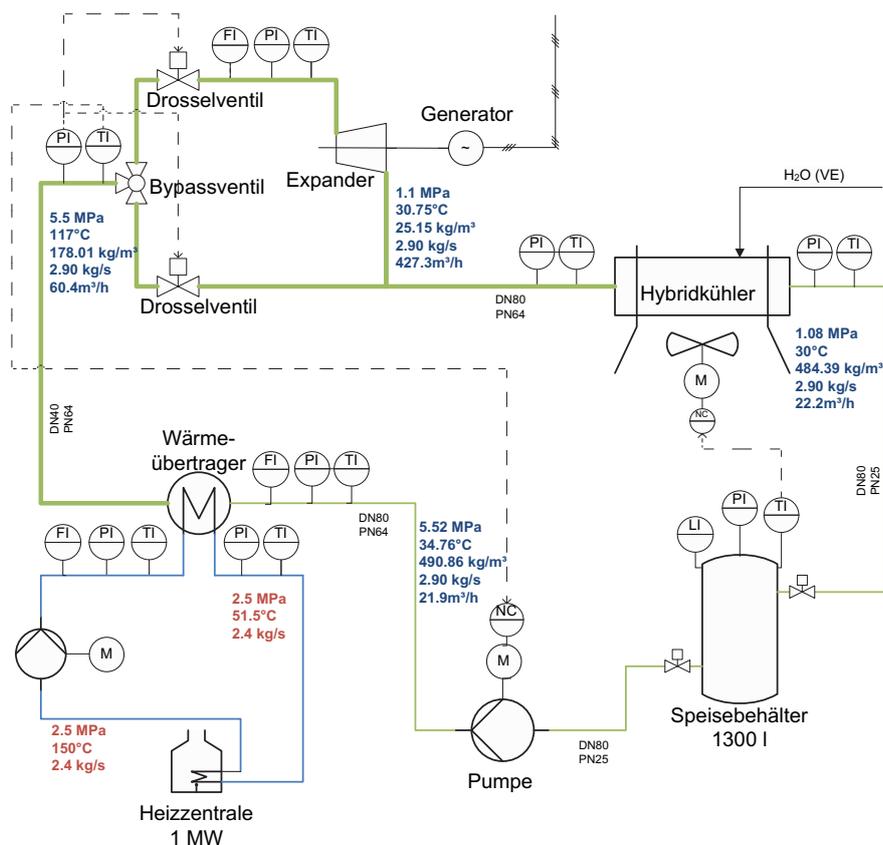


Abb. 4.1.: Vereinfachtes R&I-Diagramm des geplanten Testkraftwerkes, Propankreis grün, Thermalwasserkreis blau dargestellt

Der Propankreislauf ist grün dargestellt und beinhaltet eine Speisepumpe, einen Wärmeübertrager, eine Entspannungsmaschine mit Drosselventil und angeschlossenem Generator, einen Hybridkühler und einen Speisebehälter. Für den An- und Abfahrvorgang sowie störfallbedingte Schnellabschaltungen ist die Entspannungsmaschine mit einem Bypass, der ebenfalls ein Drosselventil enthält, versehen. Die Wärmezufuhr erfolgt im Wärmeübertrager durch den Wasserkreis, bestehend aus Heizzentrale und Förderpumpe. In beiden Kreisläufen sind die Fluidzustände des Auslegungsfalles an charakteristischen Stellen angegeben.

Die Speisepumpe wird null-dimensional modelliert. Da aufgrund des geringen Volumenstroms der Einsatz einer Kolbenpumpe vorgesehen ist, kann der isentrope Wirkungsgrad auf einen lastunabhängigen Wert

von 0,7 festgesetzt werden. Als weitere Eingabe ist lediglich der Massenstrom erforderlich, der wahlweise konstant gesetzt oder variabel über einen PI-Regler eingestellt wird.

Im Gegensatz zur stationären Berechnung wird im dynamischen Modell an Stelle einer Turbine das Expandermodell der Komponentenbibliothek TIL (siehe Kap. 2.2.3) verwendet. In diesem Expandermodell wird das Verdrängungsvolumen mit 0,325 l so gewählt, dass sich im Auslegungsfall bei einer Drehzahl von 50 Hz ein Druckgefälle von 4,4 MPa einstellt. Für die Berechnung des isentropen Wirkungsgrades nach Gleichung 2.26 benötigt das Modell die Angabe des Enthalpiegefälles und des Volumenstroms im Auslegungsfall sowie die Angabe des maximalen Wirkungsgrades in Höhe von 0,8.

Die Berechnung der Leistungsaufnahme der Ventilatoren des (Hybrid-) Luftkühlers erfolgt unter der Annahme eines konstanten Wirkungsgrades von 0,7. Der förderbare Luftmassenstrom wird auf maximal 125 kg/s und minimal 10 kg/s begrenzt.

Der Speisebehälter wird mit einem Volumen von 1300 l modelliert. Im Auslegungsfall wird sein Füllstand auf 50% gesetzt, damit Laständerungen abgefangen werden können.

Die Verrohrung besteht aus Stahlrohren der Druckstufen PN 25 im Niederdruckbereich bzw. PN 64 im Hochdruckbereich zwischen Pumpe und Expander. Die Innendurchmesser betragen 40 mm zwischen Wärmeübertrager und Expander und 80 mm im restlichen Kreis. Diese Dimensionierung gewährleistet Strömungsgeschwindigkeiten im Bereich von 1 m/s für flüssige Fluidzustände und 10 - 20 m/s für dampf-/gasförmige Fluidzustände.

Der effektive Strömungsquerschnitt der vollständig geöffneten Ventile wird mit $0,0015 \text{ m}^3$ so festgesetzt, dass im Auslegungsfall ein Druckverlust von max. 0,1 bar auftritt.

4.2. Wärmeübertrager

Wie bereits erwähnt kommen im geplanten Kreislauf ein Wärmeübertrager und ein Hybridkühler zum Einsatz. Diese beiden Komponenten werden eindimensional modelliert und in Strömungsrichtung diskretisiert. Daher ist eine Dimensionierung dieser Komponenten erforderlich. Hierzu wurden ausgehend von den thermodynamischen Randbedingungen, die auf der stationären Auslegung beruhen, jeweils die erforderliche Länge unter Variation weiterer geometrischer Parameter berechnet. Aus den Erkenntnissen dieser Parametervariation wurde jeweils eine geeignete Dimensionierung festgesetzt und für die dynamischen Simulationen verwendet.

4.2.1. Plattenwärmeübertrager

Aufgrund einer möglichst kompakten Bauweise der Testanlage soll ein Plattenwärmeübertrager für die Wärmezufuhr vom Thermalwasser in den Prozess verwendet werden. Neumaier [64] verglich im Rahmen seiner Diplomarbeit verschiedene Wärmeübertragerbauformen (u.a. Rohrbündel-, Doppelrohr und Plattenwärmeübertrager). Ausgehend von den Ergebnissen und unter Verwendung des von Neumaier entwickelten VBA-Werkzeugs zur Dimensionierung von Plattenwärmeübertragern wurde eine Auslegung des Wärmeübertragers in Abhängigkeit von den thermodynamischen Randbedingungen aus Kapitel 3.3.5 durchgeführt. Die Randbedingungen und das Ergebnis der Dimensionierung sind in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Die Dimensionierung erfolgte mit dem Ziel einer möglichst geringen Übertragerfläche bei gleichzeitiger Einhaltung des maximalen Druckverlustes von 0,2 bar auf der Propanseite, der bei der stationären Auslegung des Kreisprozesses angenommen wurde. Eine Verringerung der Plattenanzahl, der Plattenbreite oder

Randbedingungen		Auslegung	
$T_{ein,ORC}$	34,76 °C	Plattenzahl	41
$T_{aus,ORC}$	117 °C	Länge	1,1 m
$p_{ein,ORC}$	2,5 MPa	Breite	0,6 m
\dot{m}_{ORC}	2,9 kg/s	Übertragungsfläche	37,8 m ²
$T_{ein,th}$	150 °C	Plattenwinkel φ	58 °
$T_{aus,th}$	51,6 °C	Amplitude \hat{a}	0,001 m
\dot{m}_{th}	2,4 kg/s	Wellenlänge Λ	0,004 m
$p_{ein,th}$	2,5 MPa	Plattendicke s	0,002 m
\dot{Q}	1000 kW	Material	Edelstahl

Tabelle 4.1.: Thermodynamische Randbedingungen und Dimensionierung des Plattenwärmeübertragers

der Amplitude resultiert in einer geringeren erforderlichen Übertragerfläche, da aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten eine erhöhte Turbulenz der Strömung und damit ein verbesserter Wärmeübergang erzielt werden. Die erhöhte Turbulenz führt jedoch gleichzeitig zu deutlich höheren Druckverlusten, insbesondere auf der Propanseite. Die angegebenen Geometriedaten stellen daher den besten Kompromiss der beiden Auslegungskriterien dar.

Aufgrund des überkritischen Druckes der Propanströmung treten bei der Aufheizung große Änderungen der Stoffeigenschaften auf, die Einfluss auf die Wärmeübertragung haben. Eine Auslegung unter Verwendung zwischen Ein- und Austritt gemittelter Werte führt deshalb zu ungenauen Ergebnissen. In dem von Neumaier entwickelten VBA-Programm erfolgt die Berechnung daher als Reihenschaltung mehrerer Wärmeübertrager schrittweise mit über der Schrittlänge gemittelten Stoffdaten. Die Dimensionierung des Plattenwärmeübertragers erfolgte mit einer Schrittlänge von 0,02 m. Bei der Implementierung des dynamischen Modells des Wärmeübertragers muss dementsprechend auf die Diskretisierung geachtet werden.

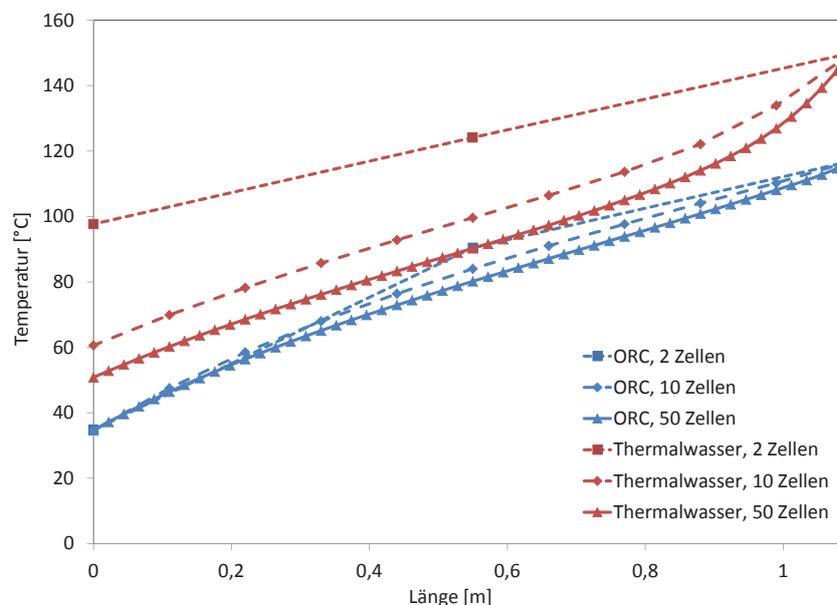


Abb. 4.2.: Temperaturverlauf von ORC-Fluid (Propan) und Thermalwasser im Gegenstrom über die Länge des Wärmeübertragers im Auslegungsfall bei unterschiedlicher Diskretisierung

Zur Analyse des Einflusses der Diskretisierung wurde in Dymola ein Testmodell aufgebaut, das lediglich die Speisepumpe und den Plattenwärmeübertrager sowie den Thermalwasserkreis beinhaltet. Mit diesem Modell wurden Simulationen des stationären Volllastzustandes bei unterschiedlicher Diskretisierung des Wärmeübertragers durchgeführt, bei denen der Massenstrom des Thermalwassers konstant gehalten wurde. Der Massenstrom auf der Propanseite wurde jeweils so angepasst, dass die gewünschte Frischdampftemperatur von 117 °C eingehalten wurde. Abbildung 4.2 zeigt die Temperaturverläufe des Thermalwassers und des ORC-Fluides über die Länge des Wärmeübertragers aufgetragen für verschiedene Diskretisierungen.

Bei geringerer Zellenanzahl wird der Wärmeübergang insbesondere im Bereich der hohen Temperaturen unterschätzt. Dies ist begründet im Übergang von flüssigem zu überkritischen Zustand der Propanströmung, der in diesem Bereich auftritt. Bei geringerer Zellenanzahl werden die großen Stoffänderungen im Bereich der pseudo-kritischen Linie nicht beachtet. Daraus resultiert eine geringere Abkühlung des Thermalwassers insgesamt und damit ein deutlich verringerter Wärmestrom. Eine Diskretisierung mit zwei Zellen führt zu einer berechneten Austrittstemperatur des Thermalwassers von ca. 97 °C, dies entspricht einem um 47 % verringerten Wärmestrom gegenüber einer Diskretisierung mit 50 Zellen. Diese Abweichung nimmt mit steigender Zellenanzahl exponentiell ab, bei 10 Zellen liegt der Fehler bei knapp 10 %, bei 20 Zellen stellt sich ein um 3,7 % geringerer Wärmestrom ein.

Eine hohe Diskretisierung führt somit zu einer höheren Genauigkeit, jedoch erhöht sich damit auch der Rechenaufwand. Die Analyse zeigte, dass eine Zellenzahl im Bereich zwischen 20 und 50 Zellen gewählt werden sollte, damit eine ausreichende Genauigkeit gegeben ist. Für die durchgeführten Simulationen wurde daher eine Diskretisierung von 20 Zellen eingestellt.

4.2.2. Hybrid-Kühler

Zur Kondensation des ORC-Fluides wird ein luftgekühlter Kreuzstromwärmeübertrager mit optionaler Wassereinspritzung verwendet. Dieser Hybrid-Kühler soll eine effiziente Wärmeabfuhr sowie die Einhaltung der Auslegungskondensationstemperatur auch bei höheren Umgebungstemperaturen ermöglichen. Die Dimensionierung erfolgte hierbei unter der Randbedingung einer reinen Luftkühlung ohne Wassereinspritzung. Das Ziel der Auslegung ist eine möglichst kompakte Bauform unter Einhaltung des zulässigen Druckverlustes der Propanströmung während der Kondensation. Zudem ist der luftseitige Druckverlust ein Auslegungskriterium, da dieser direkt proportional zur erforderlichen Ventilatorleistung ist.

Für die Ermittlung der erforderlichen Kondensatorlänge wurde von Slama [80] eine Berechnungsroutine in MS Excel mit VBA unter Einbindung der NIST-Stoffdaten erstellt. Hierbei werden die zur Reduzierung des Dampfgehaltes um $\Delta x = 0,02$ erforderlichen Längen schrittweise berechnet und aufsummiert. Diese Berechnung erfolgt unter Verwendung der in Kapitel 2.3.4 aufgeführten Korrelationen. Es ist zu beachten, dass der luftseitige Wärmeübergang nur bei Kenntnis der Gesamtlänge ermittelt werden kann, jedoch für die Berechnung der einzelnen Abschnitte bekannt sein muss. Daher ist eine iterative Lösungssuche unter Angabe eines Startwertes für die Länge des Kühlers erforderlich.

Im Rahmen der Dimensionierung wurde der Einfluss verschiedener Geometrieparameter untersucht. Bei der Wahl der Bauform wurden Kühler mit und ohne Lamellen, jeweils für fluchtende und versetzte Rohrarrangements untersucht. Es zeigte sich, dass die höchsten Wärmedurchgangswerte bei versetzt angeordneten Rohren mit Lamellen erreicht werden. Daher wurden für diese Anordnung mit dem Innendurchmesser der Rohre, der Rohranzahl pro Reihe, der Reihenanzahl, dem Rohr- und Reihenabstand sowie mit dem Lamellenabstand weitere geometrische Größen variiert. Abbildung 4.3 zeigt als Ergebnis dieser Variatio-

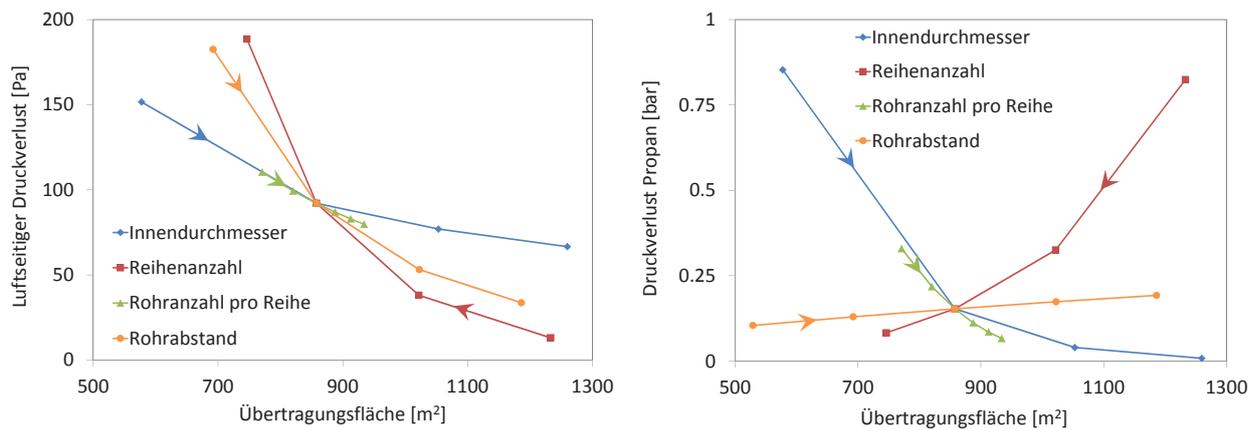


Abb. 4.3.: Luftseitiger (links) und propanseitiger (rechts) Druckverlust im Kondensator in Abhängigkeit von der erforderlichen Wärmeübertragungsfläche bei Variation verschiedener Geometrieparameter

nen die berechneten Druckverluste auf Luft- und Propanseite in Abhängigkeit der erforderlichen Wärmeübertragungsfläche. Die Pfeilrichtung zeigt hierbei jeweils zunehmende Werte des variierten Parameters an. Dimensionierungen, die zu geringeren Druckverlusten auf der Luftseite führen, erfordern eine größere Wärmeübertragungsfläche, wie Abbildung 4.3 links zeigt. Eine Vergrößerung des Innendurchmessers, des Rohrabstandes in einer Reihe und des Lamellenabstandes führen genauso wie eine Erhöhung der Rohranzahl je Reihe zu einer geringeren Umströmungsgeschwindigkeit der Rohre und damit einerseits zu einem geringeren Druckverlust, andererseits jedoch auch zu geringeren Wärmeübergängen. Mit zunehmender Reihenanzahl steigt dagegen der Druckverlust auf der Luftseite und damit auch der Wärmeübergang, so dass sich trotz einer höheren Gesamtzahl an Rohren aufgrund der geringeren Baulänge die Übertragungsfläche verringert.

Zwischen dem Druckverlust auf der Propanseite und der erforderlichen Übertragungsfläche besteht kein eindeutiger Zusammenhang. Während bei einer Änderung des Innendurchmessers oder der Rohranzahl der Druckverlust mit zunehmender Übertragungsfläche abnimmt, ist bei einer Variation der Reihenanzahl oder des Rohrabstandes das Gegenteil der Fall. Höhere Druckverluste verursachen hierbei zwar ebenfalls höhere Turbulenzen und damit einen erhöhten Wärmeübergang. Dies führt jedoch nicht in allen Fällen zu einer verringerten Wärmeübertragungsfläche. Dies ist darin begründet, dass der luftseitige Wärmeübergang aufgrund der deutlich geringeren Werte im Vergleich zur Wärmeleitung in der Wand und zum propanseitigen Wärmeübergang einen sehr starken Einfluss auf den gesamten Wärmedurchgang hat. Insbesondere im Fall der Reihenanzahl hat das zur Folge, dass mit geringerer Reihenanzahl, der Druckverlust aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeit in den Rohren steigt, während die erforderliche Wärmeübertragerfläche aufgrund des verringerten luftseitigen Wärmeübergangs ebenfalls zunimmt. Die damit verbundene größere Baulänge des Kühlers verstärkt den propanseitigen Druckverlust zusätzlich.

Bei den hier aufgetragenen Druckverlusten handelt es sich um Reibungsdruckverluste. Diesen Reibungsdruckverlusten wirkt die Änderung der Impulsströme aufgrund der Strömungsverzögerung, die wiederum in der Änderung der homogenen Dichte des Fluides begründet ist, entgegen. Für alle betrachteten Dimensionierungen zeigte sich jedoch, dass dieser Druckaufbau im Vergleich zum Reibungsdruckverlust maximal 4% beträgt. Der entsprechende Term in der Impulsbilanz kann somit, wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, vernachlässigt werden.

Ausgehend von diesen Untersuchungen wurden bei der Auswahl einer geeigneten Dimensionierung drei Entscheidungskriterien festgelegt:

- Maximale Baulänge: 10 m
- Maximaler Druckverlust auf Propanseite: 0,2 bar
- Maximaler Druckverlust auf Luftseite: 100 Pa

Des Weiteren muss überprüft werden, ob bei der jeweiligen Dimensionierung eine Ringströmung des Propan in den Rohren vorliegt, da die in Kapitel 2.3.4 aufgeführten Korrelationen für den Wärmeübergang bei der Kondensation nur für diese Strömungsform gültig sind. In [88] wird hierfür eine Strömungskarte nach *Breber et al.* [12] vorgeschlagen, die die Strömung anhand des Strömungsparameters F (Gl. 2.59) und einer modifizierten Froude-Zahl charakterisiert.

In Tabelle 4.2 sind die für die Dimensionierung verwendeten Randbedingungen sowie die Auslegungsdaten des Kondensators, die in das dynamische Modell in Dymola einfließen, aufgeführt. Bei den gewählten

Randbedingungen		Auslegung	
$p_{aus,ORC}$	1,08 MPa	Innendurchmesser d_i	0,003 m
$T_{aus,ORC}$	30 °C	Rohre pro Reihe	700
$x_{ein,ORC}$	0,95	Rohrreihen	5
$x_{aus,ORC}$	0	Rohrabstand	0,0075 m
\dot{m}_{ORC}	2,9 kg/s	Reihenabstand	0,0075 m
$T_{ein,Luft}$	15 °C	Lamellenabstand	0,005 m
$p_{ein,Luft}$	0,1013 MPa	Rohrmaterial	Kupfer
$\varphi_{ein,Luft}$	0	Lamellenmaterial	Aluminium
\dot{m}_{Luft}	84,7 kg/s	Länge	8,03 m
\dot{Q}	898,5 kW	Übertragungsfläche	834,8 m ²

Tabelle 4.2.: Thermodynamische Randbedingungen und Dimensionierung des Hybridkühlers

geometrischen Daten werden die erwähnten Kriterien mit einer Baulänge von 8,03 m, einem propanseitigen Druckverlust von 0,15 bar und einem luftseitigen Druckverlust von 95 Pa eingehalten.

Die Diskretisierung im dynamischen Modell erfolgt äquidistant. Da die sich ändernden Dampfgehalte großen Einfluss auf den Wärmeübergang haben und jeweils mit über eine Zelle gemittelten Werten gerechnet wird, wurde analog zum Plattenwärmeübertrager die Zellenanzahl variiert, um die benötigte Diskretisierung zu ermitteln. Hierzu wurde ein Testmodell des Kühlers aufgebaut, bei dem der Luftmassenstrom jeweils so angepasst wurde, dass eine vollständige Kondensation der Propanströmung erfolgt. Mit diesem Modell wurde der stationäre Auslegungszustand mit einer Diskretisierung von zwei bis 50 Zellen simuliert. Bei zunehmender Zellenzahl stellten sich abnehmende erforderliche Luftmassenströme ein, beispielsweise ergab die Simulation bei zwei Zellen einen um 17,5% höheren Luftmassenstrom als bei 50 Zellen. Für weitere Simulationen wurde eine Diskretisierung von 10 Zellen gewählt, dies entspricht einer Abweichung von 2% gegenüber der hohen Auflösung mit 50 Zellen.

4.3. Regelung

Im dynamischen Modell stellen sich die verschiedenen Fluidzustände an charakteristischen Punkten des Kreisprozesses aufgrund der den Berechnungen zugrunde liegenden Bilanzgleichungen für Energie, Masse und Impuls sowie der jeweiligen Komponentencharakteristik ein. Eine direkte Festlegung dieser Zustände wie bei der stationären Simulation (z.B. Frischdampfzustand, Kondensationstemperatur) ist nicht möglich. Daher müssen geeignete Regelsysteme im Modell implementiert werden, um einen Einfluss auf das Anlagenverhalten zu gewähren. Hierbei handelt es sich u.a. um die Regelung des Massenstroms im ORC sowie des unteren und oberen Druckniveaus des Prozesses. Im Folgenden werden die verwendeten Regelungen näher erläutert.

4.3.1. Frischdampfdruck- und Massenstromregelung im ORC

Wie bereits in Kapitel 4.1 erwähnt, erfolgt die Festlegung des Massenstroms im ORC über die Speisepumpe. Der sich nach der Pumpe einstellende Druck ist daher lediglich abhängig von den Strömungswiderständen der Komponenten im Kreisprozess. Neben den Druckverlusten in den Rohrleitungen und in den Wärmeübertragern ist hierbei insbesondere der Druckabfall über den Expander entscheidend. Dieser hängt von der Expanderdrehzahl, dem Verdrängungsvolumen und dem ORC-Massenstrom ab.

Bei Abweichungen vom Auslegungspunkt muss in der Regel der ORC - Massenstrom angepasst werden. Diese Änderung im Massenstrom bewirkt eine Änderung des Druckgefälles über den Expander. Frischdampfdruck und -temperatur können in diesem Fall nur durch gezielte Regeleingriffe beeinflusst werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden drei verschiedene Regelkonzepte in das Modell implementiert und untersucht:

- Festdruck mit Drosselregelung
- Festdruck mit variabler Drehzahl
- Gleitdruck

Bei beiden Regelungen mit Festdruck wird der Druck nach der Pumpe, d.h. der Druck, bei dem die Wärmezufuhr erfolgt, konstant gehalten. Die Frischdampf Temperatur wird ebenfalls konstant auf dem Auslegungswert gehalten, indem über einen PI-Regler der von der Pumpe geförderte Massenstrom variiert wird. Die beiden Konzepte unterscheiden sich in der Regelung des Expanders. Bei der Regelung mit Drosselventil wird der Expander mit einer konstanten Drehzahl von 50 Hz betrieben. Durch die Abnahme des Massenstroms bei Teillast sinkt das Druckgefälle über den Expander. Da der untere Prozessdruck durch den Kondensator vorgegeben ist, hat dies zur Folge, dass der Druck am Expandereintritt abnimmt. Um den Druck bei der Wärmezufuhr aufrechtzuerhalten, muss daher über ein geregeltes Drosselventil eine Drosselung des überkritischen Propans vor dem Expander erfolgen. Alternativ kann im Teillastfall jedoch die Drehzahl des Expanders so angepasst werden, dass das Druckgefälle des Auslegungsfalles beibehalten bleibt und keine Drosselung über das Drosselventil erfolgen muss, welches somit ungeregelt voll geöffnet bleibt. Die variierende Drehzahl erfordert den Einsatz eines Frequenzumrichters zur Netzanbindung der Anlage.

Bei der Gleitdruckregelung wird der Expander mit konstanter Drehzahl betrieben. Der Druck vor dem Expander und damit das Druckniveau, bei dem die Wärmezufuhr erfolgt, stellt sich hierbei automatisch in

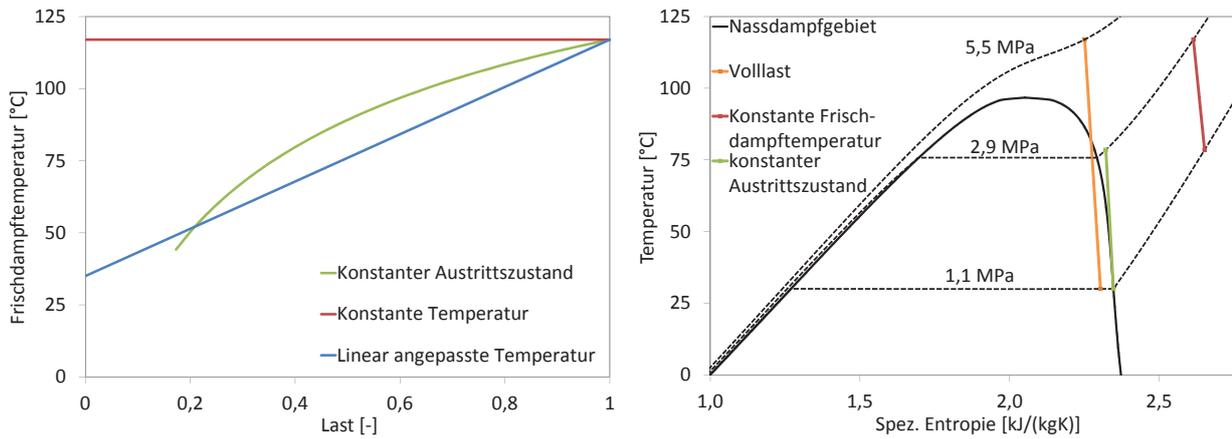


Abb. 4.4.: Untersuchte Varianten der Frischdampftemperatur bei Gleitdruckregelung in Abhängigkeit von der Last, Einstellung der Sollwerte durch Anpassung des Massenstroms im ORC

Abhängigkeit des ORC-Massenstroms und des Frischdampfzustandes ein. Für die Solltemperatur am Expandereintritt sind dann verschiedene Vorgaben möglich. Zum einen kann die Frischdampftemperatur in diesem Fall konstant gehalten werden. Bei unterkritischen Drücken führt dies jedoch zu einer Überhitzung des Propanes, die wiederum eine Überhitzung des Fluides am Expanderaustritt zur Folge haben kann. Gleichzeitig wirkt sich die Überhitzung unter Umständen negativ auf den Wärmeeintrag in den Prozess aus (siehe Kap. 5.2.2), so dass dadurch keine Steigerung der Netto-Leistung erzielt werden kann. Daher wurden zudem Simulationen mit an den Massenstrom des Thermalwassers angepasster Solltemperatur des Frischdampfes durchgeführt. Bei der Anpassung der Temperatur werden zwei verschiedene Modelle untersucht: Eine lineare Anpassung der Solltemperatur an den Thermalwassermassenstrom und eine Solltemperatur, die zu einer Entspannung im Expander führt, bei der am Expanderaustritt kein überhitztes Fluid vorliegt. Hierbei stellen sich Frischdampfzustände ein, die im T-s-Diagramm auf der linearen Verbindung zwischen Eintrittszustand bei Volllast und der Entspannung auf die Taulinie liegen. Diese werden über die Dichte und die Entropie am Expandereintritt mit Hilfe der REFPROP-Datenbank ermittelt. Die Dichte am Expandereintritt resultiert in Abhängigkeit des ORC-Massenstroms aus Gl. 2.21 bei konstanter Drehzahl und konstantem Verdrängungsvolumen. Zur Berechnung der Entropie am Expandereintritt wurden jeweils die Verhältnisse von Teillast zu Volllast des ORC-Massenstroms und der Entropiedifferenz über den Expander gleichgesetzt. Unter der Annahme eines konstanten Verhältnisses der Massenströme von Thermalwasser und ORC kann nun ein Zusammenhang zwischen Thermalwassermassenstrom und Expandereintrittstemperatur hergestellt werden. Das tatsächliche Verhältnis der Massenströme wurde in weiteren Schritten iterativ ermittelt, so dass eine variable Soll-Frischdampftemperatur als Funktion des Thermalwassermassenstroms festgelegt werden konnte.

Abbildung 4.4 links zeigt die auf diese Weise ermittelte Frischdampftemperatur sowie die weiteren Optionen für die Solltemperatur bei Gleitdruck in Abhängigkeit der Last, die hierbei als Verhältnis des Thermalwassermassenstroms zum Thermalwassermassenstrom bei Auslegung definiert ist. In allen Fällen wird wie bei der Festdruckregelung der Massenstrom im ORC über einen PI-Regler angepasst, so dass die gewünschte Solltemperatur erreicht wird. Abbildung 4.4 rechts zeigt die sich ergebenden Unterschiede der Entspannung im Expander im T-s-Diagramm zwischen der Gleitdruckregelung mit konstanter Frischdampftemperatur und der Gleitdruckregelung mit der an die Last angepassten Frischdampftemperatur für den Lastfall von 38%.

4.3.2. Regelung der Kühlung

Das untere Druckniveau des Kreisprozesses ist nicht direkt regelbar. Es ist durch die Temperatur im Ausgleichsbehälter bestimmt. Dort befindet sich das Arbeitsmedium sowohl flüssig als auch gasförmig im thermodynamischen Gleichgewicht. Bei Änderung der Temperatur im Behälter verschiebt sich dieses Gleichgewicht, ein Teil des Mediums kondensiert oder verdampft, der Flüssigkeitsspiegel und der Druck ändern sich, bis wieder das thermodynamische Gleichgewicht erreicht ist. Die Temperatur im Ausgleichsbehälter kann durch die Temperatur am Kühleraustritt beeinflusst werden. Durch Regelung der Kühlerleistung kann somit die gewünschte Temperatur im Ausgleichsbehälter und damit das gewünschte untere Druckniveau eingestellt werden. Die Kühlerleistung ist über den Luftmassenstrom, den die Ventilatoren fördern, und die optionale Zugabe von Wasser in Form feiner Tröpfchen regelbar.

Die Regelung der Wasserzugabe zur Luftströmung erfolgt in einem dem Hybridkühler vorgeschalteten Modul. Liegt die Außentemperatur unter einem festgelegten Grenzwert, wird kein Wasser eingespritzt. Bei Überschreiten des Grenzwertes wird soviel Wasser eingespritzt, dass die Luft dadurch auf den Grenzwert abgekühlt wird. Die notwendige Wassermenge wird hierbei mit den in Kapitel 2.5 aufgeführten Gleichungen berechnet. Kann aufgrund erhöhter Lufttemperatur keine Abkühlung auf den Sollwert erfolgen, wird die maximal von der Luft aufnehmbare Wassermenge eingespritzt. Die Luft hat dann eine relative Feuchte von 95%, da eine vollständige Sättigung nur theoretisch erzielt werden kann [53].

4.3.3. Bypass-Regelung

Zum Schutz des Expanders bei ungewünschten Betriebszuständen sowie für den Anfahr- und Abfahrvorgang des Prozesses ist ein Bypass vorgesehen. Über die jeweilige Ventilstellung des Bypassventiles kann der ORC-Massenstrom zwischen Bypass und Expander aufgeteilt werden. Bei voll geöffnetem Bypassventil wird der gesamte ORC-Massenstrom über den Bypass geleitet. Die Regelung der Ventilsteuerung erfolgt in Abhängigkeit des Fluidzustandes vor dem Ventil. Abbildung 4.5 zeigt eine Karte der zulässigen und nicht zulässigen Frischdampfzustände in Abhängigkeit von Frischdampfdruck und -temperatur. Bei unzulässigen

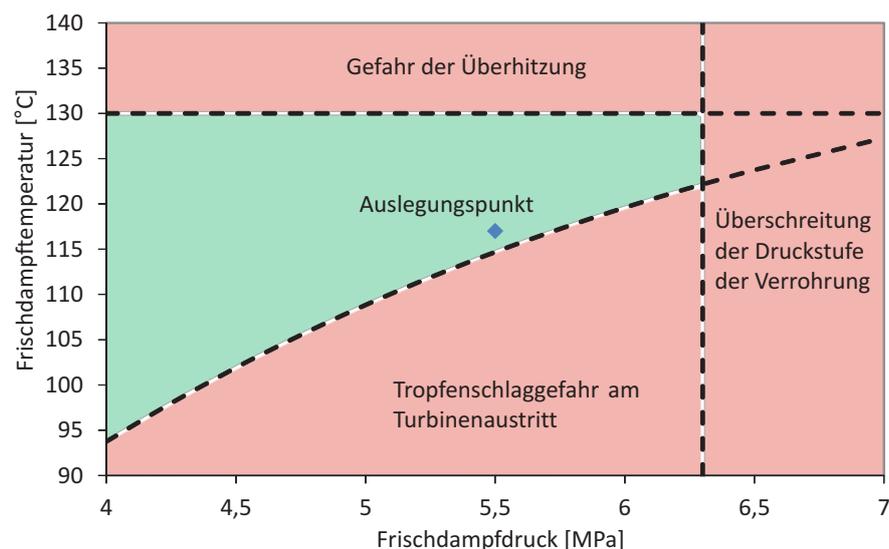


Abb. 4.5.: Zulässige Frischdampfzustände in Abhängigkeit von Frischdampfdruck und -temperatur

Frischdampfzuständen ist das Bypassventil voll geöffnet, so dass keine Propanströmung durch den Expander erfolgt.

Die Grenzen für zulässige Frischdampfzustände sind wie folgt festgelegt:

- Maximale Frischdampf Temperatur: 130 °C
- Maximaler Frischdampfdruck: 6,3 MPa
- Minimale Frischdampf Temperatur: In Abhängigkeit vom Frischdampfdruck festgelegt

Die maximale Frischdampf Temperatur von 130 °C dient dem Schutz der Instrumentierung und der Armaturen vor Überhitzung. Der maximale Frischdampfdruck ist durch die Druckstufe von PN 63 definiert. Die minimale Temperatur wurde in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck so festgelegt, dass bei der Entspannung ein minimaler Dampfgehalt von 0,9 am Austritt des Expanders vorliegt, da bei höheren Dampfgehalten die Gefahr des Tropfenschlags droht.

4.4. Validierung

Eine Validierung des dynamischen Modells ist entweder durch einen Vergleich mit experimentellen Daten oder mit berechneten Ergebnissen einer anderen Simulationsumgebung möglich. Da sich das dem Modell zugrunde liegende Testkraftwerk zur Zeit der Anfertigung dieser Arbeit noch im Aufbau befindet und eine entsprechende Anlage nicht existiert, liegen keine experimentellen Daten zur Validierung des gesamten Modells vor. Vergleichbare Simulationsergebnisse eines überkritischen ORC-Prozesses, die mit einem anderen Systemcode ermittelt wurden, stehen ebenfalls nicht zur Verfügung. Daher ist eine Validierung des Prozesses als Ganzes zum jetzigen Zeitpunkt nicht möglich.

Den größten Einfluss auf die Genauigkeit der Ergebnisse hat die Modellierung des Wärmeübergangs und der Speicherfähigkeit der Komponenten und Verrohrung. Daher wurden Validierungsrechnungen für das transiente Verhalten des Plattenwärmeübertragers, des überkritischen Wärmeübergangs sowie für die neu implementierte Korrelation des Wärmeübergangs und des Druckverlustes bei Kondensation durchgeführt. Diese sind im Folgenden aufgeführt.

4.4.1. Validierung des Wärmeübertragermodells

Der Wärmeübergang sowie das dynamische Verhalten des Plattenwärmeübertragermodells wurde über einen Vergleich mit experimentellen Daten aus der Literatur validiert. Dwivedi et al. [25] untersuchten den zeitlichen Verlauf der Austrittstemperaturen auf der warmen und kalten Seite eines Gegenstrom-Plattenwärmeübertragers bei sprunghafter Änderung des Massenstroms auf der warmen bzw. auf der kalten Seite. Für die

Plattenzahl	31	Plattenwinkel β	60 °
Länge	0,6 m	Breite	0,215 m
Wellenlänge Λ	0,028 m	Amplitude \hat{a}	0,0029 m
Plattenmaterial	Edelstahl	Plattendicke s	0,0008 m

Tabelle 4.3.: Geometrische Daten des Plattenwärmeübertragers

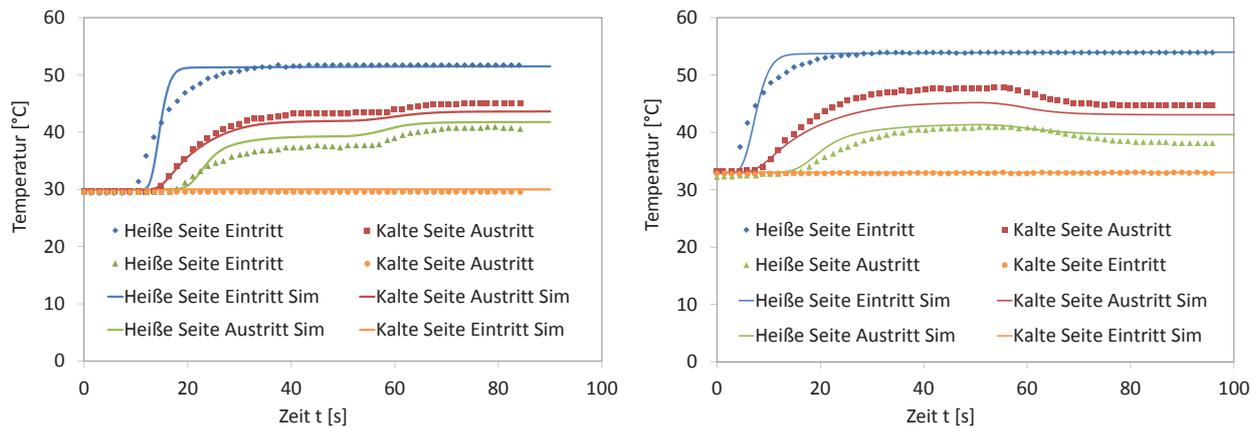


Abb. 4.6.: Transienter Verlauf der Ein- und Austrittstemperaturen eines Gegenstrom-Plattenwärmeübertragers, Vergleich experimenteller Daten aus [25] mit Simulationsergebnissen des Plattenwärmeübertragermodells in TIL, bei $t=50$ s Erhöhung des Massenstroms auf der heißen Seite (links) bzw. auf der kalten Seite (rechts)

Validierung wurde ein dem Experiment entsprechendes Testmodell des Wärmeübertragers mit Einlaufstrecke und Randbedingungen implementiert. Das Strömungsmedium ist auf beiden Seiten flüssiges Wasser. Die geometrischen Daten des untersuchten Plattenwärmeübertragers sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

Dwivedi beschreibt in [25] zwei durchgeführte Experimente. Ausgangssituation ist im ersten Experiment ein Volumenstrom in Höhe von 1,318 l/s mit einer Temperatur von 30 °C. 10 Sekunden nach Beginn der Aufzeichnung wird die Temperatur auf der warmen Seite sprunghaft auf 51,5 °C erhöht. Dies geschieht, indem über eine entsprechende Ventilschaltung das kalte Wasser durch in einem Tank bereits aufgewärmtes Wasser ersetzt wird. Nach weiteren 40 Sekunden wird der Volumenstrom auf der warmen Seite auf 1,861 l/s ebenfalls sprunghaft erhöht. Die Strömung auf der kalten Seite bleibt unverändert. Im zweiten Experiment liegt zu Beginn eine Strömung von 0,93 l/s bei einer Temperatur von 33 °C auf beiden Seiten vor. Hier wird nach 10 Sekunden die Temperatur auf der warmen Seite auf 54 °C erhöht und nach weiteren 40 Sekunden der Volumenstrom auf der kalten Seite auf 1,318 l/s erhöht, während der Volumenstrom auf der warmen Seite unverändert bleibt.

In Abbildung 4.6 ist der zeitliche Verlauf der gemessenen und simulierten Ein- und Austrittstemperaturen auf beiden Seiten des Wärmeübertragers bei beiden Experimenten dargestellt. Der sprunghafte Temperaturanstieg auf der warmen Seite kommt am Eintritt gedämpft an, da die noch kalten Rohrleitungen vom Tank zum Wärmeübertrager direkt nach dem Umschalten Wärme entziehen. Daher wurde im Modell dem Wärmeübertrager ebenfalls eine Rohrstrecke vorgeschaltet. In [25] sind keine Angaben zu Art, Länge und Isolierung der Verrohrung vorhanden. Die im Modell verwendete Rohrstrecke wurde daher als zur Umgebung ideal isoliertes Rohr mit einer Länge von 5 m angenommen.

Die Temperaturverläufe zeigen insbesondere anhand des Temperatursprungs zu Beginn beider Experimente die thermische Trägheit des Wärmeübertragers. Der Temperaturanstieg auf der warmen Seite wirkt sich erst mit einigen Sekunden Verzögerung auf die Austrittstemperaturen auf beiden Seiten aus. Dementsprechend dauert es länger, bis die Austrittstemperaturen einen stationären Zustand erreichen. Durch die Erhöhung des Volumenstroms auf der warmen Seite im ersten Experiment (in Abbildung 4.6 links) steigen die Austrittstemperaturen sowohl auf der warmen als auch auf der kalten Seite an. Auch hier ist eine zeitliche Verzögerung aufgrund der Trägheit deutlich erkennbar. Dementsprechend sinken beim zweiten Experiment (in Abbildung 4.6 rechts) die Austrittstemperaturen bei Erhöhung des Volumenstroms auf der kalten Seite.

In beiden Fällen wird der stationäre Zustand ca. 80 Sekunden nach Start des Experiments erreicht.

Im Vergleich zwischen den Ergebnissen der Simulation und den experimentellen Werten zeigt sich, dass die Temperaturverläufe durch die Simulation sehr gut wiedergegeben werden. Die absoluten Werte der Austrittstemperaturen weichen um maximal 2,5 °C ab. Dies entspricht einem relativen Fehler von maximal ca. 5%. Dabei ist zu beachten, dass die Austrittstemperatur auf der warmen Seite im Vergleich zum Experiment leicht überschätzt wird, während die simulierte Austrittstemperatur auf der kalten Seite geringer ist. Das bedeutet, dass der Wärmeübergang durch die Korrelation insgesamt leicht unterschätzt wird. Qualitativ werden die Verläufe insbesondere in Hinblick auf die zeitlichen Verzögerungen bei Änderung der Randbedingungen jedoch sehr genau wiedergegeben.

4.4.2. Validierung des überkritischen Wärmeübergangs

In der Literatur finden sich keine experimentellen Ergebnisse zum überkritischen Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern, die für eine Validierung des hier vorliegenden Falles geeignet sind. Im vorangegangenen Kapitel wurde stattdessen das dynamische Verhalten des Plattenwärmeübertragermodells bei unterkritischen Drücken und einphasig flüssig vorliegendem Fluid validiert. Zusätzlich soll daher in diesem Abschnitt die Implementierung der Wärmeübertragung bei überkritischen Drücken untersucht werden. Hierzu wurde ein Vergleich mit Simulationsergebnissen durchgeführt, die mit der Software Apros (Advanced Process Simulation Software [2]) berechnet wurden. Frumholtz simulierte im Rahmen seiner Diplomarbeit [34] den transienten Wärmeübergang von überkritischem CO₂ in einem Rekuperator zur internen Wärmeübertragung in einem Brayton-Prozess. Das Simulationsmodell basiert auf einer Versuchsanlage für überkritische CO₂-Prozesse in Tschechien. Der Rekuperator besteht aus 16 in Reihe geschalteten Rohrbündel-Wärmeübertrager-Modulen, die im Gegenstrom auf beiden Seiten mit überkritischem CO₂ durchströmt werden. Abbildung 4.7 zeigt ein Bild des Rekuperators sowie eine schematische Darstellung.

Frumholtz untersuchte in seiner Arbeit bereits im Jahr 1999 durchgeführte Experimente, bei denen die Messungen der Ein- und Austrittstemperaturen der Energieerhaltung widersprachen, da deutliche Unterschiede in den Enthalpiebilanzen auf Hochdruck- und Niederdruckseite des Rekuperators vorlagen. Mit Hilfe der transienten Simulation konnte nachgewiesen werden, dass die gemessenen Temperaturen zu einem Zeitpunkt erfasst wurden, zu dem sich das System noch nicht im stationären Zustand befand. Aufgrund der hohen Masse des Rekuperators von ca. 8 Mg dauerte das Erreichen des stationären Zustandes länger als

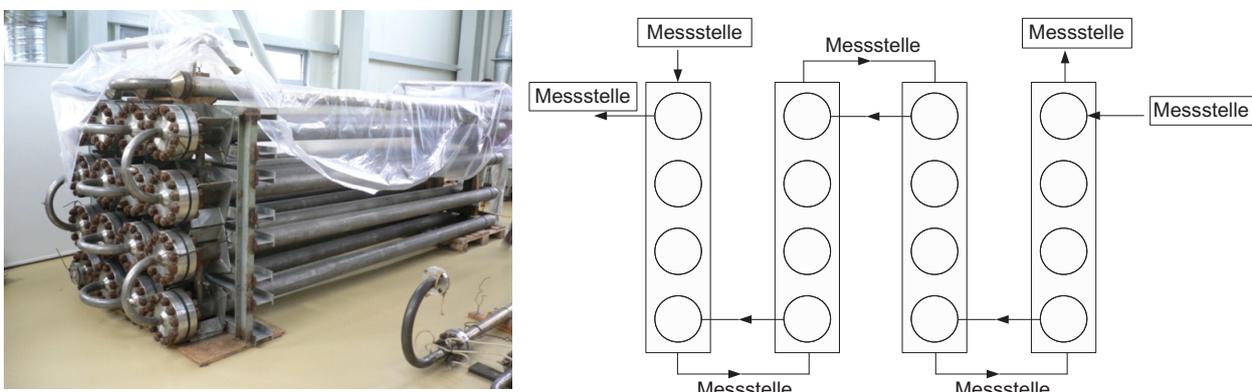


Abb. 4.7.: CO₂-Rekuperator in der Testanlage in Tschechien und als schematische Zeichnung, Grafiken aus [34]

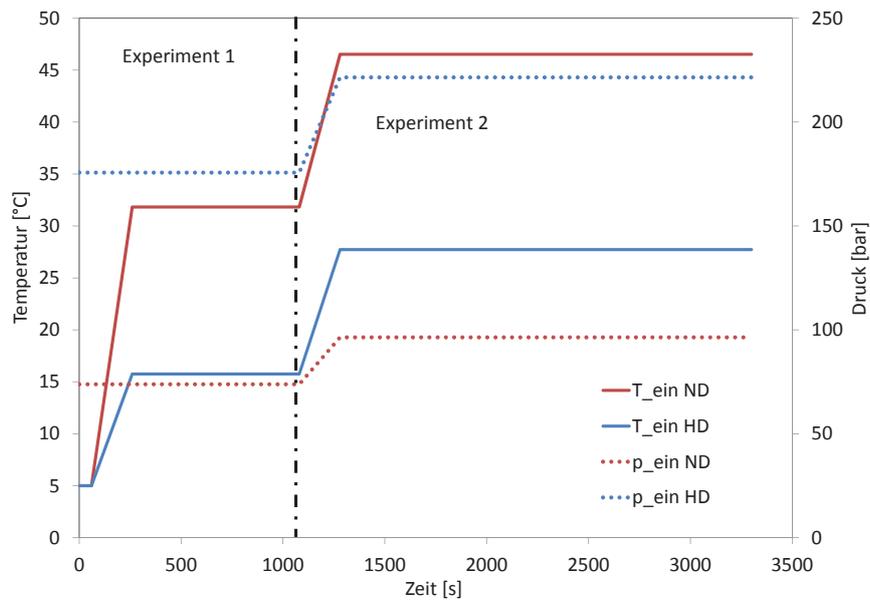


Abb. 4.8.: Temperatur- und Druckverläufe der simulierten Experimente am Eintritt auf Hochdruck- und Niederdruck-Seite (HD und ND)

die Experimentatoren erwartet hatten. Insbesondere bei einer Testreihe bestehend aus zwei verschiedenen Druck-, Temperatur- und Massenstromrandbedingungen ließ sich dieses Phänomen erkennen.

Für die Validierung des überkritischen Wärmeübergangs wurde daher in Dymola ein Modell aus in Reihe geschalteten Gegenstromwärmeübertragern der Bibliothek TIL aufgebaut, um einen Vergleich mit den in Apros erzielten Simulationsergebnissen dieser beiden Experimente durchzuführen. Jedes der 16 Reku-peratormodule besteht aus 37 Rohren mit einer Länge von 4 m und einem Mantelinnendurchmesser von 0,055 m. Um Wärmeverluste an die Umgebung zu vermindern, strömt das kältere Hochdruckfluid auf der Mantelseite.

Die simulierte Testreihe besteht aus dem Aufwärmvorgang auf die erste Einstellung der Temperaturrandbedingungen und anschließender Erhöhung von Druck-, Temperatur- und Massenstrom auf den zweiten untersuchten Randbedingungssatz. Abbildung 4.8 zeigt den zeitlichen Verlauf der vorgegebenen Randbedingungen. Ausgehend von 5 °C werden nach 60 s die Heizungen eingeschaltet und das Fluid innerhalb von 200 s auf der Hochdruckseite auf 15,75 °C sowie auf der Niederdruckseite auf 31,82 °C und damit über die kritische Temperatur von 30,98 °C aufgewärmt. Die Drücke liegen mit 73,8 bar (Niederdruck) bzw. 175,7 bar (Hochdruck) über dem kritischen Druck von 73,7 bar. Der Massenstrom beträgt 0,7 kg/s. Die Eintrittstemperaturen werden 1080 s nach Beginn der Simulation innerhalb von 200 s auf 27,73 °C bzw. 46,52 °C erhöht. Gleichzeitig werden die Drücke auf 96,4 bar und 221,5 bar sowie der Massenstrom auf 0,8 kg/s erhöht. Nach 3300 s ist ein stationärer Zustand erreicht.

Für die Validierung werden die von Apros und TIL errechneten Temperaturen zwischen den Modulen sowie am Ein- und Austritt des Rekuperators zu verschiedenen Zeitpunkten verglichen. Abbildung 4.9 zeigt exemplarisch die Temperaturverläufe im Rekuperator zu sechs Zeitpunkten. Die Verläufe sind über die Messstellen 1 - 17 aufgetragen, die Messstelle 1 befindet sich am Eintritt der Niedertemperaturseite, Messstelle 17 am Eintritt der Hochdruckseite. Abbildung 4.9 links oben zeigt die Temperaturverläufe zu Beginn des Experiments. Die Temperatur auf Hoch- und Niederdruck beträgt wie beschrieben 5 °C und es

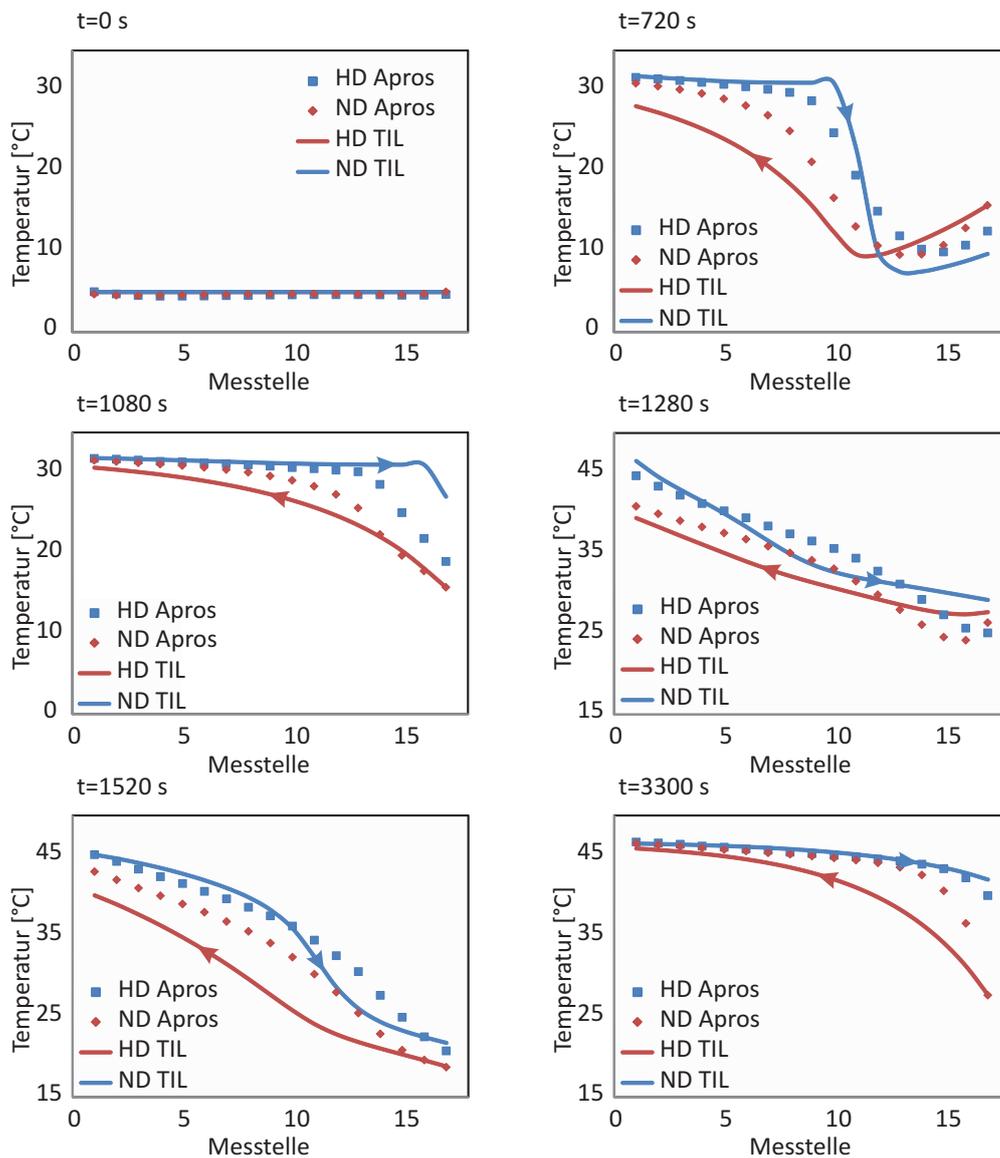


Abb. 4.9.: Mit Apros und TIL simulierte Temperaturverläufe über den Rekuperator auf Hochdruck- und Niederdruck-Seite (HD und ND) zu verschiedenen Zeitpunkten

wird keine Wärme übertragen. Nach 720 s haben sich dagegen Temperaturprofile ausgebildet, da die jeweils eintretenden Strömungen nun aufgeheizt sind (Abbildung 4.9 oben rechts). Allerdings liegen zu diesem Zeitpunkt sich kreuzende Temperaturverläufe vor, die in der thermischen Trägheit der Rohre und Mäntel der Rekuperatormodule begründet sind. Insbesondere die in der Mitte gelegenen Module sind noch nicht auf die Strömungstemperatur aufgeheizt, so dass hier noch geringere Temperaturen als am Ein- und Austritt des Rekuperators vorliegen. Vor Beginn der Temperatur- und Druckerhöhung nach 1080 s (Abbildung 4.9 Mitte links) liegen nun kontinuierliche Temperaturverläufe vor, die allerdings noch nicht dem stationären Zustand entsprechen. Weitere 200 s später, am Ende der Umstellung auf die geänderten Randbedingungen, liegen ähnlich wie zu Beginn des Experimentes nach dem Einschalten der Heizung instationäre Temperaturverläufe vor. Während in der Nähe des Eintritts auf der Niederdruckseite die eingestellten Temperaturen bereits nahezu erreicht sind, liegen in der Mitte des Rekuperators und in der Nähe des Hochdruckeintritts noch geringere Temperaturen vor als im stationären Zustand. Dieser wird nach 3300 s erreicht und ist in Ab-

bildung 4.9 unten rechts dargestellt. Dementsprechend stellen die Temperaturverläufe nach 1520 s ebenfalls eine Momentaufnahme der Aufheizung dar. Insbesondere die Austrittstemperaturen auf der Niederdruckseite liegen vor Erreichen des stationären Zustandes zu niedrig.

Im Vergleich zwischen den Apros-Ergebnissen und den mit TIL berechneten Werten wird in Abbildung 4.9 deutlich, dass auch bei überkritischen Drücken der transiente Wärmeübergang gut wiedergegeben wird. Qualitativ wird insbesondere die zeitliche Entwicklung der Verläufe sehr gut wiedergegeben. Bei den absoluten Temperaturwerten an den einzelnen Messstellen sind jedoch Abweichungen festzustellen. In TIL werden bei Temperaturübergängen teilweise andere Steigungen innerhalb des Rekuperators errechnet. Die Ursache hierfür liegt in einem unvermeidbaren Unterschied zwischen den Modellen. Während in Apros die große Masse des Rekuperatormantels nur wenigen Berechnungsknoten manuell zugewiesen wurde, wird in TIL automatisch eine lineare Verteilung der Masse über alle Zellen angenommen. Da diese Masse, wie bereits von Frumholtz festgestellt, großen Einfluss auf die Temperaturprofile hat, sind die Unterschiede zwischen den Berechnungsergebnissen durch die abweichende Massenverteilung der Modelle zu erklären. Von einer korrekten Berechnung der zeitabhängigen, überkritischen Wärmeübertragung kann jedoch ausgegangen werden.

4.4.3. Validierung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes bei der Kondensation

Die in TIL vorhandenen Modelle wurden um die in Kapitel 2.3.4 beschriebene Korrelation zur Berechnung des Wärmeübergangs bei Kondensation im horizontalen Rohr und um die in Kapitel 2.4.4 beschriebene Korrelation für den Druckverlust bei Kondensation im horizontalen Rohr erweitert. Zur Validierung dieser Korrelationen wurde daher ein Vergleich mit experimentellen Ergebnissen aus der Literatur vorgenommen. Wen et. al [95] führten Messungen des Wärmeübergangs von Propan bei der Kondensation in einer horizontalen Teststrecke mit einem Durchmesser von 2,46 mm bei verschiedenen Massenströmen durch. Die Kondensation erfolgte hierbei bei einer Temperatur von 40 °C. Abbildung 4.10 links zeigt die gemessenen und die mit der erwähnten Korrelation berechneten Werte des Wärmeübergangskoeffizienten α in Abhängigkeit des Dampfgehaltes der Fluidströmung bei Massenstromdichten von 205 kg/m²s und 320 kg/m²s. Es wird deutlich, dass mit abnehmendem Dampfgehalt auch der Wärmeübergangskoeffizient abnimmt, da bei hohem Dampfgehalt ein höherer Volumenstrom und damit eine höhere Strömungsgeschwindigkeit vorliegt.

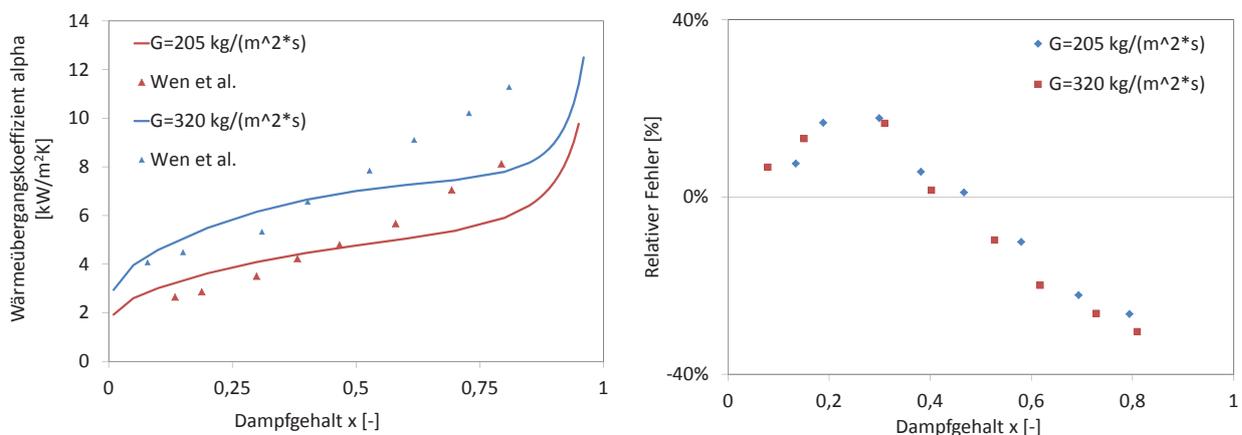


Abb. 4.10.: Vergleich zwischen berechnetem und experimentellem Wärmeübergang bei der Kondensation von Propan in Abhängigkeit vom Dampfgehalt, absolute Werte (links) und relativer Fehler (rechts), experimentelle Ergebnisse aus [95]

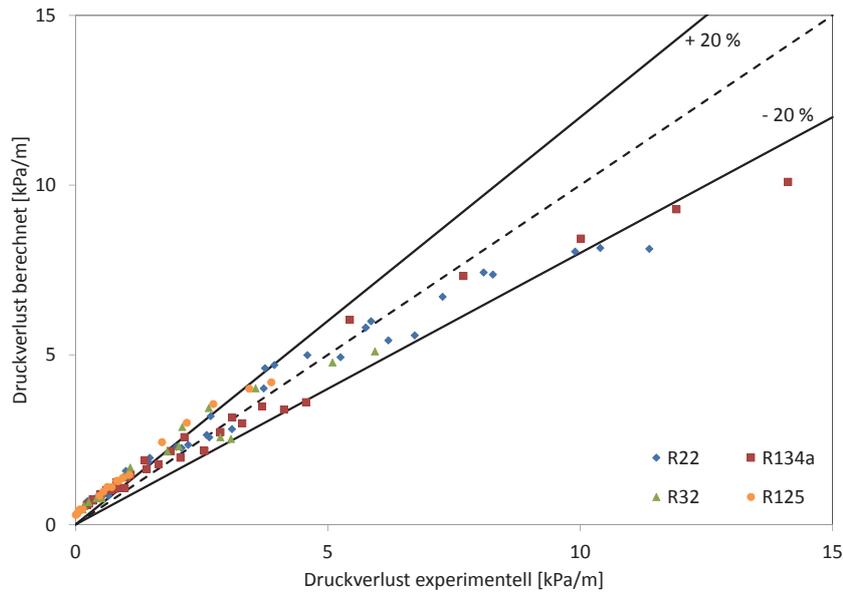


Abb. 4.11.: Mit der Korrelation von Friedel (Kapitel 2.4.4) berechneter Druckverlust bei der Kondensation verschiedener Fluide und variierenden Massenstromdichten im Vergleich zu experimentellen Ergebnissen von Cavallini [16]

Dies führt zu höherer Turbulenz und einer stärkeren Interaktion zwischen der flüssigen und gasförmigen Phase. Insbesondere zu Beginn der Kondensation beim Übergang von sehr hohem Dampfgehalt zu gleichen Anteilen von Dampf- und Flüssigphase ist die Änderung des Wärmeübergangs stark abhängig vom Dampfgehalt. Mit weiter zunehmender Flüssigphase sinkt der Wärmeübergang weniger stark. Diese Charakteristik wird durch die Korrelation gut wiedergegeben. Allerdings wird die Abhängigkeit bei hohen Dampfgehalten überschätzt, so dass ein sehr starker Abfall des Wärmeübergangs berechnet wird. Im weiteren Verlauf der Kondensation wird demgegenüber ein flacherer Verlauf des Wärmeübergangs berechnet, so dass im Bereich geringerer Dampfgehalte der Wärmeübergang leicht überschätzt wird. Dies wird auch bei Betrachtung des relativen Fehlers zwischen experimentellen und berechneten Werten in Abhängigkeit des Dampfgehaltes in Abbildung 4.10 rechts deutlich. Der relative Fehler wurde hierbei analog zu Gleichung 3.10 auf die experimentellen Werte bezogen. Es wird deutlich, dass im Bereich geringer Dampfgehalte die Korrelation den Wärmeübergang um bis zu 18% unterschätzt, während im Bereich hoher Dampfgehalte eine relative Fehler von bis zu 27% vorliegt. Ein Vergleich mit Literatur, in der andere Korrelationen mit experimentellen Ergebnissen verglichen wurden (u.a. [17], [86]), zeigt jedoch, dass bei Zweiphasenströmungen Übereinstimmungen im Bereich zwischen $\pm 20\%$ in der Regel als ausreichend genau gelten. Zudem liegt im hier vorliegenden Fall der mittlere Fehler des Wärmeübergangs bei unter 4%, so dass im Hinblick auf die beim Kondensationsvorgang insgesamt übertragene Wärme eine gute Genauigkeit der Korrelation gewährleistet ist.

Für die Validierung des Druckverlustes wurde ein Vergleich mit experimentellen Daten von Cavallini [16] durchgeführt. Cavallini erfasste den Druckverlust bei der Kondensation im horizontalen Rohr (Durchmesser 0,008 m) für sechs verschiedene Kältemittel bei Massenstromdichten zwischen $100 \text{ kg/m}^2\text{s}$ und $750 \text{ kg/m}^2\text{s}$. Für den Vergleich zwischen experimentellen und berechneten Druckverlusten wurden die Ergebnisse der Fluide R22, R32, R125 und R134a herangezogen, da für diese vier der sechs Fluide Stoffdaten in REFPROP hinterlegt sind. Abbildung 4.11 zeigt die berechneten Werte in Abhängigkeit von den experimentellen

Daten des Druckverlustes, der auf der Länge von einem Meter auftritt. Die Messungen wurden für verschiedene Dampfgehalte durchgeführt, jedoch repräsentiert jeder Punkt in Abbildung 4.11 den Druckverlust bei konstantem Dampfgehalt über die Teststrecke. Zur Veranschaulichung ist zudem der Bereich von $\pm 20\%$ Abweichung von den experimentellen Werten eingezeichnet. Es wird deutlich, dass nahezu alle berechneten Druckverluste in diesen Toleranzfächer fallen. Tendenziell unterschätzt die Korrelation den Druckverlust im Bereich höherer Werte, die bei hohen Massenstromdichten und Dampfgehalten von R22 und R134a auftreten. Bei niedrigeren Druckverlusten von unter 10 kPa/m stimmen die berechneten Werte gut mit den experimentellen Ergebnissen überein. Lediglich bei sehr geringen Massenströmen und Dampfgehalten wird ein zu hoher Druckverlust berechnet, so dass hier relative Fehler von über 100% auftreten können. In absoluten Werten bedeutet dies jedoch lediglich eine Abweichung von max. 1 kPa/m, die ebenfalls als tolerierbar betrachtet werden kann.

4.4.4. Vergleich des Simulationsergebnisses des Volllastpunktes zwischen Dymola/TIL und GESI

Ausgehend von der Auslegung der einzelnen Komponenten und der Validierung der Wärmeübertrager wurde die korrekte Implementierung des kompletten Prozesses überprüft, indem das Simulationsergebnis bei stationärer Volllast mit dem GESI-Ergebnis, das als Grundlage für die Auslegung diente, verglichen wurde. Als Randbedingungen wurden hierzu im dynamischen Modell ein konstanter Thermalwassermassenstrom sowie ein konstanter Kühlluft Eintrittszustand vorgegeben. Die Frischdampf Temperatur wurde durch Regelung des ORC-Massenstroms auf den gewünschten Wert eingestellt, die Kondensationstemperatur wurde durch Anpassung des Luftmassenstroms geregelt.

Abbildung 4.12 links zeigt den in GESI berechneten überkritischen Propan-Prozess im T-s-Diagramm sowie die Fluidzustände an den charakteristischen Punkten des Prozesses aus der dynamischen Simulation. Im Diagramm wird deutlich, dass die Fluidzustände am Ein- und Austritt von Pumpe und Expander sehr gut mit den Ergebnissen der stationären Simulation übereinstimmen. Dies wird auch bei Betrachtung der Temperaturverläufe im Plattenwärmeübertrager in Abbildung 4.12 rechts deutlich. Die in den einzelnen

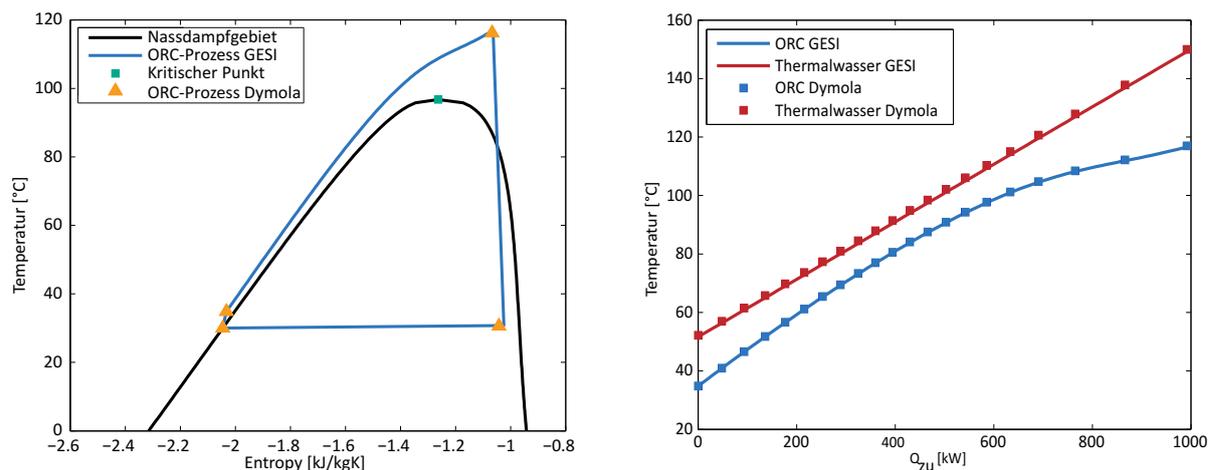


Abb. 4.12.: Vergleich zwischen dem mit GESI berechneten Ergebnis und der Simulation des stationären Volllastpunktes in Dymola, T-s-Diagramm des Prozesses (links) und Temperaturverläufe im Wärmeübertrager in Abhängigkeit der übertragenen Wärme (rechts)

Zellen des dynamischen Modells auftretenden Temperaturen stimmen sehr gut mit den in GESI mit Hilfe der Angabe der minimalen Temperaturdifferenz berechneten Verläufen überein.

Im Vergleich der berechneten Leistungsdaten wird das GESI-Ergebnis ebenfalls gut wiedergegeben. Der sich bei Dymola einstellende Wärmeeintrag in den Prozess weicht um 0,8% vom GESI-Ergebnis ab, da das Thermalwasser mit der vorliegenden Dimensionierung des Plattenwärmeübertragers 0,5°C weniger abgekühlt wird als in der stationären Simulation berechnet. Daraus resultieren geringe Abweichungen der Netto- und Bruttoleistung im Bereich von ca. 1%. Die angenommenen Druckverluste im Wärmeübertrager und im Kondensator werden in den entsprechenden Komponenten des dynamischen Modells auch dann eingehalten, wenn die Druckverluste der Rohrleitungen ebenfalls den Wärmeübertragern zugerechnet werden. Lediglich der Druckverlust über das bei Volllast geöffnete Drosselventil vor dem Expander, der ca. 0,05 MPa beträgt, ist bei der stationären Simulation in GESI nicht berücksichtigt worden.

Der Vergleich zeigt, dass der in GESI stationär und 0-dimensional berechnete überkritische Prozess mit Propan als Arbeitsmittel als dynamisches Modell in Dymola mit Komponenten der Bibliothek TIL korrekt implementiert wurde. Ausgehend hiervon konnten anschließend transiente Simulationen durchgeführt werden, die eine weitere Optimierung des Anlagenverhaltens ermöglichen. Die Ergebnisse dieser Simulationen werden im nächsten Kapitel vorgestellt.

5. Dynamische Simulation des überkritischen Organic Rankine Cycles

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Simulationen vorgestellt, die mit dem in Kapitel 4 beschriebenen Modell durchgeführt wurden. Ausgehend vom Ergebnis der stationären Simulationen mit *GESI* wurde hierbei das Anlagenverhalten des überkritischen Propanprozesses bei Abweichungen der Randbedingungen vom Auslegungsfall mit dem Ziel einer Optimierung des Teillastverhaltens analysiert. Im Gegensatz zu der 0-dimensionalen Modellierung in *GESI* ist es nun möglich durch Verwendung geeigneter Korrelationen für den Wärmeübergang detailliertere Ergebnisse ohne Kenntnis der Teillastkurven des Wärmeübertragers und des Kühlers zu erhalten. In diesem Zusammenhang wurden verschiedene Regelkonzepte im Hinblick auf die erzeugte Nettoleistung miteinander verglichen.

Die Randbedingungen, die Einfluss auf die Nettoleistung haben, sind die Temperatur und die relative Feuchte der Kühlluft sowie der Thermalwassermassenstrom. Die Temperatur der Thermalwasserquelle wird als konstant über die Lebensdauer der Anlage betrachtet. Daher wurde zum einen die Regelung des Hybridkühlers bei variablen Eintrittsbedingungen der Kühlluft unter konstanten Lastbedingungen untersucht, zum anderen das quasistationäre Teillastverhalten bei vermindertem Thermalwassermassenstrom berechnet. Vor dem Hintergrund einer zukünftig im Wesentlichen durch erneuerbare Energien getragenen Stromproduktion ist der Ausgleich des stark schwankenden und unter Umständen vom Bedarf abweichenden Angebots an Solar- und Windstrom eine wichtige Einsatzmöglichkeit für geothermische Kraftwerke. Daher wurde das dynamische Anlagenverhalten im Hinblick auf Flexibilität der verschiedenen Regelkonzepte sowie der damit möglichen Lastgradienten ebenfalls simuliert. Schließlich wurden anhand von Klimadaten beispielhafte Verläufe der Kühlluftzustände definiert, um eine realistische Aussage der jahreszeitlich abhängigen Stromproduktion mit und ohne Wärmeauskopplung zu erhalten.

5.1. Analyse der Regelung des Hybrid-Kühlers zur Kondensation

Die Regelung des Hybrid-Kühlers beinhaltet die Ventilatoren und den von ihnen geförderten Luftmassenstrom. Wie bereits in Kapitel 4.3.2 beschrieben, kann darüber die Kondensationstemperatur eingestellt werden. Dieses Kapitel beinhaltet daher eine Variation des Sollwertes für die Kondensationstemperatur, die Variation des Lufteintrittszustandes (Temperatur und relative Feuchte) sowie die Möglichkeiten der Luftkühlung vor dem Eintritt durch Wassereinspritzung.

5.1.1. Variation der Kondensationstemperatur bei konstanter Außentemperatur

Die stationäre Auslegung erfolgte mit der Festlegung der Kondensationstemperatur auf 30 °C bei 15 °C Umgebungs- bzw. Kühllufttemperatur. Der Leistungsbedarf der Kühlung wurde hierbei nicht berechnet, da dieser sich direkt aus dem Druckverlust über den Kühler ergibt. Mit Kenntnis der Kühlergeometrie und unter Verwendung der in Kap. 2.4.4 aufgeführten Korrelation kann nun der Druckverlust und damit auch der Strombedarf der Ventilatoren ermittelt werden. Daher wurden Simulationen mit variierender Kondensationstemperatur bei konstanter Außentemperatur und reiner Luftkühlung ohne Wassereinspritzung durchgeführt,

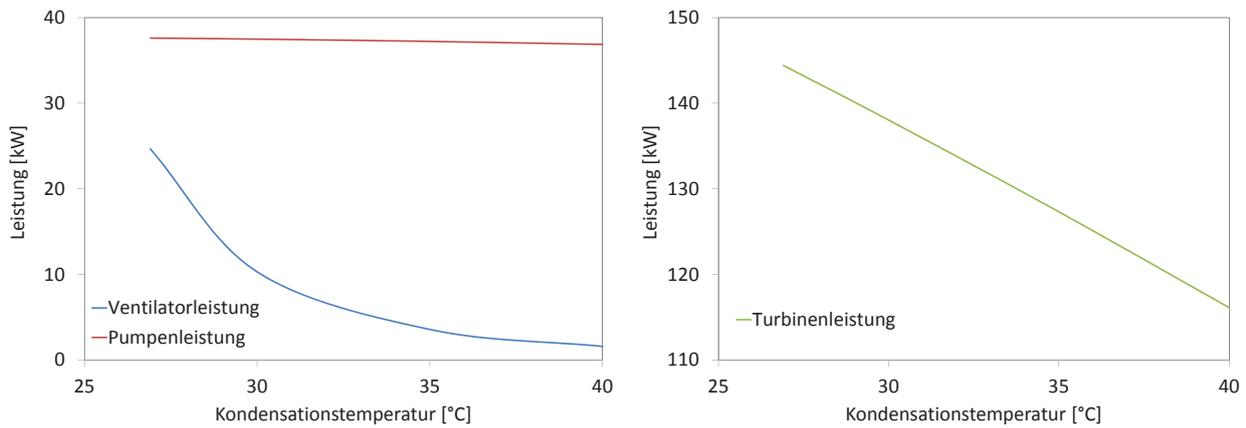


Abb. 5.1.: Leistungsbedarf der Kühlerventilatoren und der Pumpe (links) sowie Bruttoleistung des Expanders (rechts) in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur bei einer Eintrittstemperatur der Kühlluft von 15 °C

bei denen der Zustand am Expandereintritt konstant gehalten wurde. Abbildung 5.1 links zeigt den hierbei berechneten Leistungsbedarf der Ventilatoren des Kühlers und der Speisepumpe des Prozesses in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur, die zwischen 26,9 °C und 40 °C variiert wurde. Die Abbildung zeigt, dass die Kondensationstemperatur nur geringen Einfluss auf die Leistung der Speisepumpe hat. Mit steigender Kondensationstemperatur nimmt der Druck im Tank und damit vor der Pumpe zu, so dass der von der Pumpe zu leistende Druckaufbau abnimmt. Zwischen der minimalen und der maximalen Kondensationstemperatur beträgt der Druckunterschied im Tank 0,37 MPa. Gleichzeitig kann bei zunehmender Kondensationstemperatur aufgrund der höheren Eintrittstemperatur in den Wärmeübertrager der Massenstrom im ORC geringfügig erhöht werden. Der geringere Leistungsbedarf aufgrund des Druckverhältnisses bei hohen Kondensationstemperaturen wird somit durch die Erhöhung des zu fördernden Massenstroms abgedämpft.

Stark abhängig von der Kondensationstemperatur ist jedoch der Leistungsbedarf der Ventilatoren, der mit sinkender Kondensationstemperatur exponentiell zunimmt. Dies ist im erhöhten Luftmassenstrom, der bei geringeren Kondensationstemperaturen zur Kühlung benötigt wird, begründet. Der maximale Massenstrom von 125 kg/s führt zu einer Kondensationstemperatur von 26,9 °C, während bei einer Kondensationstemperatur von 40 °C lediglich ein Luftmassenstrom von 44 kg/s benötigt wird. Höhere Massenströme führen zudem zu höheren Druckverlusten, die sich ebenfalls negativ auf den Leistungsbedarf auswirken, der somit von 1,6 kW bei 40 °C auf 24,6 kW bei 26,9 °C steigt.

Demgegenüber steht die erzielbare Bruttoleistung des Expanders, die in Abbildung 5.1 rechts dargestellt ist. Bei konstantem Frischdampfzustand wird durch die Kondensationstemperatur das nutzbare Enthalpiegefälle in des Expanders vorgegeben, so dass bei geringen Kondensationstemperaturen die Expanderleistung höher ausfällt. Zusätzlich nimmt der Expanderwirkungsgrad bei Abweichung vom Auslegungspunkt ab, für den betrachteten Bereich betrug diese Verringerung jedoch lediglich max. 1%. In Abbildung 5.1 rechts wird deutlich, dass die Expanderleistung mit steigender Kondensationstemperatur näherungsweise linear abnimmt. Die Abnahme beträgt 2,2 kW je 1 K Erhöhung der Kondensationstemperatur.

Die Auswirkungen dieser Leistungsverläufe auf die spezifische Nettoleistung in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur zeigt Abbildung 5.2. In die Berechnung der spezifischen Nettoleistung geht nun im Gegensatz zu den Berechnungen in Kapitel 3.3 die Ventilatorleistung des Kühlers zusätzlich zur Leistung des Expanders und der Leistung der Speisepumpe ein. Der Verlauf in Abbildung 5.2 weist ein globales Maximum bei der Auslegungskondensationstemperatur von 30 °C in Höhe von 37,6 kW/kg auf. Bei gerin-

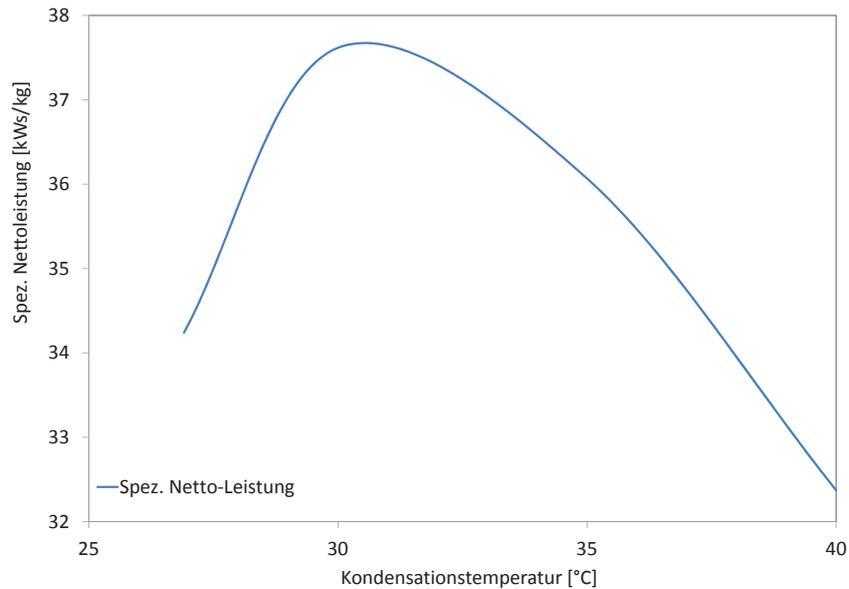


Abb. 5.2.: Spezifische Nettoleistung inklusive des Leistungsbedarfs des Kühlers in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur

geren Kondensationstemperaturen steigt der Leistungsbedarf der Kühlung stärker als der Leistungsgewinn durch das erhöhte Enthalpiegefälle im Expander. Höheren Temperaturen verringern zwar die Kühlerleistung, jedoch nicht in dem Maße, in dem die Expanderleistung abnimmt. Eine Verringerung oder Erhöhung der Kondensationstemperatur führt demnach nicht zu einer Verbesserung der spezifischen Nettoleistung.

5.1.2. Variation des Luftzustandes bei konstanter Kondensationstemperatur

Zur Untersuchung des Einflusses des Eintrittszustandes der Kühlluft auf den Prozess wurden Simulationen bei Volllast mit variierenden Temperaturen und relativen Feuchten der Kühlluft durchgeführt. Für die Berechnungen wurden der Thermalwassermassenstrom, die Kondensationstemperatur und der Frischdampfzustand konstant gehalten, der Massenstrom der Kühlluft und im ORC wurde hierzu durch PI-Regler angepasst. Die Temperatur der Kühlluft wurde im Bereich von 0 °C bis 40 °C variiert, die relative Feuchte von 0% bis 80%.

Abbildung 5.3 rechts zeigt die spezifische Nettoleistung des Prozesses in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte bei einer konstanten Kühllufttemperatur von 15 °C am Eintritt in den Kühler. Es wird deutlich, dass die Luftfeuchte nahezu keinen Einfluss auf die spezifische Nettoleistung hat. Bei einer Luftfeuchte von 80% ergab sich ein um 0,5 kg/s geringerer erforderlicher Luftmassenstrom im Vergleich zu einer Luftfeuchte von 0%, der zu einem um 0,05 kW geringeren Leistungsbedarf des Kühlers führt. Die spezifische Nettoleistung steigt dadurch um 0,025 kW/kg. Im Vergleich zum Einfluss der Kühllufttemperatur, der in Abbildung 5.3 links dargestellt ist, ist dies vernachlässigbar. Der in Abbildung 5.3 links dargestellte Verlauf der spezifischen Nettoleistung wurde bei einer konstanten Luftfeuchte von 0% berechnet. Es wird deutlich, dass mit steigender Kühllufttemperatur die spezifische Nettoleistung stark abnimmt. Während bei einer Kühllufttemperatur von 0 °C die spezifische Nettoleistung 41,5 kW/kg beträgt, fällt diese mit steigender Kühllufttemperatur auf 10,7 kW/kg bei einer Außentemperatur von 40 °C. Hierbei liegt im Bereich von 0 °C bis 15 °C eine geringe Abhängigkeit vor, ab einer Temperatur von 15 °C nimmt die Nettoleistung

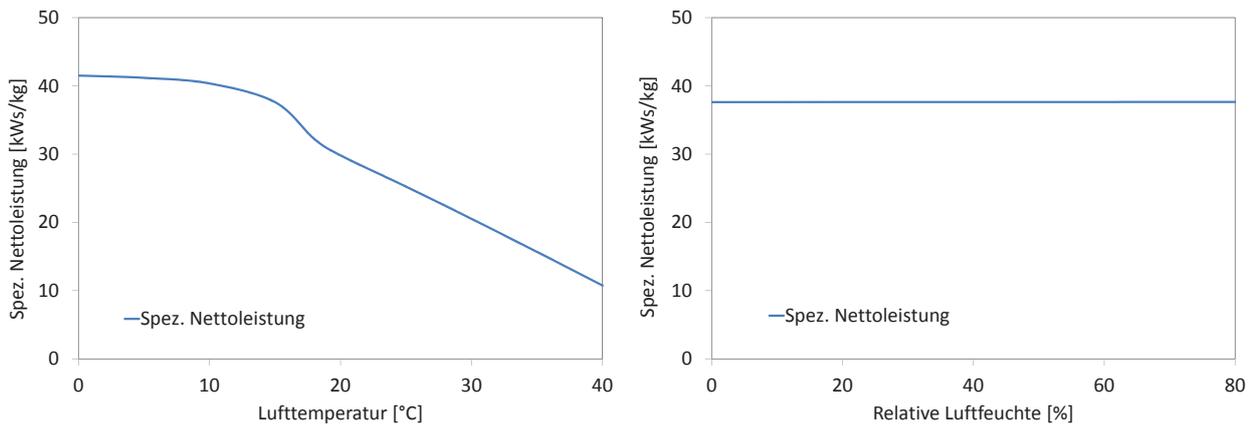


Abb. 5.3.: Spezifische Netto-Leistung des Prozesses unter Volllast bei Variation der Eintrittstemperatur der Kühlluft (links) und bei Variation der relativen Feuchte der Kühlluft (rechts)

jedoch zunehmend stärker ab. Zwischen 18 °C und 20 °C Kühllufttemperatur tritt ein Übergang zu einem linearen Abfall der Nettoleistung auf.

Dieser Verlauf lässt sich mit Blick auf die Leistungen von Expander und Kühlerventilatoren erklären. In Abbildung 5.4 sind der Leistungsbedarf des Kühlers (links) und die Bruttoleistung des Expanders (rechts) in Abhängigkeit von der Kühllufttemperatur aufgetragen. Die Ventilatorleistung nimmt mit steigender Temperatur exponentiell zu, da der erforderliche Kühlluftmassenstrom zunimmt. Dadurch bedingt steigt mit dem Druckverlust auf der Luftseite der zweite bestimmende Faktor. Insbesondere im Bereich ab 15 °C liegt eine sehr starke Zunahme vor. Bei ungefähr 19 °C wird der maximale Massenstrom der Ventilatoren erreicht, ab dieser Lufttemperatur erfolgt somit keine weitere Erhöhung des Luftmassenstroms. Dadurch steigt der Leistungsbedarf des Kühlers ab dieser Temperatur nur noch moderat aufgrund höherer Druckverluste, die abhängig von den Stoffeigenschaften sind. Gleichzeitig führt dies dazu, dass die Kondensationstemperatur von 30 °C nicht mehr eingehalten werden kann. Bei Kühllufttemperaturen von 20 °C bis 40 °C steigt diese von 31,6 °C auf 50,5 °C. Dies führt zu dem in Abbildung 5.4 rechts dargestellten Verlauf der Expanderleistung. Bei geringen Kühllufttemperaturen ist diese konstant, da die Kondensationstemperatur ebenfalls konstant gehalten wird. Ab 19 °C Kühllufttemperatur nimmt die Expanderleistung aufgrund der steigenden Kondensationstemperatur linear ab, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben.

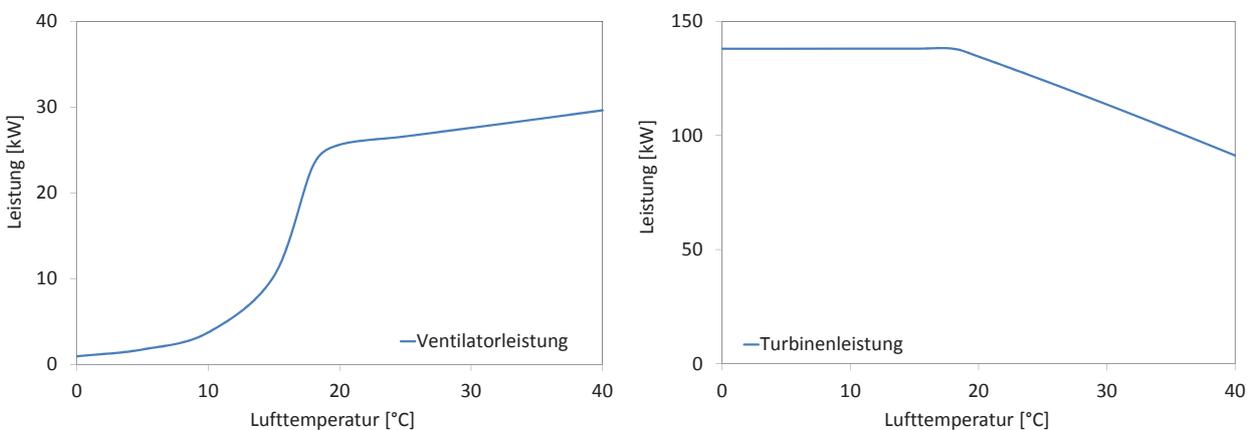


Abb. 5.4.: Leistungsbedarf des Kühlers (links) und Brutto-Expanderleistung (rechts) unter Volllast bei Variation der Eintrittstemperatur der Kühlluft

Da die Pumpenleistung annähernd konstant ist, führen diese beiden Leistungsverläufe somit zu der in Abbildung 5.3 links dargestellten spezifischen Nettoleistung. Die starke Leistungsabnahme bei Temperaturen oberhalb von 20 °C Kühllufttemperatur verdeutlicht, dass Maßnahmen zur Verbesserung der Kühlung sinnvoll sind. Eine Erhöhung des förderbaren Luftmassenstroms würde zwar die Einhaltung der Kondensationstemperatur hin zu höheren Temperaturen ermöglichen, jedoch zu einem noch stärkeren Anstieg der Lüfterleistung führen. Bei Außentemperaturen um 30 °C und höher wäre eine Einhaltung dieser Kondensationstemperatur zudem ohnehin nicht möglich. Alternativ kann durch Einspritzen von Wasser die Temperatur der Kühlluft abgesenkt werden.

5.1.3. Absenkung der Kühllufttemperatur durch Wassereinspritzung

Wie bereits in Kapitel 4.3.2 beschrieben, wurde ein zusätzliches Modul zur Berechnung der Absenkung der Kühllufttemperatur durch Wassereinspritzung entwickelt. Die mit technischen Mittel minimal erreichbare Kühlgrenztemperatur wird bei einer relativen Feuchte von 95% erreicht und hängt von der Temperatur und der relativen Feuchte der Luft vor dem Zufügen des Wassers ab. Abbildung 5.5 zeigt die mit dem Modul *cWC* (Cooling Water Control) errechnete Kühlgrenztemperatur in Abhängigkeit von der Lufttemperatur für verschiedene relative Feuchten. Mit zunehmender relativer Feuchte steigt die Kühlgrenztemperatur, da die Luft eine geringere Masse an Wasser aufnehmen kann. Der damit verbundene geringere Wärmebedarf zur Verdunstung der Wassertropfen führt zu einer geringeren Abkühlung der Luft. Gleichzeitig kann die Luft bei höheren Temperaturen mehr Wasser aufnehmen, so dass mit steigender Temperatur eine zunehmende Abkühlung möglich ist. Bei einer relativen Feuchte von 80% sind somit Abkühlungen von 1,5 K bis 2,8 K im betrachteten Temperaturbereich von 15 °C bis 45 °C möglich. Bei geringeren relativen Feuchten ist die Temperaturabhängigkeit der Kühlgrenztemperatur höher, beispielsweise liegen die Kühlgrenztemperaturen bei einer relativen Feuchte von 20% zwischen 8,7 K und 19,1 K unter den Eintrittstemperaturen. Zur Verdeutlichung der möglichen Abkühlung ist in Abbildung 5.5 die Außentemperatur ebenfalls aufgetragen.

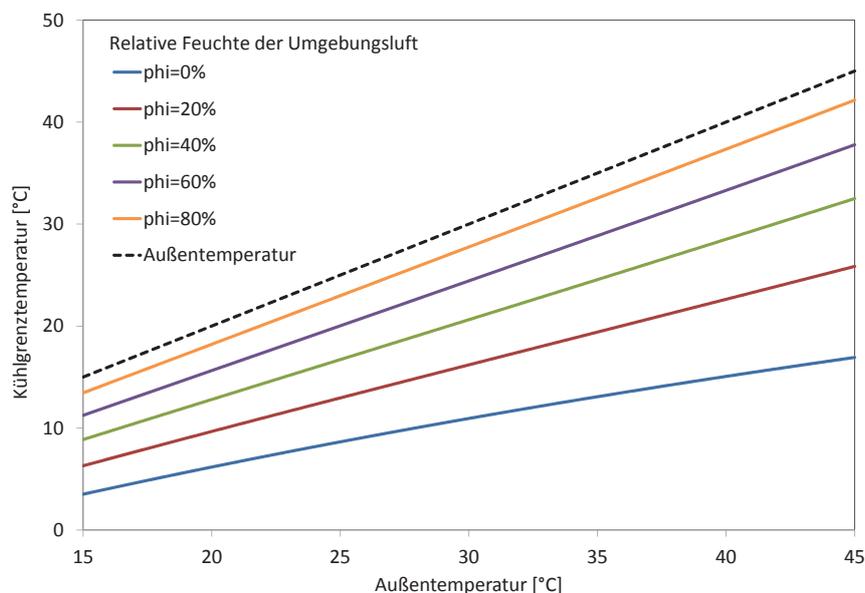


Abb. 5.5.: Kühlgrenztemperaturen ($\phi_L = 95\%$) bei verschiedenen relativen Feuchten in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur der Kühlluft

Zur Analyse des Einflusses der Wassereinspritzung auf die Kühlung und den Prozess insgesamt wurden Simulationen bei konstantem Thermalwassermassenstrom mit variablen Kühllufttrandbedingungen durchgeführt. Hierbei wurde im ersten Schritt die relative Feuchte und die Eintrittstemperatur der Kühlluft bei einer konstanten Kühlluft-Solltemperatur von 18 °C variiert. Die Kühlluft-Solltemperatur stellt gleichzeitig den Grenzwert, ab dem Wassereinspeisung erfolgt, und die Temperatur, die mittels der Wassereinspeisung erreicht werden soll, dar. Im zweiten Schritt wurde die Solltemperatur für verschiedene Lufttemperaturen bei einer konstanten relativen Feuchte von 60% variiert.

Abbildung 5.6 links zeigt die Verläufe der spezifischen Nettogleistung in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur der Kühlluft und einer relativen Feuchte von 0% und 60%. Zum Vergleich ist zudem der aus Abbildung 5.3 bekannte Verlauf der spezifischen Nettogleistung ohne Wassereinspritzung aufgetragen. Unterhalb der Solltemperatur von 18 °C sind die Verläufe identisch, da hier keine Wassereinspritzung erfolgt. Bei trockener Luft ($\varphi = 0\%$) kann bei höheren Außentemperaturen die Solltemperatur von 18 °C im betrachteten Bereich bis 40 °C durch Wassereinspritzen eingehalten werden. Bei 40 °C Eintrittstemperatur liegt die relative Feuchte der Luft nach der Zugabe des Kühlwasser bei 69,9%, eine Einhaltung der Solltemperatur wäre somit auch für höhere Temperaturen möglich. In diesem Fall kann die spezifische Nettogleistung somit konstant auf dem Wert gehalten werden, der bei einer Lufttemperatur von 18 °C erzielt wird, da die steigende Luftfeuchte wie bereits beschrieben einen sehr geringen Einfluss auf den Leistungsbedarf des Kühlers hat. Bei einer Lufttemperatur von 30 °C kann beispielsweise auf diese Art die spezifische Nettogleistung von 20,5 kW/kg auf 32,3 kW/kg erhöht werden, was einer Leistungssteigerung von 57% entspricht. Der hierfür erforderliche Wasserbedarf liegt bei 0,58 kg/s.

Jedoch stellt trockene Luft mit einer relativen Feuchte von 0% lediglich einen theoretischen Fall dar. Daher ist in Abbildung 5.6 links ebenfalls die spezifische Nettogleistung bei einer Luftfeuchte von 60% dargestellt. Bei dieser relativen Feuchte kann die Solltemperatur bis zu einer Eintrittstemperatur von 22,7 °C gehalten werden (siehe Abbildung 5.5). Ab dieser Temperatur erfolgt eine Abkühlung der Kühlluft auf die jeweilige Kühlgrenztemperatur. Dadurch nimmt die spezifische Nettogleistung wie bei der reinen Luftkühlung mit steigender Lufttemperatur ab, allerdings verschiebt sich der Verlauf der spezifischen Nettogleistung jeweils um den Betrag der möglichen Temperaturabkühlung zu höheren Kühllufttemperaturen. Auf diese Weise sind bei Eintrittstemperaturen zwischen 25 °C und 40 °C Leistungssteigerungen zwischen 4,8 kW/kg

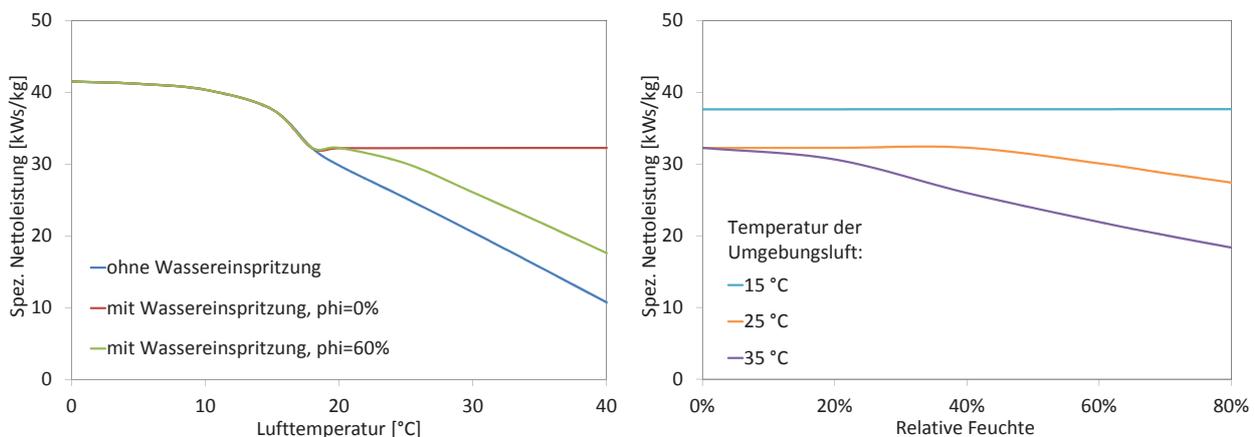


Abb. 5.6.: Verlauf der spezifischen Nettogleistung bei Hybridbetrieb ab 18 °C Kühllufttemperatur, Einfluss der Kühllufttemperatur bei konstanter relativer Feuchte (links) und Einfluss der relativen Feuchte bei konstanter Kühllufttemperatur (rechts)

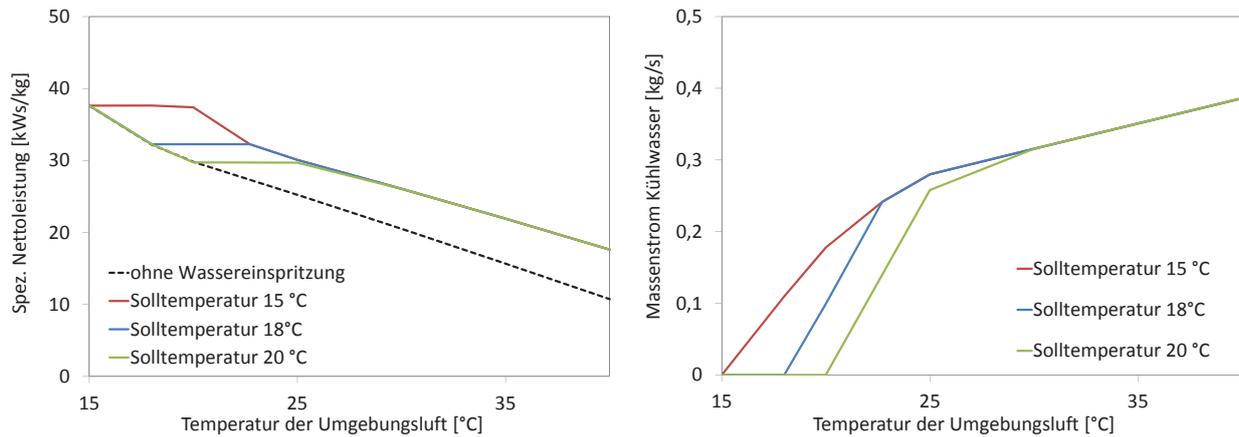


Abb. 5.7.: Verlauf der spezifischen Nettoleistung (links) und des Wasserbedarfs im Hybridbetrieb in Abhängigkeit von der Kühllufttemperatur, Variation der durch die Wassereinspeisung zu erreichenden Solltemperatur bei einer relativen Feuchte der Umgebungsluft von 60%

und 6,8 kWs/kg möglich. Bei einer Lufttemperatur von 30 °C bedeutet dies eine Verbesserung der spezifischen Nettoleistung um 27% durch die Zugabe von 0,3 kg/s Kühlwasser.

In Abbildung 5.6 links wird deutlich, dass im Gegensatz zur reinen Luftkühlung bei der Hybridkühlung die relative Feuchte der Kühlluft Einfluss auf die spezifische Nettoleistung hat, da durch die Wassereinspritzung je nach Feuchtegrad unterschiedlich stark abgekühlt werden kann. Zur genaueren Untersuchung dieses Einflusses wurden Simulationen bei konstanten Kühllufttemperaturen mit variierender relativer Feuchte durchgeführt. In Abbildung 5.6 rechts ist die spezifische Nettoleistung für Kühllufttemperaturen von 15 °C, 25 °C und 35 °C in Abhängigkeit von der relativen Feuchte dargestellt. Bei einer Kühllufttemperatur von 15 °C erfolgt aufgrund der Solltemperatur von 18 °C keine Wassereinspritzung. Der Verlauf ist somit identisch mit dem in Abbildung 5.3 rechts und hier lediglich zum Vergleich dargestellt. Der Verlauf der spezifischen Nettoleistung bei 25 °C Kühllufttemperatur zeigt, dass bis zu einer relativen Feuchte von 40% die Solltemperatur durch Wassereinspritzung erzielt werden kann, da in diesem Bereich die spezifische Nettoleistung konstant ist. Für höhere relative Feuchten steigt die nach der Wassereinspritzung erreichbare Temperatur, was eine Verringerung der spezifischen Nettoleistung zur Folge hat. Dies führt zu einer um 4,9 kWs/kg niedrigeren spezifischen Nettoleistung bei 80% Luftfeuchte gegenüber 40% Luftfeuchte. Bei höheren Lufttemperaturen verschiebt sich dieser Verlauf hin zu geringeren relativen Luftfeuchten, da hierbei die Kühlgrenztemperatur jeweils früher über dem Sollwert der Abkühlung liegt. Bei 35 °C Lufttemperatur kann der Sollwert beispielsweise nur bei sehr geringen relativen Feuchten erreicht werden, bereits bei einer relativen Feuchte von 20% ist dies nicht mehr möglich und die spezifische Nettoleistung nimmt entsprechend ab. Dies führt dazu, dass die relative Feuchte bei hohen Lufttemperaturen einen größeren Einfluss auf die spezifische Nettoleistung hat. Im Fall von 35 °C Lufttemperatur zwischen 0% und 80% relativer Feuchte beträgt der Unterschied 13,9 kWs/kg. Dies entspricht einer Leistungsabnahme um 43%.

Wie bereits erwähnt wurden darüber hinaus Simulationen mit variierender Solltemperatur der Wassereinspritzung durchgeführt. Abbildung 5.7 links zeigt die Verläufe der spezifischen Nettoleistung in Abhängigkeit von der Lufttemperatur bei einer relativen Feuchte von 60% für Solltemperaturen von 15 °C, 18 °C und 20 °C. Zum Vergleich ist zudem der Verlauf der spezifischen Nettoleistung ohne Wassereinspritzung aufgetragen. Es wird deutlich, dass bei Lufttemperaturen oberhalb von 25 °C der Sollwert keinen Einfluss auf die Nettoleistung hat, da ab dieser Temperatur die Kühlgrenztemperatur über 20 °C liegt und somit durch

Wassereinspritzung keine der betrachteten Solltemperaturen mehr erreicht werden kann. Dementsprechend ist in diesem Bereich der Wasserbedarf, der in Abbildung 5.7 rechts in Abhängigkeit der Lufttemperatur dargestellt ist, unabhängig von der Solltemperatur. Unterschiede der spezifischen Nettoleistung und des Wasserbedarfs der Kühlung treten jedoch im Bereich von 15 °C bis 25 °C auf. Je nach Solltemperatur wird der jeweilige Wert der spezifischen Nettoleistung solange konstant gehalten bis die Kühlgrenze erreicht ist. Dies führt dazu, dass bei einer Solltemperatur von 15 °C die spezifische Nettoleistung bis 20 °C Lufttemperatur konstant gehalten werden kann, bevor diese mit weiter steigender Lufttemperatur abnimmt. Bei 20 °C Solltemperatur dagegen nimmt die spezifische Nettoleistung für Lufttemperaturen von 15 °C bis 20 °C zunächst ab und bleibt dann auf einem konstanten Wert bis 25 °C Lufttemperatur. Bei der Solltemperatur von 18 °C wird die Leistung für Lufttemperaturen von 18 °C bis 22,7 °C konstant gehalten. Die höheren Leistungen in den jeweiligen Temperaturbereichen erfordern jedoch einen erhöhten Wasserbedarf, wie in Abbildung 5.7 rechts deutlich wird. Bei 20 °C Lufttemperatur und einer Solltemperatur von 18 °C wird beispielsweise eine Erhöhung der spezifischen Nettoleistung um 2,5 kW/kg mit der Zugabe von 0,1 kg/s Kühlwasser erreicht, bei einer Solltemperatur von 15 °C erfordert die Leistungssteigerung von 7,6 kW/kg einen Wasserbedarf von 0,18 kg/s.

Eine optimale Solltemperatur ist somit aus rein technischer Sicht nicht zu ermitteln, vielmehr muss die Festlegung aus betriebswirtschaftlichen Gründen wie zum Beispiel Wasserverfügbarkeit und -preis erfolgen. Möglich ist in diesem Zusammenhang ebenfalls eine zeitlich befristete Absenkung der Solltemperatur bei erhöhtem Leistungsbedarf.

Alle weiteren Simulationen wurden daher mit einer konstanten Solltemperatur der Kühlluft bei Wassereinspeisung von 18 °C durchgeführt.

5.1.4. Optimierte Steuerung des Kühlers durch variable Kondensationstemperatur

Die Untersuchungen zur optimalen Kondensationstemperatur bei konstanter Lufttemperatur aus Abschnitt 5.1.1 zeigten, dass bei 15 °C Lufttemperatur die optimale Kondensationstemperatur bei 30 °C liegt. In den bisherigen Simulationen wurde daher durch Regelung des Luftmassenstroms die Einhaltung dieser Kondensationstemperatur angestrebt. Bei vom Auslegungsfall abweichenden Temperaturen der Umgebungsluft ist jedoch nicht gewährleistet, dass diese Regelung zu den bestmöglichen Nettoleistungen führt. Daher wurden Simulationen mit der Variation der Kondensationstemperatur bei variierenden Lufttemperaturen mit konstanter relativer Feuchte von 60% durchgeführt. Abbildung 5.8 zeigt die auf diese Weise berechneten Verläufe der spezifischen Nettoleistung bei Umgebungslufttemperaturen von 0 °C, 10 °C, 15 °C, 25 °C und 35 °C und einer relativen Feuchte von 60% in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur. Bei 25 °C und 35 °C Umgebungslufttemperatur erfolgte die im vorangegangenen Kapitel beschriebene Wassereinspritzung, so dass hier effektive Kühllufttemperaturen in Höhe von 20,03 °C bzw. 28,3 °C vorliegen. Der Verlauf bei 15 °C Lufttemperatur entspricht hierbei den in Abschnitt 5.1.1 erläuterten Werten.

Abbildung 5.8 zeigt deutlich, dass jeder Lufttemperatur eine Kondensationstemperatur zugewiesen werden kann, bei der ein Optimum der spezifischen Nettoleistung erzielt wird. Diese optimalen Kondensationstemperaturen liegen für Lufttemperaturen unter 15 °C unter der Auslegungs-Kondensationstemperatur von 30 °C, für höhere Lufttemperaturen ist eine Erhöhung der Kondensationstemperatur von Vorteil. Die Lage der Optima ergibt sich analog zu den in Abschnitt 5.1.1 aufgeführten Gründen aus den Verläufen des Leistungsbedarfs des Kühlers und der Expanderleistung. Bei einer Lufttemperatur von 0 °C ist durch die Absenkung der Kondensationstemperatur von 30 °C auf 15 °C eine Leistungssteigerung von 18% möglich.

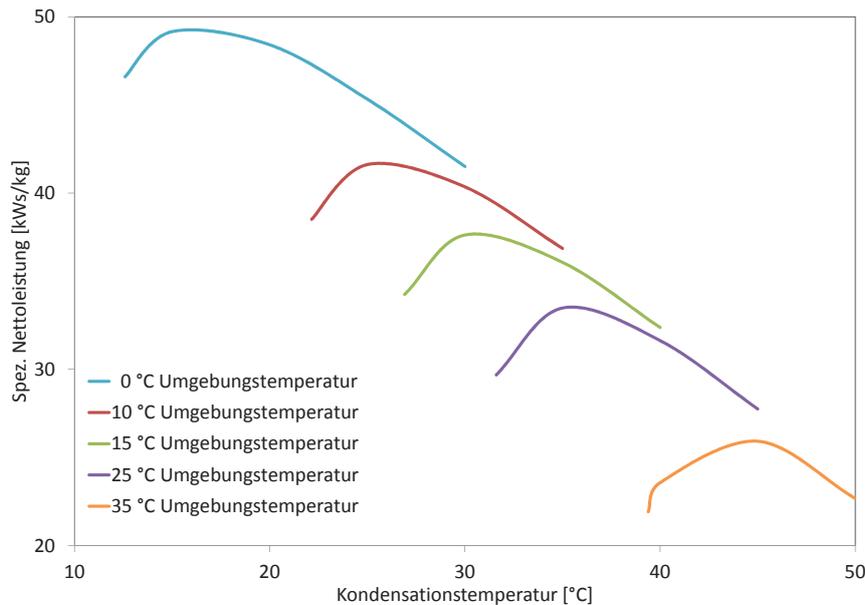


Abb. 5.8.: Spezifische Nettoleistung in Abhängigkeit von der Kondensationstemperatur für verschiedene Kühllufttemperaturen bei einer relativen Feuchte von 60%

Durch die Absenkung der Kondensationstemperatur verringert sich der Druck nach dem Kondensator um 2,4 bar auf 8,4 bar. Bei der Absenkung der Kondensationstemperatur muss also beachtet werden, dass der Expander das dadurch entstehende höhere Druckgefälle ermöglicht. Das im Rahmen dieser Untersuchung verwendete 0-dimensionale Modell kann darüber keine Informationen liefern. Lediglich die Auswirkung der Abweichung vom Auslegungspunkt auf den isentropen Wirkungsgrad des Expanders wird berechnet. Mit dem verwendeten Modell nimmt der isentrope Wirkungsgrad durch die Druckänderung um 1% ab, so dass das höhere Enthalpiegefälle einen stärkeren Einfluss hat und zu einer Leistungssteigerung im Expander führt. Bei einer Umgebungslufttemperatur von 35 °C und einer relativen Feuchte von 60% kann die Kondensationstemperatur von 30 °C auch mit Wassereinspeisung nicht erreicht werden. Die geringst mögliche Kondensationstemperatur liegt bei 39,4 °C. Durch eine Erhöhung der Kondensationstemperatur auf 45 °C kann der Leistungsbedarf der Ventilatoren erheblich verringert werden, so dass dadurch eine Verbesserung der spezifischen Nettoleistung ebenfalls um 18% erreicht wird. Gleichzeitig sinkt der erforderliche Massenstrom des Kühlwassers von 0,35 kg/s auf 0,19 kg/s, obwohl weiterhin eine Befeuchtung der Luft auf 95% erfolgt, da der zur Kühlung erforderliche Luftmassenstrom entsprechend abnimmt.

Basierend auf den Kondensationstemperaturen, bei denen die maximale Nettoleistung berechnet wurde, wurde eine Funktion entwickelt, die jeder effektiven Kühllufttemperatur, bei Umgebungslufttemperaturen oberhalb von 18 °C also der Lufttemperatur nach Wassereinspritzung, eine optimierte Kondensationstemperatur zuweist. Dadurch ist es möglich, den Sollwert der Temperatur am Kondensatoraustritt, der die Kühlerleistung bestimmt, variabel an die jeweilige Lufttemperatur anzupassen. Die relative Feuchte der Umgebungsluft hat aufgrund des Bezuges zur Lufttemperatur nach der optionalen Wassereinspritzung keinen Einfluss auf diese Funktion. Als Näherung gilt, dass die Kondensationstemperatur ca. 15 °C höher als die effektive Kühllufttemperatur sein sollte.

Die Analyse des Hybrid-Kühlers zeigte somit, dass die Lufttemperatur insbesondere bei hohen Außentemperaturen großen Einfluss auf die erzielbare Nettoleistung hat. Es wurde jedoch deutlich, dass durch die Wassereinspritzung und durch eine an die Außentemperatur angepasste Steuerung Verbesserungen des Leistungsbedarfs des Kühlers möglich sind.

5.2. Teillastverhalten bei abweichendem Thermalwassermassenstrom

Im Fall einer parallel zum Kraftwerk geschalteten Wärmeauskopplung verringert sich der dem Kraftwerk zugeführte Thermalwassermassenstrom. Diese Schaltung kann je nach Wärmebedarf unter Umständen zum Teillastbetrieb über einem Großteil der Gesamtbetriebsstunden führen. Daher ist die Analyse und Optimierung des Kraftwerks bei verringertem Thermalwassermassenstrom von besonderem Interesse. In diesem Kapitel werden daher neben dem Teillastverhalten des Wärmeübertragers die Auswirkungen auf den gesamten Prozess untersucht sowie ein Vergleich verschiedener Regelkonzepte gezogen. In diesem Zusammenhang wird auch auf die Dynamik bei Laständerungen eingegangen.

5.2.1. Regelung des Massenstroms im Organic Rankine Cycle

Die Regelung des Massenstroms im ORC erfolgt wie bereits beschrieben über die Vorgabe des zu fördernden Massenstroms in der Speisepumpe. Während im vorangegangenen Kapitel der Einfluss der Kühlersteuerung auf die Netto-Leistung bei quasi-stationären Teillastfällen dargelegt wurde, muss bei einer Analyse der Regelung der Massenstroms im ORC das dynamische Verhalten des Prozesses bei Laständerungen betrachtet werden. Je nach Druckregelung sind hierbei unterschiedliche Regelungen möglich. In diesem Abschnitt werden diese vorgestellt und gezeigt, wie sie sich auf das Anlagenverhalten und den Leistungsbedarf der Pumpe auswirken. In Kap. 5.2.4 werden darauf aufbauend für ausgewählte Regelungen Simulationen verschiedener Lastgradienten vorgestellt.

Die untersuchten Regelungen sind im Einzelnen:

- Festdruck mit konstantem ORC-Massenstrom \rightarrow FD_M
- Festdruck mit konstanter Frischdampf Temperatur \rightarrow FD_T
- Gleitdruck mit konstantem ORC-Massenstrom \rightarrow GD_M
- Gleitdruck mit konstanter Frischdampf Temperatur \rightarrow GD_T
- Gleitdruck mit linear angepasster Frischdampf Temperatur \rightarrow GD_aT_L
- Gleitdruck mit über eine Funktion angepasster Frischdampf Temperatur \rightarrow GD_aT_F

In den Fällen, in denen die Frischdampf Temperatur die Regelgröße ist, wird der Massenstrom über einen PI-Regler entsprechend eingestellt. Beim letzten Fall handelt es sich um die in Kapitel 4.3.1 beschriebene Solltemperatur, die zu einer Entspannung auf denselben Zustand wie bei Volllast führen soll. Zum Vergleich der Regelungen wurde ausgehend von der stationären Volllast eine lineare Abnahme des Thermalwassermassenstroms um 1,5 kg/s in 10 min simuliert. Diese Abnahme des Massenstroms entspricht einer Absenkung um 62,5% gegenüber dem Volllastfall. Um zu verhindern, dass unzulässige Betriebszustände während der Laständerung auftreten, wurde bei dieser Abnahme des Massenstroms mit der festgesetzten Dauer in

Höhe von 10 min der höchstmögliche Gradienten eingestellt, wie in Kap. 5.2.4 gezeigt wird. Abbildung 5.9 zeigt die sich einstellenden Verläufe des ORC-Massenstroms, der Frischdampf-temperatur, des Frischdampfdruckes, des Dampfgehaltes am Expanderaustritt sowie der spezifischen Pumpenleistung. Die Verläufe sind über die oben genannten Kürzel den verschiedenen Regeleinstellungen zuzuordnen.

Ein konstanter ORC-Massenstrom führt sowohl im Festdruck- als auch im Gleitdruckbetrieb zu einer Absenkung der Frischdampf-temperatur bei Teillast. Dies hat zur Folge, dass der Dampfgehalt am Expanderaustritt schon bei einer geringen Absenkung des Thermalwassermassenstroms in Höhe von 10% Werte unter 0,9 annimmt und es somit zu einer Beschädigung des Expanders durch Tropfenschlag kommen kann. Um dies zu verhindern, muss eine Anpassung des Massenstroms im ORC erfolgen. Bei Festdruckregelung wird hierbei der Frischdampfzustand konstant gehalten. In Abbildung 5.9 wird deutlich, dass bei dieser Regelung während der Laständerung die Frischdampf-temperatur durch die verzögerte Änderung des Massenstroms leicht abnimmt, es werden jedoch keine für den Expander kritischen Zustände erreicht. Nach der Transiente stellt sich nach wenigen Sekunden wieder die Solltemperatur ein.

Im Gleitdruckbetrieb erfolgte die Anpassung des Massenstroms auf die in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Solltemperaturen. Hierbei zeigte sich, dass bei einer linearen Absenkung der Solltemperatur mit dem Thermalwassermassenstrom keine Verbesserung der Problematik der Tropfenschlaggefahr gegenüber dem konstanten Massenstrom erzielt wird. Es wird vielmehr deutlich, dass sich bei konstantem Massenstrom derselbe lineare Zusammenhang zwischen Frischdampf-temperatur und Thermalwassermassenstrom automatisch einstellt wie über die Regelung. Bei der Regelung auf eine konstante Frischdampf-temperatur steigt dagegen der Dampfgehalt am Expanderaustritt bereits bei geringen Abweichungen vom Auslegungspunkt an, so dass im Teillastbetrieb gesättigter bzw. überhitzter Dampf nach der Entspannung vorliegt. Dadurch steigt die Temperatur am Expanderaustritt auf 78 °C am Ende der Transiente. Dies hat zum einen ein geringeres nutzbares Enthalpiegefälle über den Expander zur Folge, zum anderen einen erhöhten Leistungsbedarf im Kühler. Der ORC-Massenstrom muss bei dieser Regelung mit sinkendem Thermalwassermassenstrom stärker gesenkt werden als beim Festdruck, da sich aufgrund der Druckänderung andere Temperaturverläufe im Wärmeübertrager einstellen (siehe folgenden Abschnitt). Trotzdem stellt sich begünstigt durch die Frischdampf-temperatur ein höherer Frischdampfdruck als bei konstantem Massenstrom ein. Die Verläufe der über die in Kap. 4.3.1 beschriebenen Funktion an den Thermalwassermassenstrom angepassten Solltemperatur zeigen, dass wie bei der Regelung auf eine konstante Frischdampf-temperatur keine zu geringen Dampfgehalte am Expanderaustritt auftreten. Aufgrund der Absenkung der Solltemperatur erfolgt die Entspannung nun auf die Taulinie, so dass mit einer Temperatur von 30°C keine Überhitzung des entspannten Dampfes am Expanderaustritt vorliegt. Der Verlauf des sich einstellenden ORC-Massenstroms ist dem der Festdruckregelung mit konstanter Temperatur sehr ähnlich. Allerdings erfolgt die Regelung direkt in Abhängigkeit des Thermalwassermassenstroms, so dass die thermische Trägheit des Wärmeübertragers keinen Einfluss hat und damit schneller auf die Änderung des Thermalwassermassenstroms reagiert werden kann. Im Vergleich zur Gleitdruckregelung mit konstanter Frischdampf-temperatur kann ein höherer Massenstrom realisiert werden, da aufgrund der niedrigeren Solltemperatur bei Teillast die Enthalpiedifferenz im Wärmeübertrager sinkt. Der höhere Massenstrom und die geringere Temperatur führen dazu, dass sich der gleiche Frischdampfdruck wie bei der Regelung mit konstanter Temperatur einstellt.

Im Hinblick auf die spezifischen Pumpenleistungen, also die Pumpenleistung bezogen auf den Thermalwassermassenstrom, wird deutlich, dass die Festdruckregelungen gegenüber den Gleitdruckregelungen einen erhöhten Leistungsbedarf aufweisen. Bei der Festdruckregelung mit konstantem Massenstrom bleibt

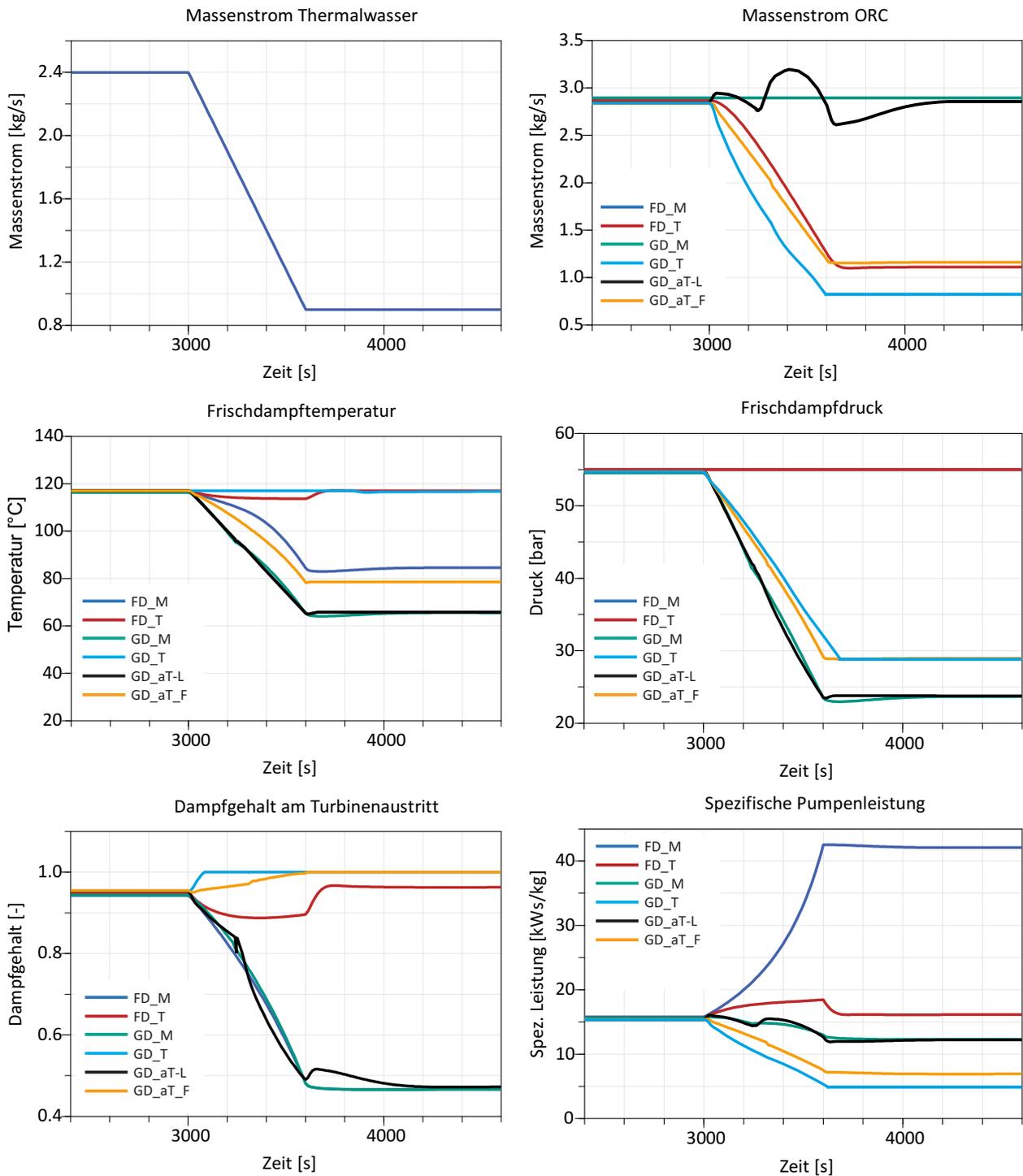


Abb. 5.9.: Zeitliche Verläufe des ORC-Massenstroms, der Frischdampf Temperatur, des Frischdampfdruckes, des Dampfgehaltes am Expanderausritt und der spezifischen Pumpenleistung bei der oben links angegebenen Transiente des Thermalwassermassenstroms unter verschiedenen Regelungen (Die Bedeutung der Kurzbezeichnungen siehe Kap. 5.2.1)

die Pumpenleistung auch bei abnehmendem Thermalwassermassenstrom konstant, so dass die spezifische Leistung deutlich steigt. Bei Regelung auf konstante Temperatur stellt sich dagegen eine nahezu unveränderte spezifische Leistung ein, wohingegen die Gleitdruckregelungen aufgrund des geringeren zu überwindenden Druckunterschiedes geringere spezifische Leistungen bei Teillast erfordern.

Zusammenfassend zeigten die Simulationen, dass nur die Regelungen mit Massenstromanpassung auf eine konstante Temperatur sowie die Gleitdruckregelung mit der über eine Funktion angepassten Solltemperatur praktikable Lösungen darstellen. Im folgenden wird daher lediglich auf diese Varianten näher eingegangen.

5.2.2. Teillastverhalten des Wärmeübertragers

Die Massenstrom- und Druckregelung hat Einfluss auf das Teillastverhalten des Wärmeübertragers. Daher wurden Simulationen von stationären Teillastzuständen von 30% bis 100% des Thermalwassermassenstroms bei Vollast für die im vorangegangenen Abschnitt genannten drei Regelvarianten durchgeführt und im Hinblick auf die übertragene Wärme und die Temperaturverläufe im Wärmeübertrager analysiert.

Zur Quantifizierung des Teillastverhaltens wurde ein Teillast-Leistungsfaktor L_{fTL} definiert:

$$L_{fTL} = \frac{\dot{Q}_{TL}}{\dot{m}_{th,TL}/\dot{m}_{th,AP}\dot{Q}_{AP}} \quad (5.1)$$

Dieser Leistungsfaktor setzt die im Teillastfall übertragene Wärme \dot{Q}_{TL} ins Verhältnis zur übertragenen Wärme, die bei einer direkten Proportionalität zum Thermalwassermassenstrom übertragen würde. In Abbildung 5.10 links sind die berechneten Teillastleistungsfaktoren der drei Regelvarianten in Abhängigkeit vom prozentualen Thermalwassermassenstrom aufgetragen. Bei Festdruckregelung und bei Gleitdruckregelung mit angepasster Temperatur stellen sich mit abnehmender Last steigende Leistungsfaktoren ein. Während die Zunahme im Festdruck nur moderat bis zu einem Faktor von 1,04 bei 30% Last verläuft, zeigt sich im Gleitdruck eine deutliche Verbesserung der Wärmeübertragung bis zu einem Faktor von 1,14. Dies gilt jedoch nur für die Gleitdruckregelung mit angepasster Temperatur. Die Gleitdruckregelung auf konstante Frischdampf-temperatur führt dagegen zu geringfügig verschlechterten Leistungsfaktoren. Insbesondere im Bereich von 60% - 100% des Auslegungsmassenstroms des Thermalwassers ist der Wärmeeintrag mit Leistungsfaktoren

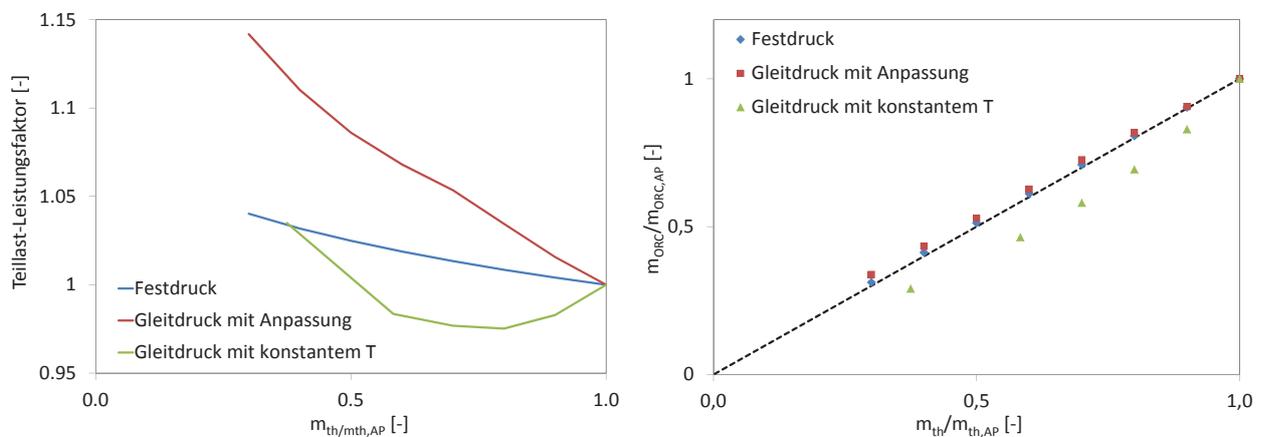


Abb. 5.10.: Teillastleistungsfaktor nach Gl. 5.1 (links) und auf den Auslegungsfall bezogener ORC-Massenstrom (rechts) in Abhängigkeit vom Thermalwassermassenstromverhältnis

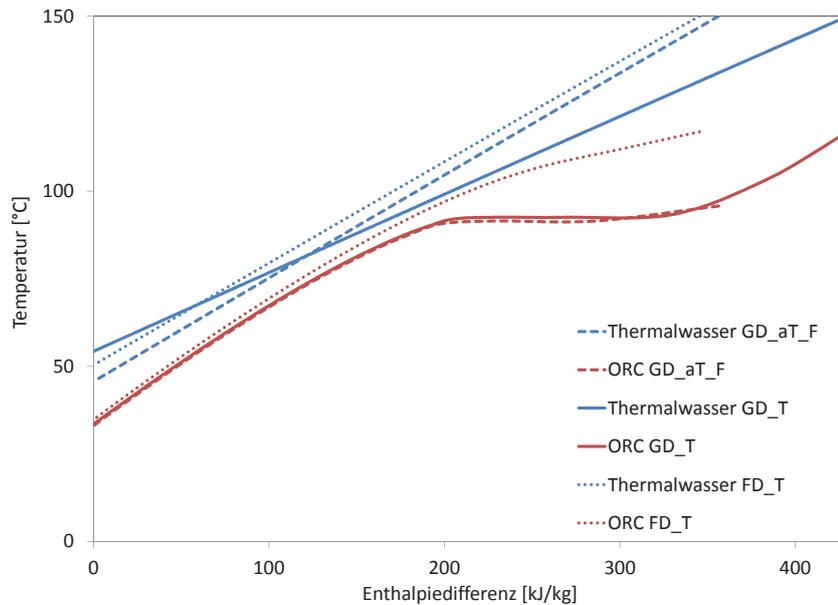


Abb. 5.11.: Temperaturverläufe von Thermalwasser und ORC-Fluid bei verschiedenen Regelungen im Teillastfall in Abhängigkeit von der Enthalpiedifferenz des ORC-Fluides, Massenstrom Thermalwasser: 1,4 kg/s (58% Last)

um 0,98 gegenüber dem Auslegungsfall leicht verschlechtert. Bei niedrigerer Last verbessert sich der Leistungsfaktor allerdings, so dass bei ca. 40% Last ein ähnlicher Wert wie bei der Festdruckregelung erreicht wird.

Der Wärmeeintrag in den Prozess wirkt sich direkt auf die realisierbaren Massenströme aus. In Abbildung 5.10 rechts sind die jeweils auf den Auslegungsfall bezogenen prozentualen Massenströme im ORC in Abhängigkeit vom prozentualen Thermalwassermassenstrom aufgetragen. Der Teillastleistungsfaktor in Verbindung mit der konstanten Enthalpiedifferenz über den Wärmeübertrager führt im Festdruck zu geringfügig höheren ORC-Massenströmen als bei einer direkten Proportionalität zwischen den Massenströmen, die in Abbildung 5.10 gestrichelt dargestellt ist. Bei der Gleitdruckregelung mit angepasster Temperatur wurden ebenfalls annähernd konstante Enthalpiedifferenzen realisiert, so dass hier der verbesserte Wärmeeintrag ebenfalls einem höheren ORC-Massenstrom zulässt. Bei konstanter Frischdampf Temperatur steigt im Gleitdruck jedoch die Enthalpiedifferenz zwischen dem Ein- und Austritt des Wärmeübertragers aufgrund des geringeren Druckes bei Teillast. In Verbindung mit dem geringfügig schlechteren Leistungsfaktor stellen sich daher deutlich geringere Massenströme im ORC ein.

Der Zusammenhang zwischen Wärmeeintrag, Enthalpiedifferenz und realisierbarem Massenstrom lässt sich bei Betrachtung der Temperaturverläufe im Wärmeübertrager gut veranschaulichen. In Abbildung 5.11 sind daher die Temperaturverläufe des ORC-Fluides und des Thermalwassers für die drei Regelvarianten in Abhängigkeit von der jeweiligen Enthalpiedifferenz bei einem Teillastfall von ca. 58% ($\dot{m}_{th} = 1,4 \text{ kg/s}$) dargestellt. Es wird deutlich, dass bei Festdruck und bei Gleitdruck mit angepasster Temperatur ein annähernd paralleler Verlauf der Temperaturen im Bereich der Vorwärmung des ORC-Fluides vorliegt, der eine weite Abkühlung des Thermalwassers ermöglicht. Aufgrund des geringeren Druckes beim Gleitdruck kann hierbei das Thermalwasser mit abnehmender Last weiter abgekühlt werden, ohne dass sich die minimale Temperaturdifferenz ändert. Dies begründet den bei dieser Regelung höheren Teillastleistungsfaktor. Beim Gleitdruck mit konstanter Temperatur ändert sich aufgrund der höheren Enthalpiedifferenz die Steigung

des Temperaturverlaufs des Thermalwassers, da diese durch die Temperaturdifferenz der Fluide am Ende der Vorwärmung bestimmt wird. Dem Thermalwasser kann somit in diesem Fall weniger Wärme entzogen werden. In Kombination mit der höheren Enthalpiedifferenz führt dies nach Gl. 2.2 zu einem deutlich verringerten Massenstrom im ORC im Vergleich zu den beiden anderen Varianten.

Bei beiden Gleitdruckvarianten sinkt der Druck im Wärmeübertrager im Teillastbetrieb unter den kritischen Druck. Die im Simulationsmodell verwendeten Korrelationen unterscheiden jedoch nicht zwischen verschiedenen Strömungsformen. Daher lassen sich beim Übergang von überkritischer Aufheizung zur unterkritischen Verdampfung bei der Simulation keine Probleme erkennen. Welchen Einfluss die dann auftretende Zweiphasenströmung auf die reale Komponente hat ist gerätespezifisch in Versuchen oder über detaillierte Simulationen (z.B. CFD) zu ermitteln. Eine Aussage zu dieser Problematik ist somit im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich.

5.2.3. Vergleich der Regelkonzepte in Hinblick auf Brutto- und Nettoleistung

Neben dem Wärmeeintrag und dem dadurch realisierbaren Massenstrom im ORC ist letztendlich die Umwandlung der Wärme in elektrischen Strom sowie der Eigenbedarf des Prozesses von besonderem Interesse. Daher wurden die bereits erwähnten Simulationen der stationären Teillastzustände mit Blick auf die Leistungsbilanzen ausgewertet. In diesem Abschnitt werden Auswirkungen der verschiedenen Regelkonzepte auf die Netto- und Bruttoleistung der Anlage bei Teillast analysiert und verglichen.

In Abbildung 5.12 links sind die Verläufe der spezifischen Expanderleistung, also der Expanderleistung bezogen auf den Thermalwassermassenstrom, in Abhängigkeit vom Verhältnis des Thermalwassermassenstroms zum Thermalwassermassenstrom bei Auslegung aufgetragen. Bei Festdruckregelung mit variabler Drehzahl kann im Expander über einen weiten Lastbereich die spezifische Leistung annähernd konstant bei Werten um 57,5 kW/kg gehalten werden. Erst ab Teillastfällen unter 50% nimmt sie moderat ab, so dass bei sehr geringer Last in Höhe von 17% die spezifische Leistung noch bei 75% des Volllastwertes liegt. Der Grund dieses Teillastverlaufs liegt in der Realisierung einer konstanten Enthalpiedifferenz über den Expander. Dies ist nach Gl. 2.21 möglich, indem die Drehzahl des Expanders so angepasst wird, dass bei einer Änderung des Massenstroms die Dichte am Expandereintritt konstant bleibt. Bei 50% des Thermalwassermassenstroms liegt die Drehzahl beispielsweise bei 25,4 Hz, bei 18% bei 8,7 Hz. Die Abnahme der Leistung ist dann nur in einer Abnahme des isentropen Wirkungsgrades des Expanders begründet.

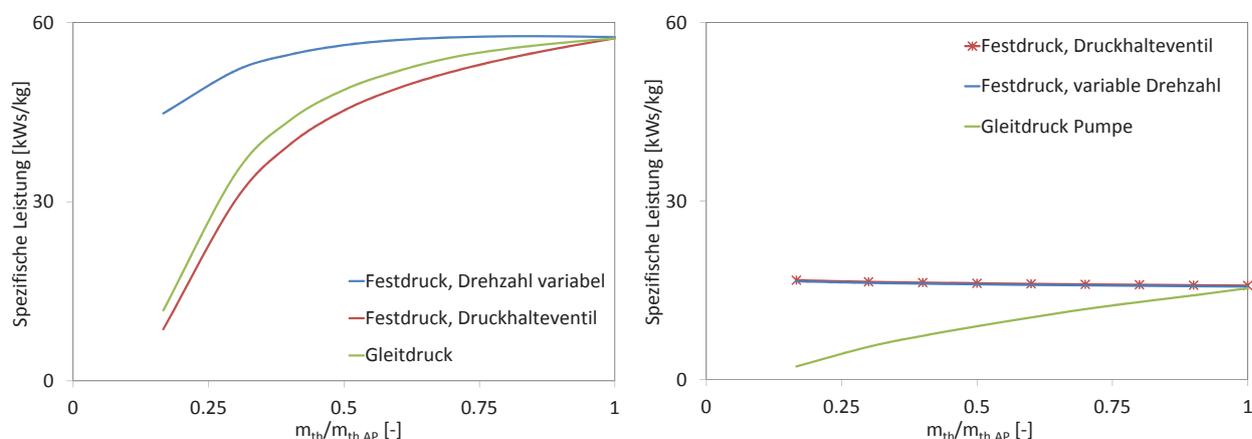


Abb. 5.12.: Spezifische Expanderleistung (links) und spezifische Pumpenleistung (rechts) bei verschiedenen Regelungen in Abhängigkeit vom prozentualen Thermalwassermassenstrom

Im Gegensatz dazu weisen die Verläufe der spezifischen Expanderleistung bei Festdruck mit Drosselventil und bei Gleitdruck eine kontinuierliche Abnahme mit abnehmendem Thermalwassermassenstrom auf. In beiden Regelungen ist diese Abnahme bis ca. 50% Last moderat, so dass bei diesem Lastfall im Festdruck noch 79% und im Gleitdruck noch 85% der spezifischen Leistung bei Volllast erzielt werden. Bei weiter abnehmendem Thermalwassermassenstrom fällt die Leistung des Expanders jedoch deutlich ab, so dass bei 17% Last lediglich 15% bzw. 20% des Volllastwertes erreicht werden. Bei beiden Regelungen kann bei abnehmendem ORC-Massenstrom aufgrund der konstanten Drehzahl und des konstanten Verdrängungsvolumens ein geringeres Druckgefälle genutzt werden. Im Festdruck muss daher das Fluid im Drosselventil gedrosselt werden. Diese Druckänderung verläuft annähernd isenthalp, ist jedoch mit einer Entropiezunahme verbunden, die zu einer höheren Enthalpie am Austritt des Expanders und damit zu einer geringeren Enthalpiedifferenz im Expander führt. Bei Gleitdruck ist die Enthalpie am Expandereintritt aufgrund des geringeren Druckes und der angepassten Temperatur im Vergleich zum Auslegungsfall reduziert, so dass hier ebenfalls eine geringere Enthalpiedifferenz genutzt werden kann. Der leicht höhere Verlauf der spezifischen Leistung im Gleitdruck im Vergleich zum Festdruck stellt sich aufgrund des höheren Massenstroms (siehe vorangegangenen Abschnitt) ein. Der starke Abfall der Leistung bei geringen Lasten ist bei diesen Regelungen durch den Verlauf des Teillastwirkungsgrades des Expanders bestimmt, der nach Gl. 2.26 durch eine Verminderung des Volumenstroms und eine Verminderung der Enthalpiedifferenz beeinflusst wird. Diese beiden Faktoren potenzieren sich, so dass der isentrope Wirkungsgrad bei diesen Regelungen stärker abnimmt als bei der Festdruckregelung mit variabler Drehzahl.

In Abbildung 5.12 rechts ist analog zur spezifischen Expanderleistung die spezifische Pumpenleistung aufgetragen. Hierbei zeigt sich bei Festdruckregelung aufgrund des konstanten Pumpenwirkungsgrades und des konstanten Druckes ein geringfügig steigender spezifischer Leistungsbedarf der Pumpe in Höhe von ca. 16 kW/kg. Die leichte Zunahme ist im entsprechend zunehmenden Verhältnis des ORC-Massenstroms zum Thermalwassermassenstrom begründet. Der Gleitdruckbetrieb dagegen weist eine deutlich fallende

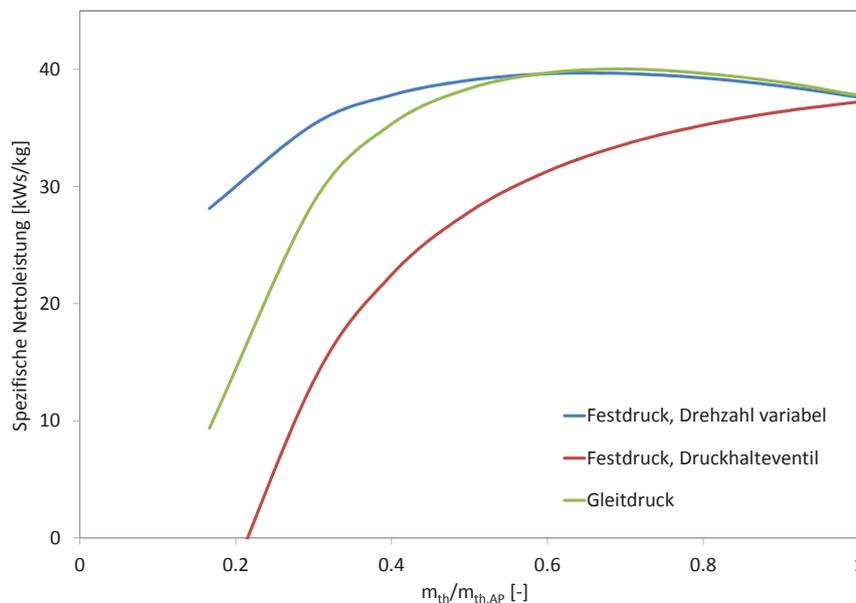


Abb. 5.13.: Spezifische Nettogleistung bei verschiedenen Regelungen in Abhängigkeit vom Thermalwassermassenstromverhältnis

spezifische Pumpenleistung bei Teillast auf. Mit fallender Last nimmt der Frischdampfdruck und damit die von der Pumpe zu überwindende Druckdifferenz ab, so dass bei dieser Regelung bei 30% Last nur noch 5,5 kW/kg spezifische Pumpenleistung erforderlich sind.

Die Auswirkungen dieser Verläufe auf die spezifische Nettoleistung bei Teillast sind in Abbildung 5.13 zu sehen. Wie bereits in Kapitel 5.1 erwähnt, berechnet sich bei den dynamischen Simulationen die Nettoleistung aus der Expander- und Pumpenleistung sowie - im Gegensatz zu den stationären Berechnungen - aus dem Leistungsbedarf des Hybridkühlers. Die Art der Druck bzw. der Expanderregelung hat jedoch nur sehr geringen Einfluss auf die spezifische Ventilatorleistung, die bei Vollast 4,3 kW/kg beträgt und bei Teillast eine quadratische Abhängigkeit zum Lastfall aufweist.

In Abbildung 5.13 wird deutlich, dass die Festdruckregelung mit variabler Drehzahl sowie die Gleitdruckregelung im Lastbereich von 50% - 100% zu annähernd identischen spezifischen Nettoleistungen führen. Ausgehend von 37,6 kW/kg bei Vollast kann hierbei in diesem Teillastbereich eine leichte Verbesserung der Leistung auf bis zu 39,6 kW/kg erreicht werden, die mit dem stark abnehmenden Leistungsbedarf der Ventilatoren zu erklären ist. Während bei der Festdruckregelung dieser stabile Leistungsverlauf im wesentlichen durch den Expander vorgegeben wird, wird beim Gleitdruck die sinkende Expanderleistung mit der ebenfalls sinkenden Pumpenleistung aufgefangen. Bei der Festdruckregelung mit Drosselventil führt der konstante Leistungsbedarf der Pumpe zusammen mit der fallenden Bruttoleistung des Expanders zu einem deutlich verringerten Leistungsverlauf. Im Festdruck kann somit bei 50% Last eine um 11,2 kW/kg und damit um 30% höhere spezifische Leistung durch Verwendung eines Expanders mit variabler Drehzahl an Stelle eines Drosselventils erzielt werden. Im Bereich unterhalb von 50% Last wird deutlich, dass die bei Gleitdruck in diesem Bereich stärker abnehmende Expanderleistung nicht mehr durch den geringeren Leistungsbedarf der Pumpe kompensiert werden kann. Die Festdruckregelung mit variabler Drehzahl weist daher für diese Lastfälle die höchste Nettoleistung im Vergleich der Regelungen auf. Bei 17% Last beträgt

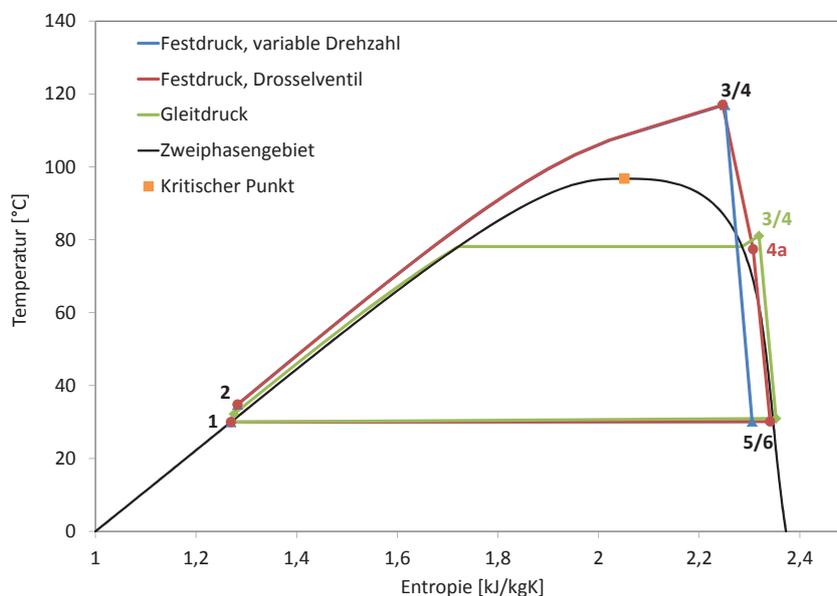


Abb. 5.14.: Untersuchte Regelkonzepte des Prozesses bei 40% Last im T-s-Diagramm: Festdruckregelung mit Drosselventil (rot), Festdruckregelung mit Expander mit variabler Drehzahl (rot), Gleitdruckregelung mit angepasster Soll-Frischdampf Temperatur (grün)

die spezifische Nettoleistung bei dieser Regelung 28,1 kW/kg gegenüber 9,4 kW/kg bei Gleitdruck. Im Festdruckbetrieb mit Drosselventil benötigt die Anlage für diesen Lastfall bereits mehr Energie als im Expander umgewandelt werden kann. Dies resultiert in einer spezifische Nettoleistung von -8,2 kW/kg.

Zur Veranschaulichung der unterschiedlichen Regelkonzepte sind in Abbildung 5.14 die Prozesse bei 40% Last im T-s-Diagramm dargestellt. Während der Prozess des Festdruckbetriebs mit variabler Drehzahl (in Abbildung 5.14 blau) sich gegenüber dem Auslegungsfall nur in einem geringeren Expanderwirkungsgrad und damit in einer geringfügig höheren Entropiezunahme im Expander unterscheidet, weisen die beiden anderen Regelkonzepte deutliche Unterschiede auf. Beim Gleitdruckbetrieb (in Abbildung 5.14 grün) wird der verminderte Druck und die damit verbundene geringere Pumpenarbeit deutlich. Zudem führt der unterkritische Druck zu einer Verdampfung im Zweiphasengebiet. Die über die Funktion berechnete Solltemperatur erfordert eine leichte Überhitzung, damit am Expanderaustritt gesättigter Dampf vorliegt. Die Festdruckregelung mit Drosselventil (in Abbildung 5.14 rot) unterscheidet sich dagegen in der Art des Druckabbaus, der hierbei in zwei Schritten erfolgt. Ausgehend vom gleichen Zustand wie bei der Regelung mit variabler Drehzahl am Punkt 3/4 wird das Fluid isenthalp zum Punkt 4a gedrosselt, die Umwandlung der potentiellen Energie in mechanische Energie im Expander erfolgt dann von Punkt 4a zu Punkt 5/6.

Der Vergleich der Regelkonzepte zeigte, dass mit dem überkritischen ORC bei entsprechender Regelung ein sehr gutes Teillastverhalten über einen weiten Lastbereich möglich ist. Zudem wurde deutlich, dass die Wahl der Regelung großen Einfluss auf den gesamten Prozess und die erzielbare Nettoleistung hat. Insbesondere der Betrieb im Festdruck mit variabler Expanderdrehzahl weist hierbei eine interessante Alternative gerade auch bei sehr geringer Last unter 50% auf. Aber auch der Gleitdruckbetrieb mit entsprechend angepasster Temperatur ermöglicht einen effizienten Betrieb bis zu 50% Last. Beim konventionellen Festdruckbetrieb mit Drosselventil dagegen führen die hohen Drücke des überkritischen Prozesses zu einem deutlich schlechteren Teillastverhalten.

5.2.4. Dynamik bei Laständerungen

Neben der stationären Betriebscharakteristik der Anlage bei Teillast interessiert zudem das Verhalten bei Laständerungen. Daher wurden Simulationen mit verschiedenen Laständerungsgradienten durchgeführt. Untersucht wurde hierbei die Dynamik der Massenstromregelungen von ORC-Massenstrom und Kühlluft sowie die Auswirkungen der unvermeidlichen Verzögerung auf den gesamten Prozess.

Den maximalen Grenzfall der Laständerungstransienten stellt ein Sprung dar. Daher wurden vom stationären Volllastzustand aus Simulationen mit sprunghaftem Abfall des Thermalwassermassenstroms in Höhe von 0,3 kg/s, 0,6 kg/s und 1 kg/s bei Gleitdruckregelung, Festdruckregelung mit variabler Drehzahl und Festdruckregelung mit Drosselventil durchgeführt.

Durch die Änderung des Thermalwassermassenstroms muss die Regelung der Speisepumpe den ORC-Massenstrom anpassen, damit die Solltemperatur im ORC-Kreis gehalten werden kann. Abbildung 5.15 oben links zeigt den zeitlichen Verlauf des ORC-Massenstroms für den 0,6 kg/s und den 1 kg/s - Sprung bei Festdruck. Der ORC-Massenstrom wird in beiden Fällen ohne Verzögerung innerhalb von 60 s auf den der Last entsprechenden Wert gesenkt. Diese schnelle Anpassung ist notwendig, da durch die verminderte Wärmezufuhr die Temperatur am Wärmeübertrager bzw. am Expandereintritt stark abnimmt. Eine Dämpfung der Laständerung durch die thermische Trägheit des Plattenwärmeübertragers erfolgt dabei aufgrund

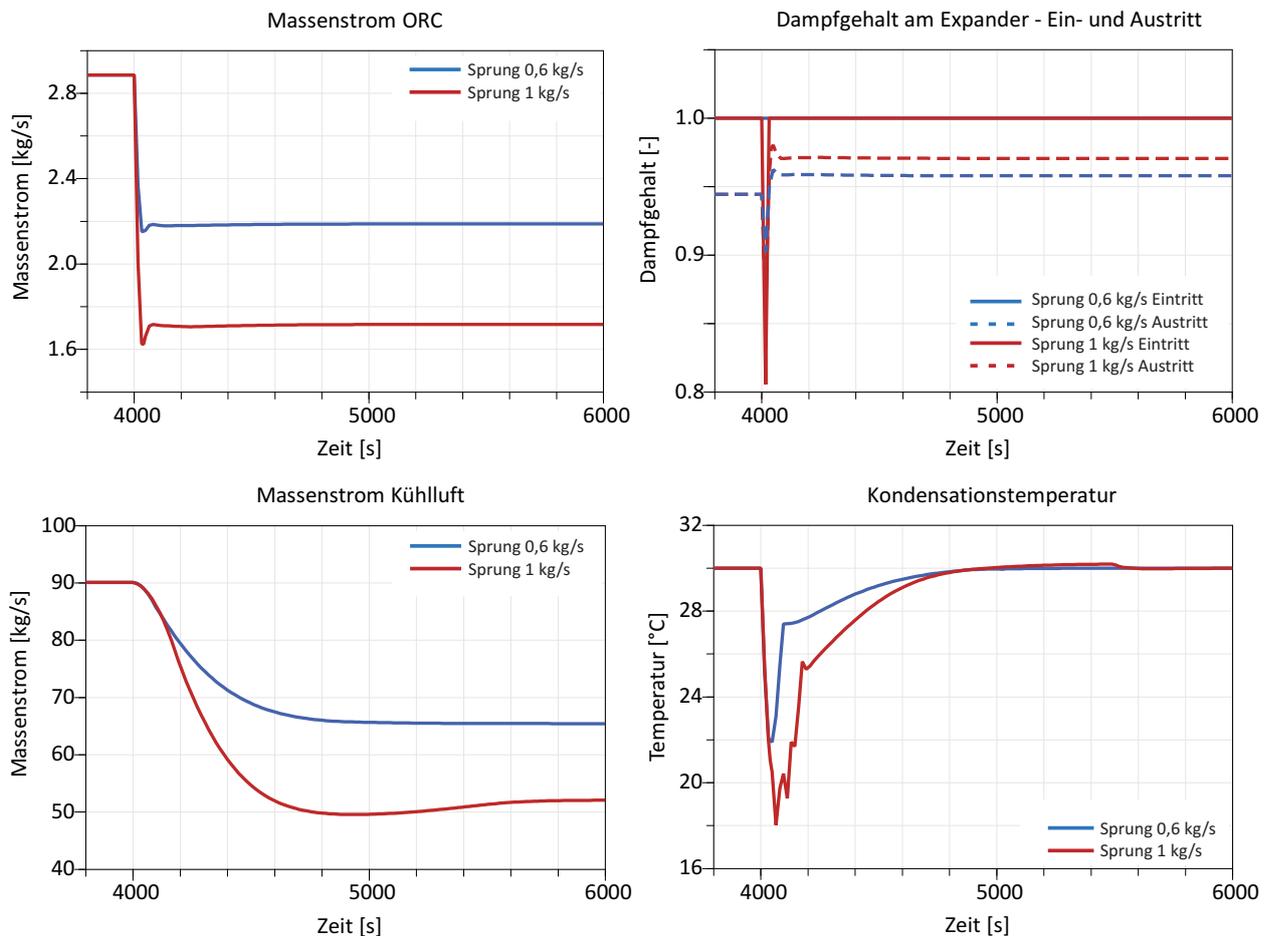


Abb. 5.15.: Zeitliche Verläufe des ORC-Massenstroms, des Dampfgehaltes am Expanderein- und -austritt, des Kühlluftmassenstroms sowie der Kondensationstemperatur bei Festdruck mit Drosselregelung und sprunghafter Änderung des Thermalwassermassenstroms zum Zeitpunkt $t=4000$ s

seiner kompakten Bauweise und geringen Masse kaum. Die verzögerte Absenkung des ORC-Massenstroms bewirkt dennoch eine kurzfristige Temperaturänderung am Expandereintritt, während der Druck durch die Änderung des Strömungsquerschnittes des Druckhalteventils bzw. durch die Änderung der Drehzahl konstant gehalten werden kann. Die Abweichung der Temperatur vom Sollwert ist abhängig von der Größe der Laständerung. Während bei den Sprüngen des Thermalwassermassenstrom um $0,3$ kg/s und $0,6$ kg/s die Abnahme nur maximal $1,4$ °C bzw. $2,7$ °C beträgt, sinkt die Temperatur beim 1 kg/s - Sprung um $4,8$ °C bevor die Regelung eine weitere Temperaturabnahme verhindert. Diese Temperaturabnahme führt zu einem für den Expander kritischen Betriebszustand, wie Abbildung 5.15 oben rechts am Beispiel der Regelung mit Drosselventil zeigt. Durch die verringerte Temperatur bei überkritischen Druck nähert sich der Frischdampfzustand des Fluides der pseudokritischen Linie. Dies wird durch einen starken Dichteanstieg von 180 kg/m³ auf knapp 230 kg/m³ deutlich. Die isenthalpe Drosselung im Drosselventil führt dann zu einer Entspannung ins Zweiphasengebiet, so dass am Expandereintritt feuchter Dampf vorliegt, der den Expander beschädigen kann. In Abbildung 5.15 oben rechts sind zudem die relativen Dampfgehalte am Expanderaustritt aufgetragen, die durch die Temperaturabnahme nach dem Sprung kurzfristig abnehmen. Im Fall des $0,6$ kg/s - Sprunges kann diese Abnahme jedoch auf einen Wert über $0,9$ begrenzt werden, so dass keine Gefahr für den Expander besteht. Bei der Festdruckregelung mit variabler Drehzahl tritt die beschriebene Problematik

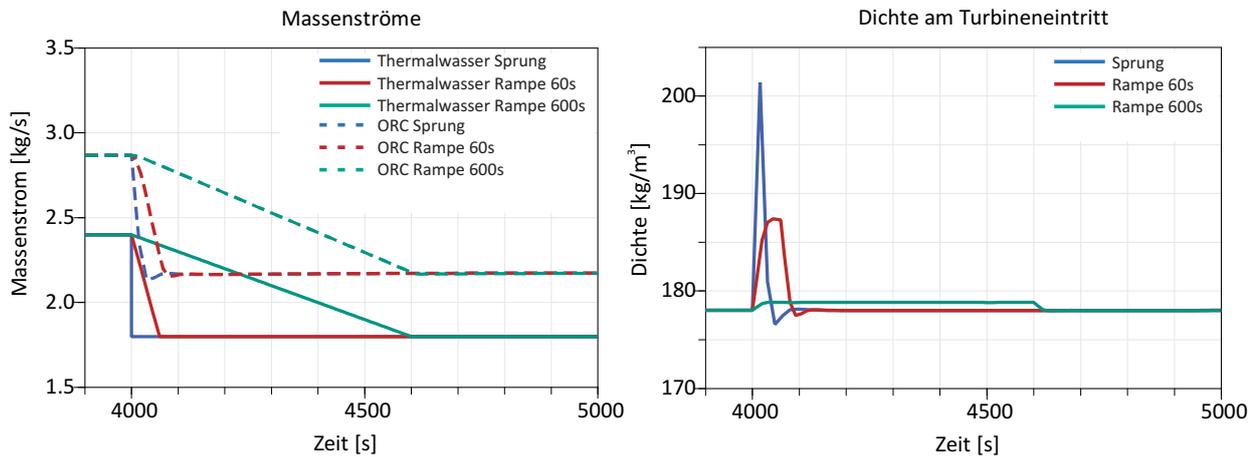


Abb. 5.16.: Zeitlicher Verlauf der Massenströme von Thermalwasser und ORC-Fluid (links) und der Dichte am Expandereintritt (rechts) bei Festdruckregelung und verschiedenen Laständerungsgradienten

des feuchten Dampfes nicht auf, da keine Teilentspannung vor dem Expandereintritt erfolgt. Die Dichtespitze ist bei dieser Regelung jedoch auch zu beobachten und führt unter Umständen ebenfalls zu einer Beschädigung des Expanders.

Bei der Gleitdruckregelung führt die verzögerte Anpassung des Massenstroms im Fall des Sprunges um 1 kg/s zu einer um bis zu 10 °C von der Solltemperatur abweichenden Frischdampf Temperatur. Bei dem sich einstellenden unterkritischen Druck bringt dies ebenfalls eine unvollständige Verdampfung und Feuchte am Expandereintritt mit sich. Bei den geringeren Laständerungen fällt die Abweichung von der Solltemperatur niedriger aus, so dass hierbei keine Gefahr für die Expander besteht.

Neben der Änderung des ORC-Massenstroms muss eine Änderung der Kühlleistung erfolgen. In Abbildung 5.15 unten sind die zeitlichen Verläufe des Kühlluftmassenstroms und der Kondensationstemperatur aufgetragen. Es wird deutlich, dass die Anpassung des Kühlluftmassenstroms im Vergleich zum ORC-Massenstrom wesentlich langsamer verläuft. Im Fall der aufgetragenen Laständerungen werden stationäre Zustände nach ungefähr 1000 s bzw. 1700 s erreicht. Die Regelung des Kühlluftmassenstroms wird durch die Temperatur im Speisebehälter festgelegt. Die große Masse des darin befindlichen Propanes in Höhe von über 300 kg führt zu einer starken Dämpfung des Lastgradienten. Dadurch wirken sich Änderungen des Luftmassenstroms auf der einen Seite langsamer aus, auf der anderen Seite sind aus Stabilitätsgründen nur geringere Änderungsraten im Regler möglich. Durch die stark verzögerte Absenkung des Luftmassenstroms kommt es zu einer deutlichen Absenkung der Kondensationstemperatur, die erst nach ca. 800 s den Sollwert von 30 °C erreicht. Diese Absenkung führt jedoch im Hinblick auf den Expander sowie auf weitere Komponenten des Prozesses zu keinen kritischen Zuständen.

Die Simulationen der sprunghaften Änderung des Thermalwassermassenstroms zeigten somit, dass Laständerungen bis ungefähr 25% - 30% durch die Regelung abgefangen werden können. Höhere plötzliche Laständerungen würden zum Schutz des Expanders einen Dampfabscheider erfordern, der jedoch in der Planung der Anlage nicht vorgesehen ist. Daher muss bei höheren Lastgradienten der Thermalwassermassenstrom langsamer gesenkt werden. Zum Vergleich wurden Simulationen mit einer linearen Abnahme des Thermalwassermassenstroms um 1 kg/s in 60 s und in 600 s durchgeführt. Abbildung 5.16 rechts zeigt den zeitlichen Verlauf der Thermalwassermassenströme und der sich einstellenden ORC-Massenströme bei den verschiedenen Lastgradienten und Festdruckregelung mit variabler Expanderdrehzahl. Während bei der

60 s-Transiente noch ein geringer zeitlicher Versatz der Massenstromverläufe zu erkennen ist, stellt sich bei der 600 s-Transiente eine parallele Abnahme des ORC-Massenstroms zum Thermalwassermassenstrom ein. Im Hinblick auf die Frischdampfzustände kann durch die Absenkung des Thermalwassermassenstroms innerhalb von 60 s die Absenkung der Temperatur am Expandereintritt auf $1,3\text{ °C}$ verringert werden. Dadurch kann die Dichte-Spitze um mehr als die Hälfte reduziert werden, wie in Abbildung 5.16 rechts zu erkennen ist. Bei der 600 s-Transiente kann die Frischdampf Temperatur mit einer Abweichung um $0,1\text{ °C}$ von der Solltemperatur dagegen nahezu konstant gehalten werden. Zusammen mit dem konstanten Druck führt dies zu einer annähernd konstanten Dichte am Expandereintritt.

Eine Absenkung des Thermalwassermassenstroms um 42% ist somit in maximal 600 s realisierbar. Der gegenteilige Fall einer Erhöhung des Thermalwassermassenstroms ist für die Komponenten unkritisch, da die maximal auftretenden Temperaturen in jedem Fall unter der Grenze der zulässigen Materialwerte liegen. Laststeigerungen sind somit auch in der Größenordnung von über 30% innerhalb weniger Minuten möglich.

5.3. Analyse des Anlagenverhaltens im Tagesverlauf bei verschiedenen Lastfällen

In den bisherigen Untersuchungen wurde der Einfluss der verschiedenen Randbedingungen auf den Kraftwerksprozess isoliert analysiert, indem jeweils nur eine Größe variiert wurde. Um möglichst genaue Informationen über das Anlagenverhalten im realen Betrieb zu erhalten, wurden darauf aufbauend Simulationen mit kombinierter Variation aller Randbedingungen durchgeführt. Hierzu wurden auf Klimadaten beruhende Verläufe der relativen Feuchte und der Temperatur festgelegt, die bei der Simulation von vollständigen Tagesgängen mit und ohne Wärmeauskopplung als Randbedingung vorgegeben wurden. In diesem Kapitel wird zunächst der jahreszeitliche Einfluss auf den Prozess bei Volllast vorgestellt. Anschließend wird gezeigt, welche Leistungssteigerungen hierbei durch eine variable Kondensationstemperatur möglich sind, bevor auf die erwartbaren Nettoleistungen bei paralleler Wärmeauskopplung eingegangen wird.

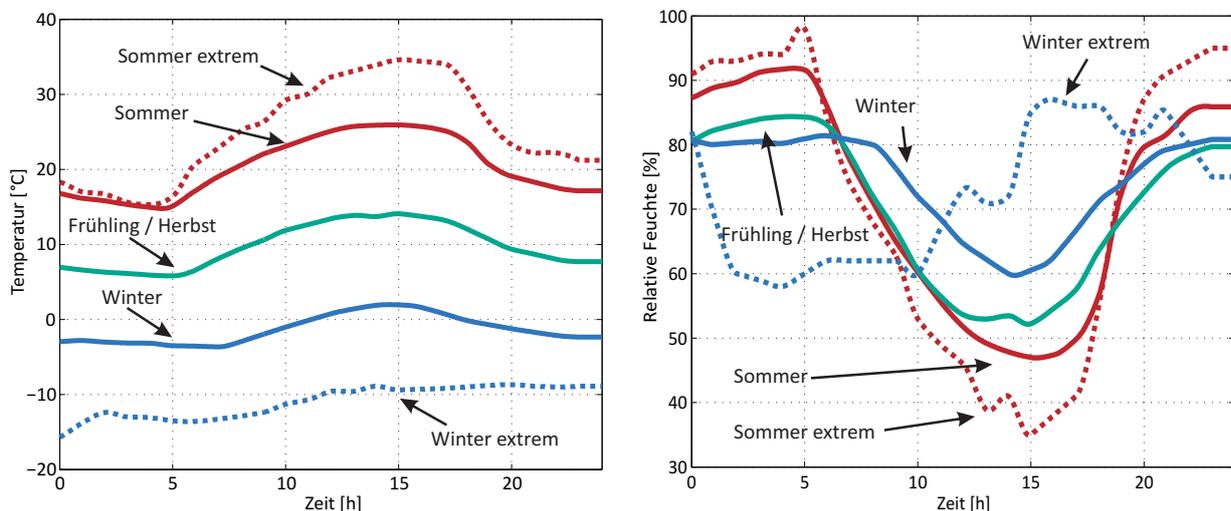


Abb. 5.17.: Verwendete Tagesverläufe der Temperatur (links) und der relativen Feuchte (rechts) der Kühlluft basierend auf Klimadaten der Messstation des deutschen Wetterdienstes (DWD) in Rheinstetten [93], bezogen über [63]

5.3.1. Einfluss der jahreszeitlichen Änderung der Kühllufttemperatur

Für die Simulation von Tagesgängen wurden Verläufe der Temperatur und der relativen Feuchte der Kühlluft festgelegt. Als Grundlage für diese Verläufe dienten Daten der Messstation des deutschen Wetterdienstes (DWD) in Rheinstetten bei Karlsruhe [63, 93] aus dem Jahr 2012. Abbildung 5.17 zeigt die Profile der Temperatur (links) und der relativen Feuchte (rechts), die für die Simulationen verwendet wurden. Es wurden fünf verschiedene Profile bestimmt, die jeweils einem repräsentativen Winter-, Frühlings-/Herbst- und Sommertag sowie einem sehr heißen Sommertag und einem sehr kalten Wintertag entsprechen. Für die jahreszeitlich-typischen Verläufe wurden jeweils die stündlichen Werte aller Tage der Monate Februar (Winter), April (Frühling) und August (Sommer) gemittelt. Die Extremfälle sind durch die Verläufe des kältesten und des wärmsten Tages in Rheinstetten im Jahr 2012 vorgegeben. Die Verläufe der beiden exemplarischen Wintertage sind durch geringe Temperaturunterschiede zwischen Tag und Nacht sowie durch eine hohe Luftfeuchte charakterisiert. Demgegenüber weisen die Temperaturverläufe der Sommertage mit maximal 9 °C bzw. 17 °C höhere Temperaturspannen auf. Diese erklären die Verläufe der relativen Feuchte, die von sehr hohen Nachtwerten um 90% auf bis zu 35% bei Tag abfallen. Der repräsentative Frühlingstag stellt eine gute Mittlung der Sommer- und Winterverläufe dar. Mit diesen fünf Fällen sind die klimatischen Randbedingungen in Mitteleuropa und an klimatisch ähnlichen Standorten somit gut abgebildet.

Mit den beschriebenen Tagesverläufen als Vorgabe für den Eintrittszustand der Kühlluft wurde der 24-stündige Betrieb des ORC bei Volllast, d.h. bei konstantem Auslegungs-Thermalwassermassenstrom in Höhe von 2,4 kg/s, und bei konstanter Soll-Kondensationstemperatur in Höhe von 30 °C durchgeführt.

In Abbildung 5.18 sind die Tagesgänge der Netto-Leistung, die sich in Abhängigkeit von den verschiedenen Kühllufttrandbedingungen einstellen, dargestellt. Die höchsten Nettoleistungen werden mit ca. 100 kW

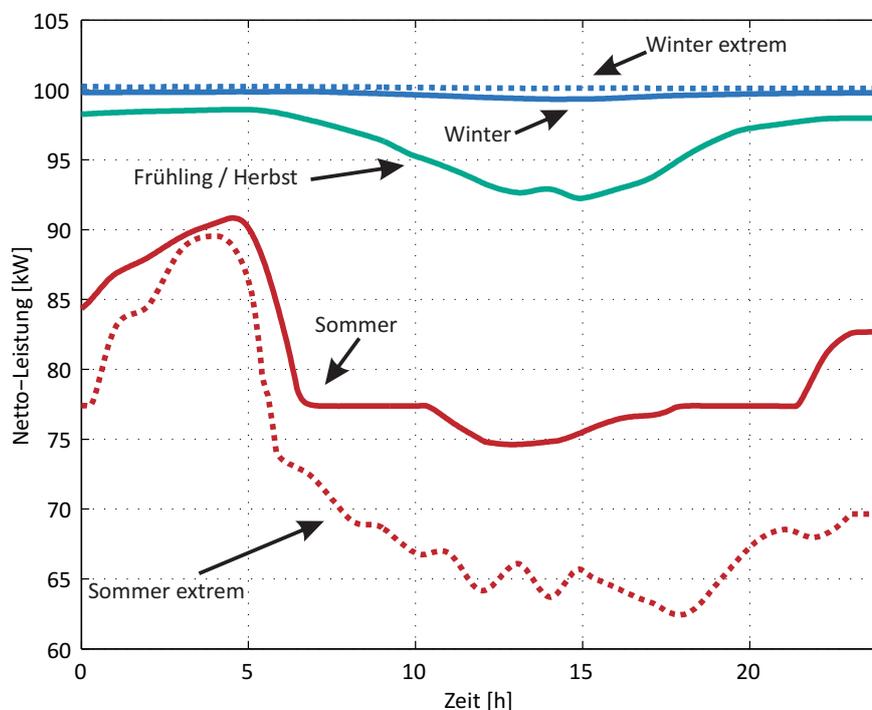


Abb. 5.18.: Tagesgänge der Netto-Leistung für die in 5.17 dargestellten Szenarien des Kühlluftzustandes

im Winter erreicht, da hierbei der Leistungsbedarf der Ventilatoren aufgrund der geringen Lufttemperaturen bei sehr geringen Werten um 1 kW liegt. Aus dem gleichen Grund kann eine annähernd konstante Stromerzeugung erfolgen. Außerdem wird deutlich, dass sich im Vergleich zwischen dem Extremfall mit einer Lufttemperatur um ca. -10 °C und dem gemittelten Verlauf mit Lufttemperaturen zwischen $-3,6\text{ °C}$ und 2 °C nur ein geringer Unterschied der Nettoleistung in Höhe von 0,7 kW einstellt. Im Frühling wirkt sich der Leistungsbedarf der Kühlung deutlicher aus. Während nachts Nettoleistungen in Höhe von 98 kW erzielt werden können, steigt im Lauf des Tages mit der Außentemperatur der zur Kühlung erforderliche Luftmassenstrom und damit die Leistung der Ventilatoren. Dadurch sinkt die Nettoleistung zur Mittagszeit auf bis zu 92 kW ab. Wesentlich stärker wirkt sich die erhöhte Temperatur jedoch im Sommer auf die Nettoleistung aus. Hier liegt die Nettoleistung bereits in der Nacht bei maximal 90 kW, tagsüber werden Werte im Bereich von 74,5 kW bis 77 kW erzielt. Durch die Wassereinspritzung zum Absenken der Kühllufttemperatur ab 18 °C Außentemperatur kann jedoch der Leistungsbedarf der Ventilatoren und damit auch die Nettoleistung auf einem annähernd konstanten Wert gehalten werden. Insbesondere in der Zeit von 7 bis 10 Uhr und von 18 bis 21 Uhr kann die Solltemperatur von 18 °C gehalten und damit eine konstante Leistung erreicht werden. Im Zeitraum von 10 bis 18 Uhr wird die maximal mögliche Wassermenge eingespritzt, jedoch kann die Solltemperatur nicht erreicht werden, so dass in diesem Zeitraum der Leistungsbedarf leicht steigt. Die Soll-Kondensationstemperatur von 30 °C kann bei diesen vier Tagesverläufen jederzeit eingehalten werden, da sich die Regelung der Ventilatoren den Schwankungen der Temperatur und der relativen Feuchte schnell genug anpasst und der maximal erforderliche Luftmassenstrom unter der Leistungsgrenze der Ventilatoren liegt.

Im Fall des sehr warmen Sommertages erfolgt tagsüber ebenfalls Wassereinspritzung, jedoch kann die Solltemperatur der Kühlluft aufgrund des schnellen Temperaturanstiegs lediglich ca. 10 Minuten gehalten werden. Die mit steigenden Temperaturen abnehmende relative Feuchte ermöglicht eine Abkühlung der Luft um bis zu 12 °C , so dass die effektive Eintrittstemperatur in den Kühler über die komplette Zeit bei Werten unter 24 °C liegt. Dennoch wird die Leistungsgrenze der Kühlung erreicht, so dass ab ca. 6 Uhr die Kondensationstemperatur steigt. Dies führt zu einer Absenkung der Expanderleistung um bis zu 12 kW, die in Verbindung mit dem hohen Leistungsbedarf der Kühlung zu einer im Vergleich zum gemittelten Sommertag deutlich verringerten Netto-Leistung mit Werten um 65 kW führt.

Der große Einfluss des Kühlluftzustandes wird auch beim Vergleich des gesamten Stromertrages pro Tag deutlich. Dieser wurde für die fünf Szenarien durch Integration der Tagesgänge der Netto-Leistung über die Zeit berechnet. Im Winter kann demnach eine Tagesarbeit in Höhe von 2,4 MWh geleistet werden, während die Erträge im Frühling mit 2,3 MWh und im Sommer mit 1,9 MWh um 4 - 20% geringer ausfallen. An heißen Sommertagen fällt die Stromproduktion um bis zu 30% auf 1,7 MWh. Die erforderliche Wassermenge liegt im Sommer im Mittel bei $13,1\text{ m}^3$ pro Tag, am heißesten Tag des Jahres 2012 wären $20,1\text{ m}^3$ Wasser zur Luftkühlung benötigt worden.

5.3.2. Tagesverläufe mit optimierter Kühlerregelung

Die Tagesverläufe der Netto-Leistung bei konstanter Soll-Kondensationstemperatur zeigen den großen Einfluss der Umgebungstemperatur auf den Leistungsbedarf der Kühlung. Ein möglicher Ansatz zur Verbesserung der Netto-Leistung ist daher die Optimierung der Kühlerregelung. In Kapitel 5.1.4 wurde gezeigt, dass über eine Anpassung der Kondensationstemperatur an die Kühllufttemperatur eine Erhöhung der spezifischen Netto-Leistung erzielt werden kann. Daher wurden die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen

Simulationen mit dieser optimierten Kühlerregelung durchgeführt. In Abbildung 5.19 sind die daraus resultierenden Tagesgänge der Netto-Leistung für die gemittelten Tagesverläufe der Winter-, Frühling- und Sommertage dargestellt. Zum Vergleich sind die Tagesverläufe bei konstanter Soll-Kondensationstemperatur gestrichelt aufgetragen.

Der Verlauf der Lufttemperatur des Wintertages führt im Fall der optimierten Regelung zu Kondensationstemperaturen zwischen 14 °C und 18 °C , die eine Erhöhung der Expanderleistung von 138 kW auf bis zu 169 kW ermöglichen. Da sich der Leistungsbedarf des Kühlers demgegenüber nur um $6,3\text{ kW}$ erhöht, stellt sich im Mittel und zu jedem Zeitpunkt eine um bis zu 25 kW höhere Netto-Leistung als bei einer Kondensationstemperatur von 30 °C ein. Auf diese Weise können pro Tag $0,5\text{ MWh}$ und damit 21% mehr Strom produziert werden.

An Frühlings- und Herbsttagen ist ebenfalls eine Verbesserung der Netto-Leistung über einen weiten Zeitraum möglich. Insbesondere im Zeitraum von $20 - 8\text{ Uhr}$ kann aufgrund der geringeren Lufttemperaturen die Kondensationstemperatur abgesenkt und damit die Expanderleistung erhöht werden. Die optimale Kondensationstemperatur liegt zu dieser Zeit zwischen $21,5\text{ °C}$ und 23 °C . Dies resultiert in einer Erhöhung der Expanderleistung um 15 kW und des Leistungsbedarfs des Kühlers um 7 kW , sodass sich eine um bis zu 8 kW höhere Netto-Leistung einstellt. Zur Mittagszeit liegt die optimale Kondensationstemperatur im Bereich von 30 °C , so dass sich in diesem Zeitraum keine erhöhten Leistungen einstellen. Insgesamt kann der Tagesertrag auf diese Weise um 4% auf $2,4\text{ MWh}$ erhöht werden.

An Sommertagen führt die optimierte Kühlerregelung zu einer gegensätzlichen Veränderung der Netto-Leistung. Während der Nacht ist keine Verbesserung des Leistungsbedarfs des Kühlers möglich, tagsüber kann jedoch durch eine geringfügige Erhöhung der Kondensationstemperatur um maximal 2 °C eine höhere Netto-Leistung erreicht werden. Die Veränderung der Kondensationstemperatur hat hierbei nur geringen

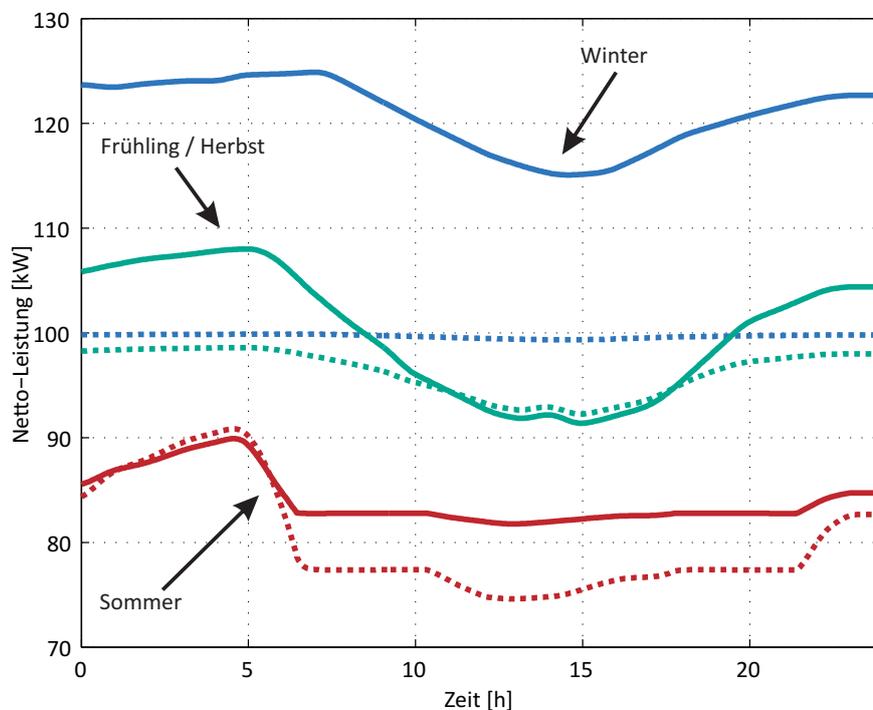


Abb. 5.19.: Tagesgänge der Netto-Leistung mit optimierter Kühlerregelung (durchgezogene Linie) und konstanter Soll-Kondensationstemperatur (gestrichelt) für verschiedene Kühllufttrandbedingungen

Einfluss auf die Expanderleistung, die annähernd konstant bleibt. Der Leistungsbedarf der Ventilatoren sinkt jedoch deutlich um bis zu 10 kW und damit um 40%. Dadurch stellt sich tagsüber eine um ca. 8 kW höhere Netto-Leistung ein, die auch im Gegensatz zur konstanten Kondensationstemperatur über die wärmsten Stunden zur Mittagszeit konstant gehalten werden kann. Insgesamt führt dies zu einem um 5% höheren Tagesstromertrag. Außerdem kann die erforderliche Menge an Kühlwasser aufgrund der geringeren Luftmassenströme um 17% verringert werden.

5.3.3. Tagesverläufe mit Wärmeauskopplung

Neben der Simulation der Tagesverläufe bei Volllast wurde das Anlagenverhalten des ORC bei Teillast ebenfalls unter Verwendung der in Abbildung 5.17 dargestellten Luftzustände berechnet. Die untersuchten Teillastfälle beschränkten sich hierbei auf eine konstante Reduzierung des Thermalwassermassenstroms auf 80%, 60% und 50% des Auslegungsmassenstroms. Solche Absenkungen des Thermalwassermassenstroms treten in der Regel nur bei einer parallel geschalteten Wärmeauskopplung auf. Aufgrund der Annahme, dass im Sommer kein Wärmebedarf vorliegt, wurden die Teillast-Tagesgänge nur für das Winter- und Frühlingsszenario simuliert. Für diese Fälle wurden wie bei Volllast die Tagesgänge zum einen mit konstanter Kondensationstemperatur von 30 °C und zum anderen mit an die Umgebungstemperatur angepasster Kondensationstemperatur berechnet. Außerdem erfolgte eine Unterscheidung in Bezug auf die Expander- und Druckregelung im Prozess. Hierbei wurden die in Kapitel 5.2.3 vorgestellten Regelvarianten untersucht.

Abbildung 5.20 zeigt exemplarisch die Tagesgänge der Netto-Leistung bei einer Reduzierung des Thermalwassermassenstroms auf 60% für den gemittelten Frühling- (links) und Wintertag (rechts). Es wird deutlich, dass sowohl am Frühling- als auch am Wintertag bei Gleitdruckregelung und bei Festdruckregelung mit variabler Drehzahl eine annähernd konstante Netto-Leistung in Höhe von ca. 59 kW erzielt werden kann, wenn die Kondensationstemperatur konstant auf 30 °C geregelt wird. Es zeigt sich somit bei diesen Regelungen ein direkt proportionales Lastverhalten zum Thermalwassermassenstrom, welches aufgrund der in diesem Lastbereich konstanten spezifischen Netto-Leistung (siehe Kapitel 5.2.3) zu erwarten war. Die Netto-Leistung bei Festdruckregelung und Drosselventil fällt dagegen mit 46 kW - 47 kW deutlich geringer aus. Der Tagesstromertrag liegt für beide Szenarien bei 1,4 MWh (Gleitdruck, Festdruck mit Drehzahl variabel) bzw. bei 1,1 MWh (Festdruck mit Drosselventil). Im Gegensatz zum Volllastfall kann

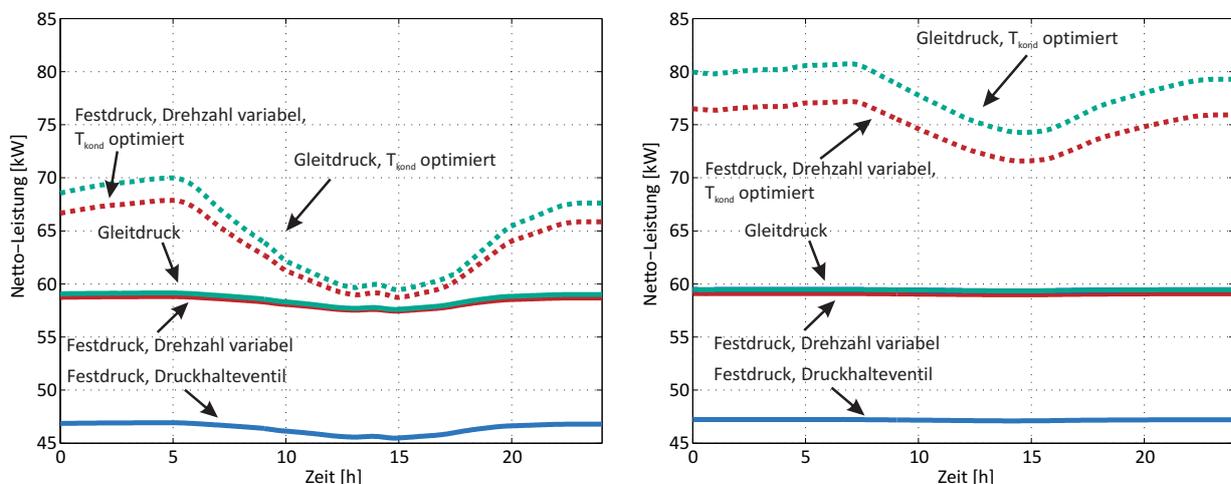


Abb. 5.20.: Tagesgänge der Netto-Leistung bei Teillast, Vergleich der Regelvarianten bei 60%-igem Thermalwassermassenstrom für den gemittelten Frühling- (links) und Wintertag (rechts)

somit an Frühlingstagen annähernd die gleiche Netto-Leistung erreicht werden wie an Wintertagen. Dies ist im nicht-linearen Leistungsbedarf der Lüfter begründet, der bei Teillast im Frühling somit nur geringfügig höher ausfällt als im Winter.

In Abbildung 5.20 sind zudem die Tagesgänge der Netto-Leistung mit optimierter Kühlerregelung für die Gleitdruckregelung und die Festdruckregelung mit variabler Drehzahl gestrichelt dargestellt. Im Szenario des Frühlingstages kann ähnlich wie bei Vollast insbesondere während der Nachtzeiten eine deutliche Verbesserung der Netto-Leistung um bis zu 11 kW erzielt werden. Im Gegensatz zum Vollastfall ist jedoch auch tagsüber eine geringe Erhöhung der Netto-Leistung um 1-2 kW möglich. Insgesamt wirkt sich bei Teillast die Optimierung stärker aus, beispielsweise kann der Tagesstromertrag durch die variable Kondensationstemperatur um bis zu 10% erhöht werden (bei Vollast um 4%, siehe vorangegangener Abschnitt). An Wintertagen ist eine Erhöhung der Netto-Leistung um 18 - 21 kW feststellbar, dies entspricht einer Leistungssteigerung um bis zu 24%, die somit auch leicht höher ausfällt, als bei Vollast.

Bei beiden Szenarien fällt auf, dass bei variabler Kondensationstemperatur die Erhöhung der Netto-Leistung im Gleitdruck höher ausfällt als bei Festdruck. Insbesondere an Wintertagen kann im Gleitdruck somit eine um 3 - 4 kW höhere Netto-Leistung erzielt werden. Die Ursache hierfür ist in der unterschiedlichen Anpassung der Regelungen auf die Abweichung vom Auslegungspunkt zu finden. Die Änderung von Expandereintritts- und -austrittszustand sind in Abbildung 5.21 im h-s-Diagramm dargestellt. Die Absenkung der Kondensationstemperatur hat eine niedrigere Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Wärmeübertrager zur Folge. Dadurch wird mehr Wärme benötigt, um den Soll-Frischdampfzustand des Arbeitsmediums zu erreichen. Dies bewirkt eine Reduzierung des ORC-Massenstroms. Im Fall des Festdrucks mit variabler Expanderdrehzahl hat dies lediglich geringfügige Auswirkungen auf die Drehzahl, während der Frischdampfzustand konstant gehalten wird. Bei der Gleitdruckregelung führt die Änderung des ORC-Massenstroms jedoch zu einem abweichendem Frischdampfdruck, wie in Abbildung 5.21 im Detail rechts zu entnehmen ist. Da die Solltemperatur direkt über den Thermalwassermassenstrom bestimmt wird und somit konstant bleibt, ändert sich damit der Frischdampfzustand. Dadurch fällt die Erhöhung des Enthalpiegefälles im Expander bei dieser Regelung deutlicher aus als beim Festdruck.

Die Tagesverläufe bei Teillast zeigen deutlich den großen Einfluss des Regelkonzeptes. Im Frühling kann

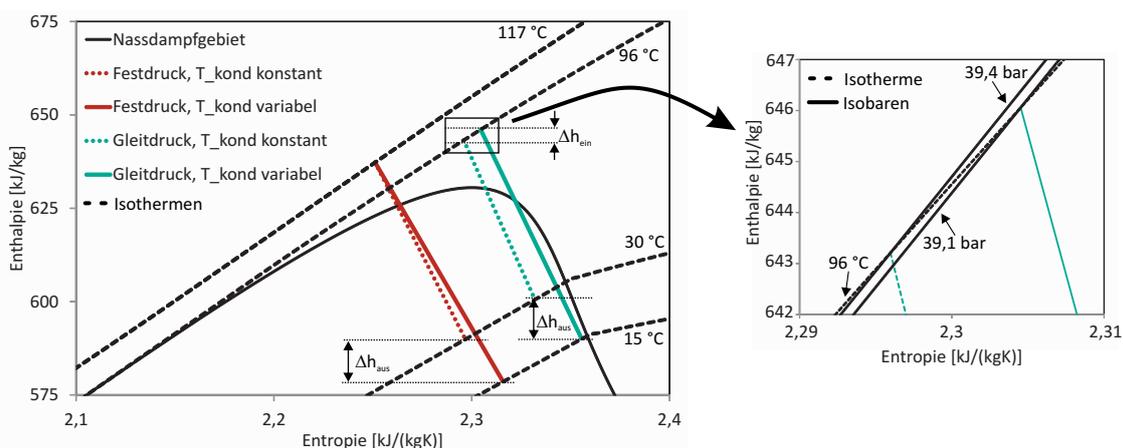


Abb. 5.21.: Entspannung im Expander bei 60% Last im h-s-Diagramm, Vergleich zwischen Festdruck- und Gleitdruckregelung bei konstanter Kondensationstemperatur in Höhe von 30 °C und bei an die Umgebungstemperatur angepasster Kondensationstemperatur (hier 15 °C)

der Tagesstromertrag bei Festdruckregelung mit Drosselventil um 39% erhöht werden, indem auf Gleitdruck und variable Kondensationstemperatur umgestellt wird. Im Winter sind noch größere Unterschiede zwischen den Regelkonzepten festzustellen. Hier entspricht der maximale Stromertrag einer 65%igen Steigerung gegenüber dem Wert der Festdruckregelung mit Drosselventil.

Im Vergleich mit dem Tagesverlauf bei Volllast im Sommer liegen die auf diese Weise optimierten Leistungen bei um 10% geringeren Werten, obwohl nur 60% des Thermalwassermassenstroms zur Verfügung stehen. Dadurch ist es möglich, ganzjährig annähernd konstante Stromerträge zu produzieren und gleichzeitig den im Winter zunehmenden Wärmebedarf abzudecken.

6. Schlussfolgerungen

Die vorliegende Arbeit beinhaltet die thermodynamische Auslegung sowie eine detaillierte Prozessanalyse eines überkritischen Organic Rankine Cycles zur geothermischen Stromerzeugung bei einer Thermalwassertemperatur von 150 °C am Beispiel des Kraftwerkstechnikums MoNiKa.

Die stationäre Auslegung erforderte die Auswahl eines geeigneten Arbeitsfluides im ORC unter den gegebenen Randbedingungen und damit verbunden die Festlegung auf die optimalen Betriebsparameter. Hierzu wurde das Simulationsprogramm *GESI* in Matlab[®] entwickelt, das mit Hilfe der automatisierten Parametervariation eine effiziente thermodynamische Optimierung des Kreisprozesses ermöglicht. Dabei können verschiedene Anlagenkonfigurationen wie z.B. der Einsatz eines Rekuperators oder eine dem Kraftwerk nachgeschaltete Wärmeauskopplung verglichen werden. Außerdem bietet das Programm die Möglichkeit, schon vor der Dimensionierung der einzelnen Komponenten deren bestimmende Parameter und Wirkungsgrade zu variieren und die damit verbundenen Auswirkungen auf den Prozess zu ermitteln. Mit Hilfe der Teillast-Module kann zudem eine erste Abschätzung der zu erwartenden Leistungen bei Abweichungen vom Auslegungsfall getroffen werden. Dies ermöglicht einen Vergleich des Teillastverhaltens von Prozessen mit unterschiedlichen Arbeitsfluiden.

Im Rahmen der Auslegung wurden 12 aufgrund ihrer kritischen Temperatur in Frage kommende Fluide untersucht und die Ergebnisse mit herkömmlichen, unterkritischen Prozessen mit Isobutan und Isopentan verglichen. Ziel der Auslegung war eine Optimierung der spezifischen Nettoleistung. Die wesentlichen Ergebnisse der Untersuchung sind:

- Bei maximaler Nettoleistung weisen überkritische Prozesse im Vergleich zu unterkritischen Prozessen geringfügig niedrigere thermische Wirkungsgrade auf. Jedoch können deutlich höhere exergetische Wirkungsgrade bei der Wärmeübertragung und damit verbunden auch höhere Wärmenutzungsgrade erzielt werden, so dass Leistungssteigerungen um bis zu 44% gegenüber einem unterkritischen Isopentan-Prozess bei gleichem Massenstrom des Thermalwassers möglich sind.
- Bei fünf der 12 untersuchten Fluide bewirkt der Einsatz eines Rekuperators eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades. Gleichzeitig führt der Einsatz jedoch zu einer geringeren Auskühlung des Thermalwassers aufgrund der höheren Eintrittstemperatur des ORC-Fluides in den Wärmeübertrager. In Bezug auf die spezifische Nettoleistung kann somit keine Steigerung mittels eines Rekuperators erzielt werden.
- Die sechs höchsten spezifischen Nettoleistungen lagen zwischen 42 kW/kg und 45 kW/kg bei überkritischen Prozessen. Die besten fünf Werte traten allerdings bei Fluiden auf, die mit Werten zwischen 675 und 10300 ein hohes bis sehr hohes Greenhouse Warming Potential (GWP) besitzen. Der an sechster Stelle liegende Propanprozess stellt mit einem GWP von 3 somit die umweltverträglichere Alternative dar. Der überkritische Propanprozess weist hierbei eine Verbesserung der Nettoleistung um 17% gegenüber Isobutan und um 35% gegenüber Isopentan auf.

Das Kraftwerkstechnikum MoNiKa wird daher mit einem überkritischen Propanprozess ausgestattet. Bei einer thermischen Leistung von 1000 kW ist im Auslegungsfall mit einer Nettoleistung von 101,5 kW zu rechnen.

Auf diesem Ergebnis aufbauend wurde für eine detaillierte Analyse ein dynamisches Modell des Prozesses in Dymola mit Komponenten der Bibliothek TIL entwickelt. Hierbei wurde zum einen der Einfluss variierender Kühlluftbedingungen auf den Leistungsbedarf des Kühlers untersucht, zum anderen verschiedene den Massenstrom, die Druckniveaus und den Expander betreffende Regelungsstrategien bei Teillast miteinander verglichen.

Es zeigte sich, dass die Außentemperatur erheblichen Einfluss auf den Leistungsbedarf des Kühlers und damit auch auf die Nettoleistung des Prozesses hat. Während im Auslegungsfall lediglich 7,5% der Expanderleistung für die Ventilatoren des Kühlers benötigt werden, steigt dieser Anteil auf über 30% bei 40 °C Lufttemperatur bei reiner Luftkühlung. Durch Wassereinspritzung kann im Hybridbetrieb in Abhängigkeit von der Luftfeuchte eine Abkühlung der Luft erfolgen, so dass hierdurch der Abfall der Nettoleistung verringert werden kann. Eine weitere Möglichkeit der Verringerung der Nettoleistung bei hohen Außentemperaturen entgegenzuwirken, besteht in der Anpassung der Kondensationstemperatur an die Lufttemperatur. Diese optimierte Kühlerregelung ermöglicht zudem eine Erhöhung der Nettoleistung bei geringen Außentemperaturen gegenüber dem Auslegungsfall. Allerdings muss die Entspannungsmaschine für das dann vorliegende höhere Druckgefälle und die erhöhte Leistung ausgelegt sein.

Erfolgt eine Verringerung des Thermalwassermassenstroms, der dem Kraftwerk zugeführt wird, wie es beispielsweise bei einer parallel geschalteten Wärmeauskopplung der Fall sein kann, muss eine Anpassung des Massenstroms im ORC erfolgen. Für die dadurch erforderlichen Anpassungen wurden drei Regelungsstrategien entwickelt und miteinander verglichen:

- Festdruckregelung mit Drosselventil bei konstanter Frischdampftemperatur durch Anpassung des ORC-Massenstroms
- Festdruckregelung mit variabler Expanderdrehzahl und Frequenzumrichter bei konstanter Frischdampftemperatur durch Anpassung des ORC-Massenstroms
- Gleitdruckregelung mit an den Thermalwassermassenstrom angepasster Frischdampftemperatur, die ebenfalls über eine entsprechende Regelung des ORC-Massenstroms eingestellt wird.

Bei der Festdruckregelung mit Drosselventil erfordert der im Teillastfall geringere Massenstrom eine Drosselung des Fluids über das Drosselventil, so dass bei gleichbleibendem Leistungsbedarf der Pumpe das nutzbare Enthalpiegefälle über den Expander abnimmt. In Verbindung mit dem abnehmenden isentropen Wirkungsgrad des Expanders führt dies zu einer kontinuierlichen Abnahme der spezifischen Nettoleistung mit sinkender Last. Im Vergleich dazu zeigte sich, dass bei Gleitdruckregelung und bei Festdruckregelung mit variabler Expanderdrehzahl über einen weiten Lastbereich eine konstante spezifische Nettoleistung erzielt werden kann. Dies ist im ersteren Fall in dem verminderten Leistungsbedarf der Pumpe begründet, im zweiten Fall kann ein konstantes Enthalpiegefälle über den Expander genutzt werden. Im Lastbereich unterhalb 50% stellt sich bei der Festdruckregelung eine geringe Abnahme der spezifischen Nettoleistung ein, während die Gleitdruckregelung hierbei deutlich abnimmt. Gegenüber der Festdruckregelung mit Drosselventil ist mit diesen Regelungen somit eine deutliche Verbesserung zu erzielen. Allerdings muss in diesen Fällen gewährleistet sein, dass die Komponenten für die entsprechende Regelung geeignet sind, der

Expander somit eine variable Drehzahl zulässt bzw. der Wärmeübertrager sowohl unterkritisch als auch überkritisch betrieben werden kann.

Für eine Abschätzung der zu erzielenden Strommengen wurden Tagesgänge für repräsentative Verläufe der Lufttemperatur und -feuchte simuliert. Es zeigte sich, dass im Winter und in den Übergangsjahreszeiten eine annähernd konstante Stromproduktion über den Tagesverlauf möglich ist, während im Sommer die hohen Lufttemperaturen zu einem deutlichen Leistungseinbruch zur Mittagszeit führen. Mittels der entwickelten optimierten Kühlerregelung, die eine Anhebung der Kondensationstemperatur in diesem Fall beinhaltet, kann dieser Leistungsabfall jedoch abgefangen werden, so dass auch im Sommer eine annähernd gleichbleibende Nettoleistung erzielt werden kann. Bei Teillast mit konstanter Wärmeauskopplung zeigte sich der große Einfluss der angewandten Regelstrategie. Beispielsweise stellte sich bei 60% Last ein Unterschied zwischen den verschiedenen Regelungen von 30% in der erzielbaren Nettoleistung ein. Die optimierte Regelung ermöglicht es in Kombination mit der Anpassung der Kondensationstemperatur an die Außentemperatur außerdem, dass im Winter bei einer Wärmeauskopplung von 40% die gleiche Nettoleistung erzielt wird wie bei reiner Stromerzeugung im Sommer.

Die im Rahmen dieser Arbeit erstmals vorgenommene detaillierte Analyse des transienten Anlagenverhaltens unter variierenden Randbedingungen stellt eine wichtige Wissensgrundlage für den Betrieb des Kraftwerkstechnikums MoNiKa dar. Die untersuchten Regelungsstrategien werden in der sich zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit in Bau befindenden Anlage implementiert und getestet werden. Gleichzeitig kann das vorgestellte Vorgehen bei der Auslegung und dynamischen Simulation als Fallbeispiel gesehen werden, an dem sich bei der Entwicklung und Optimierung von ORC-Anlagen unter abweichenden Randbedingungen orientiert werden kann. Mit dem entwickelten Simulationsprogramm *GESI* sowie den VBA-Tools zur Dimensionierung der Wärmeübertrager stehen hierfür Werkzeuge zur Verfügung, die eine schnelle Optimierung und effiziente Entwicklung eines transienten Modells ermöglichen. Hierdurch ist eine genauere Prognose der zu erwartenden Anlagenleistung im Lastbetrieb möglich, die bereits im Planungs- und Entwurfsstadium in Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen einfließen kann.

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

\hat{a}	Amplitude	[m]
A	Fläche	[m ²]
a	Formfaktor	[-]
B	Breite	[m]
b	Wand-/ Rippenstärke	[m]
\bar{c}_p	gemittelte, isobare spezifische Wärmekapazität	[kJ/(kgK)]
D	Abweichung	
d	Durchmesser	[m]
dV	Verdrängungsvolumen der Turbine am Eintritt	[m ³]
F	Strömungsparameter	[-]
f	Korrekturfaktor	[-]
f_f	relativer Füllstand	[-]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
h	spezifische Enthalpie	[kJ/kg]
K	Korrekturfaktor	[-]
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m ²]
l	Länge	[m]
L_f	Leistungsfaktor	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
M	Masse	[kg]
n	Drehzahl	[Hz]
P	Leistung	[kW]
p	Druck	[Pa]
\dot{Q}	Wärmestrom	[kW]
r	Teillastfaktor Turbine	[-]
s	spezifische Entropie	[kJ/kgK]
T	Temperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
u	Abstand	[m]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
V	Volumen	[m ³]
\dot{W}_t	Technische Arbeit	[kW]
w	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
X	Hilfsgröße	[-]

x	Dampfgehalt	[-]
Y	allgemeine Größe	
y	Abbruchkriterium	[-]
Z	Wellenzahl	[-]
z	Anzahl	[-]

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient	$[W/(m^2K)]$
δ	Dicke des Kondensatfilms	[m]
ε	volumetrischer Dampfgehalt	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
η	dynamische Viskosität	$[kg/(m \cdot s)]$
γ	Lamellenhilfsgröße	[-]
Λ	Wellenlänge	[m]
λ	Wärmeleitfähigkeit	$[W/(m K)]$
ν	kinematische Viskosität	$[m^2/s]$
Φ	Flächenvergrößerungsfaktor	[-]
Φ_{Lo}^2	Zweiphasenmultiplikator	[-]
π	Kreiszahl	[-]
Ψ	Hohlraumanteil	[-]
ρ	Dichte	$[kg/m^3]$
σ	Oberflächenspannung	$[N/m^2]$
τ	Schubspannung	$[kg/m \cdot s^2]$
φ	Plattenwinkel	$[\circ]$
φ	relative Feuchte	[-]
ϑ	absolute Temperatur	[K]
ξ	Widerstandsbeiwert	[-]
ζ	Massenanteil	[-]

Indizes

Δ	Dreieck
a	außen
ab	abgehend
abs	absolut
ae	äquivalent
AP	Auslegungspunkt
aus	am Austritt
C	Carnot
char	charakteristisch
d	Dampfphase
eff	effektiv
ein	am Eintritt

el	elektrisch
ex	exergetisch
Exp	Expander
f	Flüssigphase
F	Fluid
G	Glattrohr
g	glatt
h	Enthalpie
hom	homogen
hyd	hydraulisch
i	innen
is	isentrop
k	Zähler
kond	Kondensator
kuhl	Kühlung
L	Luft
l	längs
lam	laminar
ln	logarithmisch
m	gemittelt
max	maximal
min	minimal
netto	Netto
ORC	Organic Rankine Cycle
P	Platte
Pump	Pumpe
q	quer
Q, nutz	Wärmenutzung
R	Reibung
r	rau
rec	Rekuperator
rel	relativ
Ri	Rippe
sch	Schein
s	schräg
sat	Sättigung
sch	Schein
spez	spezifisch
Start	Start
t	turbulent
th	thermisch
TL	Teillast

tr	trocken
Turb	Turbine
Umg	Umgebung
V	Volumen
v	Verdampfung
W	Wand
w	Wasser
well	Welligkeit
Wt	Wärmeträger / Thermalwasser
WÜ	Wärmeübertrager
zu	zu

Abkürzungen

DLL	Dynamic Link Library
Fr	Froude-Zahl
GESI	Geothermal Simulation
GUI	Graphical User Interface
GWP	Global Warming Potential
IEA	International Energy Agency
KIT	Karlsruher Institut für Technologie
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung
MoNiKa	Modularer Niedertemperaturkreis Karlsruhe
Nu	Nußelt-Zahl
ORC	Organic Rankine Cycle
Pr	Prandtl-Zahl
R&I	Rohrleitung und Instrumentierung
Re	Reynoldszahl
REFPROP	Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database
SKE	Steinkohleeinheiten
TIL	TLK-IfT-Library
uk	unterkritisch
ük	überkritisch
VBA	Visual Basic for Applications
VLE	Vapor Liquid Equilibrium
We	Weber-Zahl
WEC	World Energy Council

Literaturverzeichnis

- [1] AL-SULAIMAN, F. A. ; HAMDULLAHPUR, F. ; DINCER, I. : Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production. In: *Renewable Energy* 48 (2012), S. 161 – 172. – ISSN 0960–1481
- [2] APROS: *Version 5.09*. VTT Technical Research Center of Finland, 2010
- [3] ASPENDYNAMICS: *Version 12.1*. Aspen Technology, Inc., 2003
- [4] BAEHR, H. D.: *Thermodynamik-Grundlagen und technische Anwendungen*. 12. Auflage. Berlin : Springer, 2005
- [5] BAEHR, H. D. ; STEPHAN, K. : *Wärme- und Stoffübertragung*. 7. Auflage. Berlin : Springer, 2010
- [6] BAO, J. ; ZHAO, L. : A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013), S. 325 – 342
- [7] BCS, I. : *Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry*. U.S. Department of Energy, 2008
- [8] BMU: *Tiefe Geothermie in Deutschland*. Berlin : Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), 2007
- [9] BMU: *Langfristszenarien und Strategien für den Ausbau der erneuerbaren Energien in Deutschland bei Berücksichtigung der Entwicklung in Europa und global*. Berlin : Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) / Fraunhofer Institut für Windenergie und Energiesystemtechnik (IWES) / Ingenieurbüro für neue Energien (IFNE), 2012 (BMU - FKZ 03MAP146)
- [10] BMWi: *Energie in Deutschland - Trends und Hintergründe zur Energieversorgung*. Berlin : Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BWi), 2013
- [11] BP: *BP Statistical Review of World Energy*. London : British Petroleum (BP), 2013
- [12] BREBER, G. ; PALEN, J. W. ; TABOREK, J. : Prediction of horizontal tubeside condensation of pure components using flow regime criteria. In: *Journal of Heat transfer* 102 (1980), S. 471 – 476
- [13] BRÜHL, C. ; LELIEVELD, J. ; CRUTZEN, P. J. ; TOST, H. : The role of carbonyl sulphide as a source of stratospheric sulphate aerosol and its impact on climate. In: *Atmospheric Chemistry and Physics* 12 (2012), Nr. 3, S. 1239–1253
- [14] BRUNO, J. C. ; LÓPEZ-VILLADA, J. ; LETELIER, E. ; ROMERA, S. ; CORONAS, A. : Modelling and optimisation of solar organic rankine cycle engines for reverse osmosis desalination. In: *Applied Thermal Engineering* 28 (2008), Nr. 17-18, S. 2212 – 2226. – ISSN 1359–4311

- [15] BUNDELA, P. ; CHAWLA, V. : Sustainable Development through Waste Heat Recovery. In: *American Journal of Environmental Sciences* 6 (1) (2010), S. 83–89
- [16] CAVALLINI, A. ; CENSI, G. ; COL, D. D. ; DORETTI, L. ; LONGO, G. ; ROSSETTO, L. : Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of new {HFC} refrigerants (R134a, R125, R32, R410A, R236ea) in a horizontal smooth tube. In: *International Journal of Refrigeration* 24 (2001), Nr. 1, S. 73 – 87
- [17] CAVALLINI, A. ; CENSI, G. ; COL, D. D. ; DORETTI, L. ; LONGO, G. ; ROSSETTO, L. ; ZILIO, C. : Condensation inside and outside smooth and enhanced tubes - A review of recent research. In: *International Journal of Refrigeration* 26 (2003), Nr. 4, S. 373 – 392. – ISSN 0140–7007
- [18] CHEN, H. ; GOSWAMI, D. Y. ; STEFANAKOS, E. K.: A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010), S. 3059–3067
- [19] CHEN, J. C.: Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. In: *I&EC Process Design and Development* 5(3) (1966), S. 322–329
- [20] DASSAULT-SYSTÈMES: *Dymola Dynamic Modeling Laboratory User Manual - Volume 1*. Ideon Science Park SE-223 70 Lund Sweden: Dassault Systèmes, 2012
- [21] DIPIPPO, R. : Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants. In: *Geothermics* 36 (2007), Nr. 3, S. 276 – 285
- [22] DIPIPPO, R. : *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact*. Second Edition. Oxford, UK : Butterworth-Heinemann, 2008
- [23] DRESCHER, U. : *Optimierungspotenzial des Organic Rankine Cycle für biomassebefeuerte und geothermische Wärmequellen*, Universität Bayreuth, Dissertation, 2007
- [24] DRESCHER, U. ; BRÜGGEMANN, D. : Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. In: *Applied Thermal Engineering* 27 (2007), Nr. 1, S. 223 – 228
- [25] DWIVEDI, A. K. ; DAS, S. K.: Dynamics of plate heat exchangers subject to flow variations. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007), S. 2733 – 2743. – ISSN 0017–9310
- [26] DYMOLA: *Version 2013 FD01*. Dassault Systèmes, 1992 - 2012
- [27] EIA: *International Energy Outlook 2013*. Washington : U.S. Energy Information Administration, 2013
- [28] ENGELN-MÜLLGES, G. ; NIEDERDRENK, K. ; WODCKA, R. : *Numerik-Algorithmen: Verfahren, Beispiele, Anwendungen*. 9. Auflage. Berlin : Springer Verlag, 2005
- [29] FELGNER, F. ; LIU, L. ; FREY, G. : Vergleich numerischer Löser zur Simulation steifer und hybrider Systeme. In: *Proceedings of the Kongress Automation 2011* Bd. VDI-Berichte 2143. Baden-Baden, 2011, S. pp. 303–306

- [30] FORSTER, P. ; RAMASWAMY, V. ; ARTAXO, P. ; BERNTSEN, T. ; BETTS, R. ; FAHEY, D. ; HAYWOOD, J. ; LEAN, J. ; LOWE, D. ; MYHRE, G. ; NGANGA, J. ; PRINN, R. ; RAGA, G. ; SCHULZ, M. ; DORLAND, R. V.: Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. In: *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, 2007
- [31] FRIEDEL, L. : Druckabfall bei der Strömung von Gas/Dampf-Flüssigkeitsgemischen in Rohren. In: *Chemie Ingenieur Technik* 50 (1978), S. 167–180
- [32] FRIEDEL, L. : Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical pipe flow. In: *3R Int.* 18 (1979), S. 7
- [33] FRITZSON, P. : *Principles of object-oriented modeling and simulation with Modelica 2.1*. 1. Auflage. IEEE Press, John Wiley & Sons, Inc., 2004
- [34] FRUMHOLTZ, J. : *Transiente Analyse eines überkritischen CO₂ Rekuperators*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie - Institut für Kern- und Energietechnik, Diplomarbeit, 2010
- [35] GESTIS-STOFFDATENBANK: *Gefahrstoffinformationssystem der Deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung*. <http://www.dguv.de/ifa/Gefahrstoffdatenbanken/GESTIS-Stoffdatenbank/index.jsp>
- [36] GHASEMI, H. ; PACI, M. ; TIZZANINI, A. ; MITSOS, A. : Modeling and optimization of a binary geothermal power plant. In: *Energy* 50 (2013), S. 412 – 428
- [37] HAAF, S. ; STEIMLE, F. (Hrsg.) ; STEPHAN, K. (Hrsg.): *Handbuch der Klimatechnik - Sechster Band / Teil B: Wärmeaustauscher: Wärmeübertragung in Luftkühlern*. Berlin : Springer-Verlag, 1988. – 435–491 S.
- [38] HAUSCHKE, A. ; SCHLITZBERGER, C. ; LEITHNER, R. : ENBIPRO - ENergie-BIlanz-PROogramm Modellierung, stationäre und dynamische Simulation sowie Optimierung, Validierung und Auslegung. In: *42. Kraftwerkstechnisches Kolloquium*. Dresden, 2010
- [39] HEBERLE, F. ; BRÜGGEMANN, D. : Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. In: *Applied Thermal Engineering* 30 (2010), Nr. 11-12, S. 1326 – 1332
- [40] HEBERLE, F. ; OBERMEIER, A. ; BRÜGGEMANN, D. : *Mögliche Emissionen bei der Strom-und Wärmeerzeugung aus Geothermie durch den Einsatz von F-Gasen im Energiewandlungsprozess mittels ORC*. Bayreuth, Dessau-Roßlau : Umweltbundesamt, 2012 (Climate Change 16/2012)
- [41] HINSENKAMP, G. : *Berechnung und Optimierung adiabater Schrauben-Expansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 1993
- [42] HUENGES, E. (Hrsg.): *Geothermal Energy Systems*. Weinheim : Wiley-VCH Verlag GmbH&Co. KGaA, 2010

- [43] HUNG, T. ; WANG, S. ; KUO, C. ; PEI, B. ; TSAI, K. : A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. In: *Energy* 35 (2010), Nr. 3, S. 1403 – 1411
- [44] IEA: *Technology Roadmap Geothermal Heat and Power*. Paris, Frankreich : International Energy Agency, 2011
- [45] IPSEPRO: *Version 4.0*. SimTech Simulation Technology, 2003
- [46] KALTSCHMITT, M. : *Erneuerbare Energien: Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*. 4. Auflage. Berlin : Springer, 2006
- [47] KANOGLU, M. : Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant. In: *Geothermics* 31 (2002), Nr. 6, S. 709 – 724
- [48] KHALIFA, H. ; RHODES, B. : Analysis of Power Cycles for Geothermal Wellhead Conversion Systems. In: *EPRI Electric Power Research Institute AP-4070* (1985)
- [49] KÖHLER, S. : *Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse - Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke*. TU Berlin, Technische Universität Berlin, Diss., 2005. – Dissertation
- [50] KIM, D. ; FERREIRA, C. I.: Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), Nr. 1, S. 3 – 15. – ISSN 0140–7007
- [51] KONAKOV, P. K.: Eine neue Formel für den Reibungskoeffizienten glatter Rohre. In: *Bericht der Akademie der Wissenschaften der UDSSR* Vol. 51, Nr. 7 (1954), S. 503–506
- [52] KRANZ, S. ; SAADAT, A. ; FRICK, S. ; FRANCKE, H. ; THORADE, M. : Forschungskraftwerk Groß Schönebeck: Anlagenkonzept und Forschungsziele. In: *Der Geothermiekongress*. Karlsruhe, 2010
- [53] LANGEHEINECKE, K. ; JANY, P. ; THIELEKE, G. ; LANGEHEINECKE, K. (Hrsg.): *Thermodynamik für Ingenieure*. 6. Auflage. Wiesbaden : Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2006
- [54] LARJOLA, J. : Electricity from industrial waste heat using high-speed organic Rankine cycle (ORC). In: *International Journal of Production Economics* 41 (1995), Nr. 1-3, S. 227 – 235
- [55] LAURIEN, E. ; OERTEL, H. : *Numerische Strömungsmechanik*. 4. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2011
- [56] LUCAS, K. : *Thermodynamik - Die Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlungen*. 6. Auflage. Berlin : Springer, 2007
- [57] MAIZZA, V. ; MAIZZA, A. : Working Fluids In Non-Steady Flows For Waste Energy Recovery Systems. In: *Applied Thermal Engineering* Vol. 16 (1996), S. 579–590
- [58] MATEK, B. : *2013 Geothermal Power: International Market Overview*. Geothermal Energy Association, 2013
- [59] MATLAB: *Version 7.13.0 (R2011b)*. The MathWorks Inc., 2011
- [60] MODELICA: www.modelica.org. www.modelica.org. Version: 2013. – Seitenzugriff am 21.08.2013

-
- [61] MODELICA-ASSOCIATION: <https://www.modelica.org/association>. 2013. – Seitenzugriff am 21.08.2013
- [62] MOYA, P. ; DIPIPO, R. : Unit 5 bottoming binary plant at Miravalles geothermal field, Costa Rica: Planning, design, performance and impact. In: *Geothermics* 36 (2007), Nr. 1, S. 63 – 96
- [63] MUNDOMANZWEATHERDATA: http://www.mundomanz.com/meteo_p/byind?l=1. 2013. – Seitenzugriff am 20.3.2013
- [64] NEUMAIER, K. : *Vergleichende Berechnung von Wärmeübertragern für einen Geothermie-Kraftwerksprozess*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) - Institut für Kern- und Energietechnik, Diplomarbeit, 2011
- [65] NIST: *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*. Bd. 9. Gaithersburg, Colorado, USA : National Institute of Standards and Technology, 2010
- [66] NUSSELT, W. : Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. In: *VDI-Zeitschrift* 60 (1916), S. S.541–546 und S.569–575
- [67] OERTEL JR., H. ; BÖHLE, M. : *Strömungsmechanik*. 3. Aufl. Wiesbaden : Friedrich Vieweg & Sohn Verlag, 2004
- [68] OTTER, M. ; ELMQUIST, H. : *Modelica - Language, Libraries, Tools, Workshop and EU-Project RealSim*. 2001
- [69] PEHNT, M. ; BÖDECKER, J. ; ARENS, M. ; JOCHEM, E. ; IDRISOVA, F. : Die Nutzung industrieller Abwärme - technisch-wirtschaftliche Potenziale und energiepolitische Umsetzung / Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg (Ifeu), Fraunhofer Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung, IREES GmbH. 2010. – Forschungsbericht
- [70] PFLEIDERER, C. ; PETERMANN, H. : *Strömungsmaschinen*. 6. Auflage. Berlin : Springer, 1991. – 133 S.
- [71] PLATZER, W. ; HAGMAN, J. ; NEUHÄUSER, A. : *Marktübersicht Wärmekraftmaschinen*. Medifres Workshop: Solarthermische Kraftwerke im kleinen und mittleren Leistungsbereich, Fraunhofer ISE, 2008
- [72] QUOILIN, S. ; OROSZ, M. ; HEMOND, H. ; LEMORT, V. : Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. In: *Solar Energy* 85 (2011), Nr. 5, S. 955 – 966. – ISSN 0038–092X
- [73] RICHTER, C. : *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. Braunschweig, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, PhD Thesis, 2008
- [74] SALEH, B. ; KOGLBAUER, G. ; WENDLAND, M. ; FISCHER, J. : Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. In: *Energy* 32 (2007), Nr. 7, S. 1210 – 1221

- [75] SAURET, E. ; ROWLANDS, A. S.: Candidate radial-inflow turbines and high-density working fluids for geothermal power systems. In: *Energy* 36 (2011), Nr. 7, S. 4460 – 4467
- [76] SCHUSTER, A. ; KARELLAS, S. ; AUMANN, R. : Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. In: *Energy* 35 (2010), Nr. 2, S. 1033 – 1039. – ECOS 2008, 21st International Conference, on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems
- [77] SHAH, M. : A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes. In: *ASHRAE Transactions* 82(1) (1976), S. 66–86
- [78] SHAH, M. : A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (1979), S. 547–556
- [79] SIMULATIONX: *Version 3.4*. ITI GmbH, 2011
- [80] SLAMA, J. : *Auslegung eines luftgekühlten Kondensators für einen Geothermie-Kraftwerksprozess*, Karlsruher Institut für Technologie - Institut für Kern- und Energietechnik, Studienarbeit, 2012
- [81] SPROUSEIII, C. ; DEPCIK, C. : Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. In: *Applied Thermal Engineering* 51 (2013), Nr. 1-2, S. 711 – 722. – ISSN 1359–4311
- [82] STODOLA, A. : *Dampf- und Gasturbinen*. Bd. 6. Berlin Heidelberg : Springer, 1926
- [83] STRAUSS, K. : *Kraftwerkstechnik*. 5. Auflage. Berlin : Springer, 2006
- [84] TCHANCHE, B. F. ; LAMBRINOS, G. ; FRANGOUDAKIS, A. ; PAPADAKIS, G. : Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011), Nr. 8, S. 3963 – 3979. – ISSN 1364–0321
- [85] THERMOLIB: *Version 5.0*. EUtech Scientific Engineering, 2010
- [86] THONON, B. : A review of hydrocarbon two-phase heat transfer in compact heat exchangers and enhanced geometries. In: *International Journal of Refrigeration* 31 (2008), S. 633–642
- [87] TIL: *Version 3.0.1*. TLK-Thermo GmbH, 2012
- [88] VDI (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 9. Auflage. Berlin : Springer Verlag, 2002
- [89] VETTER, C. : *Scientific Report*. Bd. 7585: *Parameterstudie zur Simulation von Niedertemperatur-Kreisprozessen*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2011
- [90] VETTER, C. : Geothermal Simulation- GESI, Programmbeschreibung und Validierung / Institut für Kern- und Energietechnik, Karlsruher Institut für Technologie. 2014 (1/14). – Interner Bericht
- [91] VETTER, C. ; WIEMER, H.-J. ; KUHN, D. : Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycles for power generation from low-temperature/low-enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency. In: *Applied Thermal Engineering* 51 (2013), Nr. 1-2, S. 871 – 879. – ISSN 1359–4311

-
- [92] VÉLEZ, F. ; SEGOVIA, J. J. ; MARTÍN, M. C. ; ANTOLÍN, G. ; CHEJNE, F. ; QUIJANO, A. : A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012), Nr. 6, S. 4175 – 4189
- [93] WEBWERDIS: https://werdis.dwd.de/werdis/start_js_JSP.do. 2013. – Weather Request and Distribution System des deutschen Wetterdienstes (DWD), Seitenzugriff am 20.3.2013
- [94] WEC: *World Energy Scenarios - Composing energy futures to 2050*. London, UK : World Energy Council, 2013
- [95] WEN, M.-Y. ; HO, C.-Y. ; HSIEH, J.-M. : Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-290 (propane), R-600 (butane), and a mixture of R-290/R-600 in the serpentine small-tube bank. In: *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), Nr. 16, S. 2045 – 2053

A. Anhang

A.1. Korrelationen zur Wärmeübertragung bei Zweiphasenströmung in Rohrleitungen

A.1.1. Verdampfen

Die in Kapitel 2.3.2 erwähnten Korrelationen für den Wärmeübergang bei Verdampfen nach Shah [77] und Chen [19] sind hier im Detail aufgeführt.

Für Froude-Zahlen größer 0,04 wird die Korrelation nach Chen verwendet:

$$\alpha = S \cdot \alpha_B + F \cdot \alpha_K \quad (\text{A.1})$$

$$\alpha_B = 7000 \cdot F_{pred} \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \right)^n \quad (\text{A.2})$$

$$\alpha_K = \frac{\lambda_l}{d} \cdot 0,023 Re^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (\text{A.3})$$

Hierbei gilt:

$$S = (1 + 2,53 \cdot 10^{-6} F^{1,25} Re)^{-1} \quad (\text{A.4})$$

$$F = \begin{cases} 1 & \text{für } \frac{1}{X_{tt}} < 0,1 \\ 2,35 \left(\frac{1}{X_{tt}} + 0,213 \right)^{0,736} & \text{für } \frac{1}{X_{tt}} > 0,1 \end{cases} \quad (\text{A.5})$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\eta_l}{\eta_v} \right)^{0,1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (\text{A.6})$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot (1-x) \cdot d}{\eta_l \cdot A} \quad (\text{A.7})$$

$$F_{pred} = 2,1 \cdot p_{red}^{0,27} + \left(4,4 + \frac{1,8}{1-p_{red}} \right) \cdot p_{red} \quad (\text{A.8})$$

$$p_{red} = \frac{P}{p_{krit}} \quad (\text{A.9})$$

$$\dot{q}_0 = 2000 \quad (\text{A.10})$$

$$n = 0,9 - 0,3 \cdot p_{red}^{0,3} \quad (\text{A.11})$$

Für Froude-Zahlen kleiner 0,04 wird die Korrelation nach Shah verwendet, die auf die Definition des konvektiven Anteils α_K der Chen-Korrelation zurückgreift. Dieser Anteil wird im folgenden mit $\alpha_{K,Chen}$ bezeichnet:

$$\alpha = \max(\alpha_B, \alpha_K) \quad (\text{A.12})$$

$$\alpha_K = \frac{1,8}{N^{0,8}} \alpha_{K,Chen} \quad (\text{A.13})$$

$$\alpha_B = \begin{cases} \alpha_{K,Chen} \cdot Fs \sqrt{Bo} \cdot e^{(2,74 \cdot N^{eN})} & \text{für } N < 1 \\ \alpha_{K,Chen} \cdot (1 + 46\sqrt{Bo}) & \text{für } N > 1 \text{ und } Bo < 0,0003 \\ \alpha_{K,Chen} \cdot 230\sqrt{Bo} & \text{für } N > 1 \text{ und } Bo > 0,0003 \end{cases} \quad (\text{A.14})$$

Hierbei gilt:

$$Fs = \begin{cases} 14,7 & \text{für } Bo > 0,0011 \\ 15,43 & \text{für } Bo < 0,0011 \end{cases} \quad (\text{A.15})$$

$$eN = \begin{cases} -0,1 & \text{für } N > 0,1 \\ -0,15 & \text{für } N < 0,1 \end{cases} \quad (\text{A.16})$$

$$Bo = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}\Delta h_v} \quad (\text{A.17})$$

$$N = 0,38 \cdot Fr^{-0,3} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \quad (\text{A.18})$$

A.1.2. Kondensation

Der Wärmeübergang bei Kondensation in Rohrleitungen wird mit der Korrelation von Shah [78] für turbulente Filmkondensation abgebildet:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_l^{0,4} \left((1-x)^{0,8} + \frac{3,8(1-x)^{0,04} x^{0,76}}{Pr_d} \right) \quad (\text{A.19})$$

A.2. Modelica-Code

Zusätzlich zu den verwendeten Modellen der TIL-Bibliothek wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei Modelle entwickelt, deren Quellcode hier aufgelistet ist.

A.2.1. Modell Cooling Water Calculation (CWC)

Dieses Modell berechnet die Kühlgrenztemperatur der Kühlluft und ermittelt die maximal zuführbare und die erforderliche Wassermenge, die zum Erreichen der Soll-Temperatur benötigt wird. Es greift hierbei auf Untermodelle der Bibliothek TIL-Media zur Berechnung der Stoffdaten zurück.

```

1  model CWC
2
3  /***** SIM *****/
4
5  inner parameter TILMedia.GasTypes.VDIWA_MoistAir_nc3 gasType "Gas type"
6    annotation (Dialog(tab="SIM", group="SIM"), choices(choice=sim.gasType1
7      "Gas 1 as defined in SIM", choice=sim.gasType2
8      "Gas 2 as defined in SIM"));
9
10 /***** Inputs *****/
11 Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput T_soll "Input in K" annotation (
12   Placement(transformation(extent={{-120,-88},{-80,-48}}),
13     iconTransformation(extent={{-120,-88},{-80,-48}}));
14
15 /***** Connectors *****/
16 TIL.Connectors.GasPort portA(m_flow(final start=m_flowStart), final gasType=
17   gasType) "Fluid inlet Port" annotation (Placement(transformation(extent=
18   {{-110,-10},{-90,10}}), iconTransformation(extent={{-110,-10},{-90,
19     10}}));
20 TIL.Connectors.GasPort portB(m_flow(final start=-m_flowStart), final gasType=
21   gasType) "Fluid outlet Port" annotation (Placement(transformation(
22   extent={{90,-10},{110,10}}), iconTransformation(extent={{90,-10},{110,
23     10}}));
24
25 /***** Gas object *****/
26 protected
27   TILMedia.Gas_ph air_in(
28     p=portA.p,
29     h=noEvent(actualStream(portA.h_outflow)),
30     xi=noEvent(actualStream(portA.xi_outflow)),
31     final gasType=gasType,
32     computeTransportProperties=false)
33     annotation (Placement(transformation(extent={{-90,6},{-70,26}}));
34
35   TILMedia.Gas_ph air_out_satt(
36     p=portB.p,
37     h=h_out_satt,
38     xi=xi_out_satt,

```

```

39     final gasType=gasType,
40     computeTransportProperties=false)
41     annotation (Placement(transformation(extent={{66,6},{86,26}})));
42
43     TILMedia.Gas_pT air_out_Tset(
44     p=portB.p,
45     T=T_soll,
46     xi=xi_out,
47     final gasType=gasType,
48     computeTransportProperties=false)
49     annotation (Placement(transformation(extent={{66,32},{86,52}})));
50
51     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h_out;
52     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h_out_satt;
53     Real xi_out[gasType.nc - 1];
54     Real xi_out_satt[gasType.nc - 1];
55     Modelica.SIunits.MassFlowRate mdotWater;
56     Modelica.SIunits.MassFlowRate mdotWater_satt;
57     Modelica.SIunits.MassFlowRate mFlow_Water;
58     Modelica.SIunits.MassFlowRate mFlow_A;
59     Modelica.SIunits.MassFlowRate mFlow_A_satt;
60     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy hWater;
61     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy hWater_satt;
62     Real phi=99;
63     Modelica.SIunits.Temperature T_out;
64     Modelica.SIunits.Density d_out;
65     Real phi_out;
66     parameter Modelica.SIunits.MassFlowRate m_flowStart=0.5
67     "Start value for mass flow rate";
68
69     /*****Summary*****/
70 public
71     inner parameter Boolean includeDefaultSummary=true
72     "include default entries in summary"
73     annotation (Dialog(tab="Advanced", group="Summary"));
74 protected
75     parameter Boolean includePortLiquid=includeDefaultSummary;
76
77 protected
78     record Summary
79     extends TIL.Internals.ClassTypes.Record;
80
81     Modelica.SIunits.Pressure p_A if include;
82     Modelica.SIunits.Pressure p_B if include;
83     Modelica.SIunits.Temperature T_A if include;
84     Modelica.SIunits.Temperature T_B if include;
85     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h_A if include;
86     Modelica.SIunits.SpecificEnthalpy h_B if include;
87     Modelica.SIunits.Density d_A if include;
88     Modelica.SIunits.Density d_B if include;
89     Modelica.SIunits.MassFlowRate m_flow_A if include;
90     Modelica.SIunits.MassFlowRate m_flow_B if include;

```

```

91     Real xi_A if include;
92     Real xi_B if include;
93     Real phi_A if include;
94     Real phi_B if include;
95     Real xi_A_kg if include;
96     Modelica.SIunits.MassFlowRate mWater_add if include;
97     Modelica.SIunits.Temperature T_A_kg if include;
98 protected
99     outer parameter Boolean includeDefaultSummary;
100     parameter Boolean include=includeDefaultSummary;
101
102     end Summary;
103
104     replaceable record SummaryClass = Summary;
105
106 public
107     SummaryClass summary(
108         p_A=portA.p,
109         p_B=portB.p,
110         T_A=air_in.T,
111         T_B=T_out,
112         h_A=air_in.h,
113         h_B=portB.h_outflow,
114         d_A=air_in.d,
115         d_B=d_out,
116         m_flow_A=portA.m_flow,
117         m_flow_B=portB.m_flow,
118         xi_A=air_in.xi[1],
119         xi_B=portB.xi_outflow[1],
120         phi_A=air_in.phi,
121         phi_B=phi_out,
122         xi_A_kg=air_out_satt.xi[1],
123         mWater_add=mFlow_Water,
124         T_A_kg=air_out_satt.T) annotation (Placement(transformation(extent={{24,36},
125             {44,56}}), rotation=0));
126
127 equation
128     portA.p = portB.p;
129     air_out_satt.phi = phi;
130     air_out_Tset.h = h_out;
131
132     hWater = air_out_Tset.h_i[1] - air_out_Tset.Δ_hv;
133     hWater_satt = air_out_satt.h_i[1] - air_out_satt.Δ_hv;
134
135     portA.h_outflow = 0;
136     portA.xi_outflow = zeros(gasType.nc - 1);
137
138     //----- Balance equations MoistAir -----
139
140     0.0 = mFlow_A + portB.m_flow + mdotWater "mass balance moist air";
141     zeros(gasType.nc - 1) = inStream(portA.xi_outflow)*mFlow_A + ...
        xi_out*portB.m_flow

```

```

142     + cat(
143     1,
144     {min(mdotWater, mdotWater_satt)},
145     zeros(gasType.nc - 2)) "condensing component mass balance moist air";
146     0 = inStream(portA.h_outflow)*mFlow_A + h_out*portB.m_flow + hWater*mdotWater
147     "energy balance moist air";
148
149     //----- Balance equations saturated MoistAir -----
150
151     0.0 = mFlow_A_satt + portB.m_flow + mdotWater_satt "mass balance moist air";
152     zeros(gasType.nc - 1) = inStream(portA.xi_outflow)*mFlow_A_satt + xi_out_satt
153     *portB.m_flow + cat(1,{mdotWater_satt},
154     zeros(gasType.nc - 2)) "condensing component mass balance moist air";
155     0 = inStream(portA.h_outflow)*mFlow_A_satt + h_out_satt*portB.m_flow +
156     hWater_satt*mdotWater_satt "energy balance moist air";
157     if (air_out_Tset.T > air_in.T) then
158
159         portA.m_flow = -portB.m_flow;
160         portB.h_outflow = inStream(portA.h_outflow);
161         portB.xi_outflow = inStream(portA.xi_outflow);
162         mFlow_Water = 0;
163         T_out = air_in.T;
164         d_out = air_in.d;
165         phi_out = air_in.phi;
166
167     elseif (air_out_Tset.T > air_out_satt.T) then
168         mFlow_A = portA.m_flow;
169         portB.h_outflow = air_out_Tset.h;
170         portB.xi_outflow = air_out_Tset.xi;
171         mFlow_Water = mdotWater;
172         T_out = air_out_Tset.T;
173         d_out = air_out_Tset.d;
174         phi_out = air_out_Tset.phi;
175
176     else
177         portA.m_flow = mFlow_A_satt;
178         portB.h_outflow = air_out_satt.h;
179         portB.xi_outflow = air_out_satt.xi;
180         mFlow_Water = mdotWater_satt;
181         T_out = air_out_satt.T;
182         d_out = air_out_satt.d;
183         phi_out = air_out_satt.phi;
184     end if annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false, extent={{
185         -100,-100},{100,100}}), graphics));
186
187     annotation (Icon(coordinateSystem(preserveAspectRatio=false, extent={{-100,
188         -100},{100,100}}), graphics={Bitmap(
189         extent={{-100,80},{100,-78}},
190         )));
191 end CWC;

```

A.2.2. Modell CondensationVDI

Dieses Modell beinhaltet die Implementierung der in Kap. 2.3.4 aufgeführten Korrelationen für die Kondensation in waagrechten Rohren, die dadurch im Kreuzstromwärmeübertragermodell der Bibliothek TIL zur Auswahl steht.

```

1 within MoniKa.AddCorrelations.HeatTransfer.General;
2 model CondensationVDI "Condensation inside horinzontal pipes"
3   extends TIL.GeneralTransportPhenomena.HeatTransfer.Fluids.PartialHeatTransfer;
4
5   /***** Additional Inputs ...
6       *****/
7   parameter Modelica.SIunits.Diameter hydraulicDiameter "Hydraulic diameter";
8   parameter Modelica.SIunits.Area hydraulicCrossSectionalArea
9     "Hydraulic cross sectional area";
10  input Modelica.SIunits.Area hydraulicHeatTransferArea "Heat transfer area";
11  input Modelica.SIunits.HeatFlowRate QdotHydraulic "Hydraulic heat flow rate";
12
13 /*****/
14
15  Modelica.SIunits.NusseltNumber Nu "Nusselt number";
16  Modelica.SIunits.NusseltNumber Nu_lam "Nusselt number";
17  Modelica.SIunits.NusseltNumber Nu_turb "Nusselt number";
18 //  Modelica.SIunits.ReynoldsNumber Re "Reynolds number";
19  Modelica.SIunits.ReynoldsNumber Re_steam "Reynolds number";
20  Modelica.SIunits.ReynoldsNumber Re_liq "Reynolds number";
21  Modelica.SIunits.Length L_char "Characteristic Lenght";
22  Modelica.SIunits.Thickness Δ "Thickness of liquid film";
23  Modelica.SIunits.ShearStress tau "Schubspannung";
24  Modelica.SIunits.Velocity steamVelocity "Steam velocity u";
25  Modelica.SIunits.CoefficientOfHeatTransfer alpha;
26  Real xdot(max = 0.999) "Streaming steam mass fraction";
27  Real epsilon "Volumetric steam quality";
28  // Real pReduced "Reduced pressure";
29  Real K_lam "Korrekturfaktor laminare Nusseltzahl";
30  Real K_turb "Korrekturfaktor turbulente Nusseltzahl";
31  Real K_w "Schubspannungskorrekturfaktor";
32  Real F "Strömungsparameter";
33  Real xi_r "Rohrreibungsbeiwert rau";
34  Real xi_g "Rohrreibungsbeiwert glatt";
35
36 equation
37   xdot = noEvent(max(min(properties.q, 1-1e-12), 1e-12));
38
39   Re_steam = noEvent(abs(mdotHydraulic))* xdot* 4/ ...
40     (Modelica.Constants.pi*hydraulicDiameter*properties.VLETransp.eta_v);
41   Re_liq = noEvent(abs(mdotHydraulic))* (1-xdot)/ ...
42     (Modelica.Constants.pi*hydraulicDiameter*properties.VLETransp.eta_l);

```

```
42 F=noEvent(max((2*Re_liq)^0.5, 0.132*Re_liq^0.9)/ (Re_steam^0.9))* ...
    properties.VLETransp.eta_l/ properties.VLETransp.eta_v* ...
    sqrt(properties.VLE.d_v/properties.VLE.d_l);
43
44 epsilon=1-1/(1+1/(8.48*F));
45 Δ=(1-epsilon)/4*hydraulicDiameter;
46 L_char=(properties.VLETransp.eta_l^2/ ...
    (properties.VLE.d_l^2*Modelica.Constants.g_n))^(1/3);
47
48 Nu_lam=0.693*((1-properties.VLE.d_v/ properties.VLE.d_l)/Re_liq)^(1/3);
49 Nu_turb=(0.0283*Re_liq^(7/24)* properties.VLETransp.Pr_l^(1/3))/ ...
    (1+9.66*Re_liq^(-3/8)*properties.VLETransp.Pr_l^(-1/6));
50
51 xi_g=0.184*Re_steam^(-0.2);
52 xi_r=xi_g*(1+850*F);
53 steamVelocity=4*mdotHydraulic*xdot/ ...
    (properties.VLE.d_v*Modelica.Constants.pi*(hydraulicDiameter-2*Δ)^2);
54 tau=xi_r/8*properties.VLE.d_v*steamVelocity^2;
55
56 K_w=(tau/(properties.VLE.d_l*Modelica.Constants.g_n*Δ))^(1/3);
57 K_lam=1+(properties.VLETransp.Pr_l^0.56-1)*tanh(K_w^3);
58 K_turb=1+(properties.VLETransp.Pr_l^0.08-1)*tanh(K_w^3);
59 Nu=sqrt((K_lam*Nu_lam)^2+(K_turb*Nu_turb)^2);
60 alpha = K_w*Nu*properties.VLETransp.lambda_l/L_char;
61
62 end CondensationVDI;
```

A.3. Dynamisches Simulationsmodell

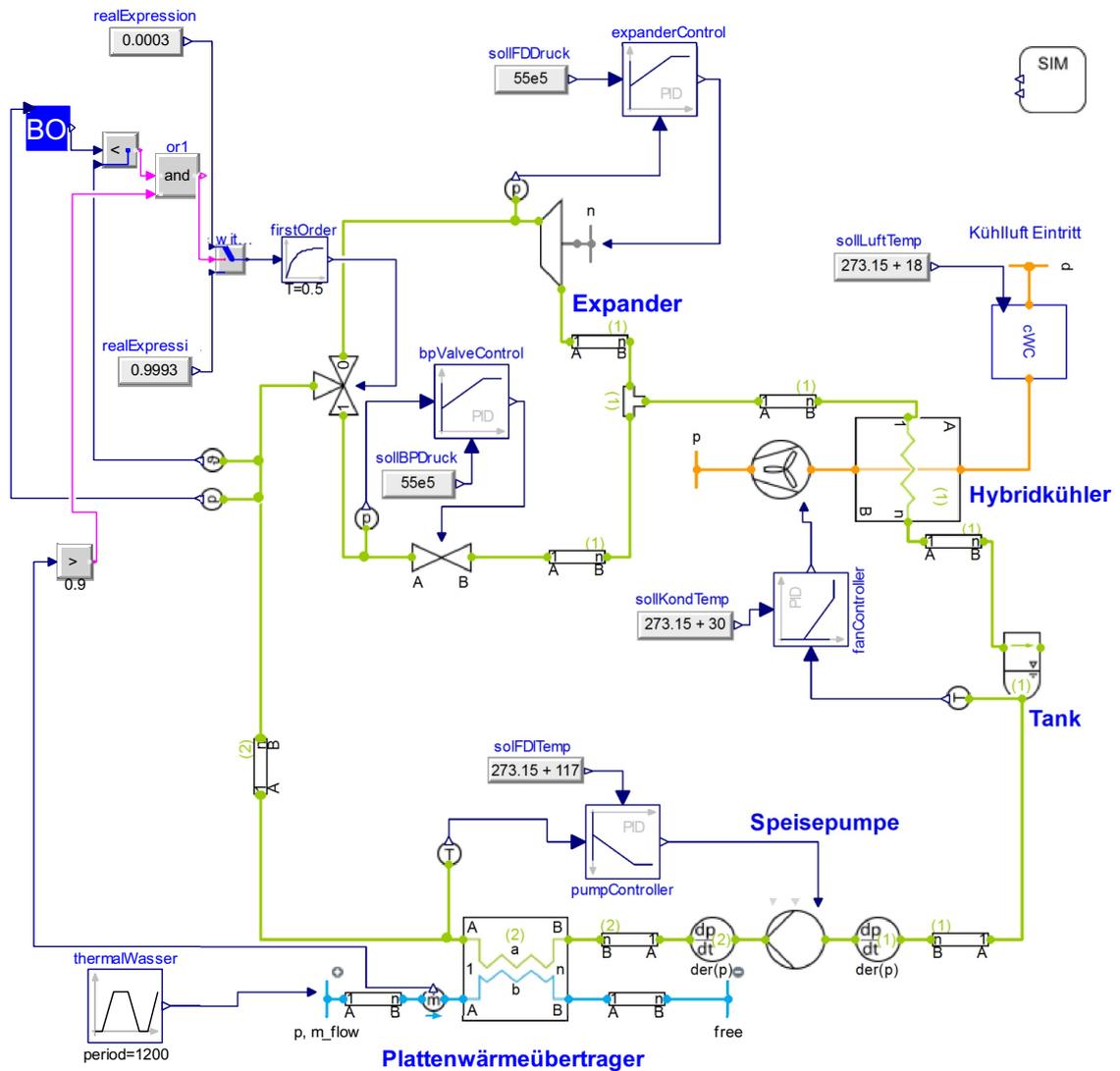


Abb. A.1.: Dynamisches Simulationsmodell in Dymola mit Komponenten der Bibliothek TIL, Festdruckregelung mit Expander mit variabler Drehzahl



Niedertemperaturwärme im Bereich von 100 °C - 200 °C kann mittels Organic Rankine Cycles (ORC) zur Stromproduktion genutzt werden. Zur Untersuchung von Optimierungsmöglichkeiten bei ORC-Prozessen wird am KIT die Testanlage MoNiKa (Modularer Niedertemperaturkreis Karlsruhe) aufgebaut. Sie wird als möglichst kompaktes Kleinkraftwerk mit einer thermischen Leistung von 1000 kW ausgelegt. Ein modularer Aufbau ist dabei eine wichtige Voraussetzung für den Einsatz unterschiedlicher Komponenten und deren Untersuchung. Die Wärmequelle wird am Standort des KIT durch einen konventionell beheizten Wasserkreis realisiert, der eine Geothermalquelle, ein mögliches Einsatzgebiet des ORC, darstellt. Diese Arbeit beinhaltet eine thermodynamische Auslegung des Prozesses und darauf aufbauend die Implementierung eines dynamischen Simulationsmodells, das eine detaillierte Analyse des Teillastverhaltens ermöglicht. Für die thermodynamische Auslegung wurden Simulationen mit verschiedenen Kältemitteln als Prozessmedium vorgenommen. Darauf aufbauend wurde ein dynamisches Simulationsmodell in Dymola mit der Bibliothek TIL implementiert und validiert. Mit diesem Modell erfolgte eine Analyse des eingesetzten Hybrid-Kühlers bei variierenden Kühllufttrandbedingungen sowie ein Vergleich verschiedener Regelungsstrategien im Hinblick auf die erzielbare Nettoleistung im Teillastbetrieb.

ISSN 1869-9669
ISBN 978-3-7315-0231-9

