Geothermisch angetriebene Dampfkraftprozesse

Analyse und Prozessvergleich binärer Kraftwerke

vorgelegt von
Diplom-Ingenieurin
Silke Köhler

Von der Fakultät III - Prozesswissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktorin der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Promotionsauschuss:

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. G. Tsatsaronis
Berichter:	Prof. Dr.-Ing. F. Ziegler
Berichter:	Prof. Dr.-Ing. P. Valdimarsson

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 23.08.2005

Berlin 2005
D 83

‚Der Urquell aller technischen Errungenschaften ist die göttliche Neugier und der Spieltrieb des bastelnden und grübelnden Forschers und nicht minder die konstruktive Phantasie des technischen Erfinders.'

Albert Einstein, Rede an die 'Verehrten An- und Abwesenden!'
anlässlich der Eröffnung der 7. Große Deutsche Funkausstellung und
Phonoschau, Berlin, 22. August 1930.

Kurzfassung

Die tiefe Geothermie in Deutschland erschließt Reservoirs in 3 bis 5 km Tiefe mit Temperaturen von 100 °C bis 200°C. Für die Wandlung dieser Niedertemperaturwärme in elektrische Energie kommen voraussichtlich nur Kraftwerke mit Sekundärkreislauf in Frage. Die zwei zur Zeit verfügbaren Systeme, der Organic Rankine Cycle (ORC) und der Kalina-Prozess werden analysiert und bewertet. Die aus den Wasserdampfprozessen bekannten Methoden zur Verbesserung des Wirkungsgrades werden hinsichtlich ihrer Übertragbarkeit geprüft, alternative Möglichkeiten der Verbesserung untersucht und daraus praktikable Vorgehensweisen beim Entwurf der Prozesse entwickelt.

Im Vergleich der beiden Prozesse für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C bei Berücksichtigung von Luftkühlung und Frischwasserkühlung zeigen sich die Kalina-Anlagen im unteren Temperaturbereich, und zwar insbesondere bei Luftkühlung überlegen, während die ORC-Anlagen im oberen Temperaturbereich höhere Netzanschlussleistungen erzielen. Die Kalina-Anlagen entziehen dem Thermalwasser weniger Wärme als die ORC-Anlagen, wandeln diese Wärme aber mit einem höheren thermischen Wirkungsgrad in elektrische Energie. Im Gegensatz zu den ORC-Anlagen verschiebt sich bei den Kalina-Anlagen der Punkt der maximalen Leistung mit zunehmender Temperatur der Wärmequelle hin zu höheren Rücklauftemperaturen des Thermalwassers. Der Auskühlungswirkungsgrad der Kalina-Anlagen liegt daher ab Thermalwassertemperaturen von 150 °C deutlich unter dem Auskühlungswirkungsgrad der ORC-Anlagen. Abhilfe könnte durch eine Modifikation der Prozessführung geschaffen werden. Andererseits ermöglich aber gerade diese geringe Auskühlung eine weitere Nutzung des Thermalwassers zum Beispiel zur kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme. Die ORC-Anlagen dagegen leiden unter dem niedrigeren thermischen Wirkungsgrad, der ihnen insbesondere bei Luftkühlung hohen Eigenbedarf einbringt.

Die wirtschaftlichen Betrachtungen geben Hinweise zu den zu erwartenden Investitionskosten sowie zu den aus wirtschaftlicher Sicht erforderliche Mindesttemperaturen und Mindestförderraten des Thermalwassers. Die spezifischen Investitionskosten für ein geothermisches Kraftwerk werden stärker von der Thermalwassertemperatur und der Art der Kühlung als von der Wahl des Systems (ORC- oder Kalina-Anlage) beeinflusst. In den Kalina-Anlagen wird zwar aufgrund des höheren thermischen Wirkungsgrades weniger Wärmeleistung umgesetzt, durch die kleineren Temperaturdifferenzen und die geringeren Wärmedurchgangskoeffizienten bei Desorption und Absorption kann aber die dafür benötigte Wärmeübertragerfläche größer werden als bei den ORC-Anlagen. Letztendlich scheint es möglich, beide Systeme so zu dimensionieren, dass bei gegebener Eintrittstemperatur des Thermalwassers und gegebener Art der Kühlung identische spezifische Investitionskosten erreicht werden können. In dem Fall muss dann aber unterschiedliche Generatorleistung – bei gleicher Thermalwasserschüttung – bzw. unterschiedliche Thermalwasserschüttung – bei gleicher Generatorleistung - in Kauf genommen werden.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen der vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie BMWi geförderten Projekte ‚Nutzbarmachung klüftig-poröser Speichergesteine zur abnehmernahen geothermischen Energiebereitstellung' (BEO 0327063), ‚Erschließung klüftig-poröser Speicher im Norddeutschen Becken - Experimente zur Stimulation von Sandstein in der Geothermiebohrung Groß Schönebeck' (ZIP 0327063C), sowie der vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU geförderten Projekte ‚Erschließung potenzieller geothermischer Speicher im Norddeutschen Becken - wissenschaftliche Grundlagen und Experimente zur Stimulation von Vulkaniten in der Geothermiebohrung Groß Schönebeck' (BMU ZIP 0327508) und ‚Technologieentwicklung zur Bereitstellung von Grundlaststrom aus Erdwärme' (BMU 0329951B).

Im Rahmen der am GFZ angesiedelten Verbundprojekte entstanden neben der vorliegenden Arbeit drei weitere Dissertationen, in denen die Erschließung und Stimulation der Speichergesteine *(Legarth, 2003)*, die petrophysikalischen Eigenschaften der Speichergesteine mit besonderer Berücksichtigung der Porenraumstruktur *(Trautwein, 2005)* sowie die ökonomische und ökologische Einordnung der Geothermie, auch im Vergleich zu anderen erneuerbaren Energien, verbunden mit einer Potenzialanalyse *(Rogge, 2003),* betrachtet werden. Die vorliegende Arbeit beleuchtet die Frage, wie die zur Verfügung stehende Wärme am günstigsten in elektrische Energie gewandelt wird.

Eine ausführliche Dokumentation des Verbundprojektes mit allen Teilprojekten ist unter http://www.gfz-potsdam.de/pb5/pb52/welcome.html zu finden.

Danksagung

Bei der Anfertigung der Arbeit unterstützen mich eine Reihe von Menschen, denen ich an dieser Stelle danken möchte.

Professor Felix Ziegler danke ich für die Bereitschaft, die Betreuung der Arbeit zu übernehmen. Seine kritische Durchsicht des Entwurfs und die fachlichen Diskussionen mit ihm trugen fühlbar zur inhaltlichen Ausgestaltung der Arbeit bei. Professor Pall Valdimarsson danke ich für seine lebendigen Beispiele und die Gastfreundschaft in Island.

Die Sektion Geothermie am GeoForschungsZentrum Potsdam gab mir in den letzten Jahren fachliche Heimat und hervorragende organisatorische Rahmenbedingungen. Namentlich möchte ich Ali Saadat, Suzanne Hurter, Heinz-Gerd Holl und Ute Trautwein erwähnen, dank derer menschlicher Unterstützung und sachlicher Beratung ich auch in den aussichtslosen Momenten nicht aufgegeben habe. Ernst Huenges schuf als Leiter der Arbeitsgruppe eine thematisch erfolgreiche und gleichermaßen angenehme Arbeitsatmosphäre.

Ein besonderer Dank gebührt Michael Mack. Meine Lehrjahre in seiner Arbeitsgruppe am ISFH trugen sowohl in redaktioneller als auch in struktureller Hinsicht erheblich zur Lesbarkeit dieser Arbeit bei.

Meinen Eltern Elfriede und Hartmut Köhler danke ich für die Unterstützung, die ich in den vergangenen Jahrzehnten in allen Belangen von ihnen erfuhr. Ihr Interesse an meiner Arbeit zeigte sich nicht zuletzt in ihrer Bereitschaft, diese Arbeit gegenzulesen.

Ulli Hartmann-Köhler zeigte Geduld und Unterstützung in allen Phasen unseres Zusammenlebens. Ich danke ihm dafür, dass er seine Zeit mit mir teilt.

Inhaltsangabe

I Einleitung und Aufgabenstellung 1

II Charakterisierung der Wärmequelle und Stand der Umsetzung 5

II.1 Temperatur-Tiefenverteilung 6

II.2 Speichergesteine in Deutschland 7

II.3 Permeabilität, Massenstrom und Produktivitätsindex 10

II.4 Stimulation und Aufschlussverfahren 11
II.4.1 Hydrothermale Geothermie 11
II.4.2 Hot-Dry-Rock (HDR) Verfahren 12
II.4.3 Enhanced Geothermal Systems 12

II.5 Chemische Zusammensetzung des Thermalwassers 13
II.5.1 Hochmineralisierte Wässer des Norddeutschen Beckens 13
II.5.2 Bayrisches Molassebecken 15

II.6 Stand der Umsetzung 15
II.6.1 Installierte Leistung geothermischer Kraftwerke weltweit 15
II.6.2 Geothermische Heizwerke und Kraftwerke in Deutschland 17

III Stand der Technik und Qualitätskriterien geothermischer (Heiz)Kraftwerke 19

III.1 Kurzübersicht der Kraftwerkstypen mit Einsatzbereichen 19
III.1.1 Geothermische Kraftwerke mit direkter Nutzung des Thermalfluides 20
III.1.2 Geothermische Kraftwerke mit Sekundärkreislauf 20

III.2 Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme 22
III.2.1 Reihenschaltung von Kraftwerk und Heizwerk 24
III.2.2 Parallelschaltung von Kraftwerk und Heizwerk 25
III.2.3 Einordnung der in Neustadt-Glewe realisierten Verschaltung 26

III.3 Systemwirkungsgrad geothermischer Kraftwerke mit Sekundärkreislauf 28
III.3.1 Mit dem Thermalwasser angebotene Wärmeleistung 29
III.3.2 Auskühlungswirkungsgrad 29
III.3.3 Thermischer Wirkungsgrad 30
III.3.3.1 Thermischer Wirkungsgrad bei reversiblen Prozessen 30
III.3.3.2 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades realer Prozesse 34
III.3.4 Isentroper & mechanischer Wirkungsgrad der Turbine, Generatorwirkungsgrad 38
III.3.5 Eigenbedarfswirkungsgrad 38

III.3.6 Systemwirkungsgrad 39

III.4 Weitere Qualitätskriterien 41

IV Systemanalyse 43

IV.1 Rankine-Prozess mit organischem Arbeitsmittel – Organic-Rankine-Cycle 43

IV.1.1 Funktionsprinzip 43
IV.1.2 Stand der Umsetzung 44
IV.1.3 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der ORC-Prozesse 45
IV.1.3.1 Anheben des oberen Prozessdrucks, Absenken des unteren Prozessdrucks 45
IV.1.3.2 Überhitzung des Frischdampfes 50
IV.1.3.3 Regenerative Speisewasservorwärmung - Rekuperation 51
IV.1.3.4 Arbeitsmittel in ORC-Prozessen 53
IV.1.4 Entwurf der ORC-Prozesse 57
IV.1.4.1 Massenstrom des Arbeitsmittels - Verdampfungstemperatur 59
IV.1.4.2 Auslegung der Wärmeübertrager – Minimale Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr 62
IV.1.4.3 Wahl des Arbeitsmittels 65
IV.1.4.4 Empfehlungen für den Systementwurf 70

IV.2 Kalina-Kreislauf 71

IV.2.1 Funktionsprinzip 71
IV.2.2 Stand der Umsetzung 74
IV.2.3 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der Kalina-Prozesse 75
IV.2.3.1 Anheben des Frischdampfdruckes 76
IV.2.3.2 Absenken des Absorberdruckes 77
IV.2.3.3 Überhitzung des Frischdampfes 77
IV.2.3.4 Regenerative Speisewasservorwärmung – Rekuperation 79
IV.2.3.5 Arbeitsmittel in Kalina-Prozessen 80
IV.2.4 Entwurf der Kalina-Prozesse 82
IV.2.4.1 Massenstrom des Arbeitsmittels (Grundlösung) – Obere Prozesstemperatur 85
IV.2.4.2 Frischdampfdruck (Desorptionsdruck) 90
IV.2.4.3 Abdampfdruck (Absorptionsdruck) 92
IV.2.4.4 Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber 93
IV.2.4.5 Auslegung der internen Wärmeübertrager 94
IV.2.4.6 Wahl des Arbeitsmittels – Ammoniakkonzentration der Grundlösung 99
IV.2.4.7 Empfehlungen für den Systementwurf 102

V Vergleich der betrachteten Systeme 104

V.1 Energetische Betrachtungen 104

V.1.1 Frischdampfdruck, Rücklauftemperatur des Thermalwassers, Auskühlungswirkungsgrad 106
V.1.2 Thermischer Wirkungsgrad 109

V.1.3 Generatorleistung und Eigenbedarf 110
V.1.4 Systemwirkungsgrad 115

V.2 Wirtschaftliche Betrachtungen 118
V.2.1 Verfügbare Kostendaten 118
V.2.2 Kostengrenzen 119
V.2.3 Komponentenkosten 120
V.2.4 Sonstige direkte Kosten und indirekte Kosten 121
V.2.5 Vergleich der berechneten Kosten mit publizierten Kosten 122
V.2.6 Investitionskosten binärer geothermischer Kraftwerke in Abhängigkeit von Förderrate und Thermalwassertemperatur 122

VI Zusammenfassung und Ausblick 125

VI.1 Zusammenfassung 125

VI.2 Ausblick 128

A Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen 129

B Quellenverzeichnis 133

C Abbildungsverzeichnis 140

D Tabellenverzeichnis 149

E Lebenslauf 150

F Anlagen zu Kapitel III 151

F.1 Typische Thermalwässer in Deutschland und Österreich 151

F.2 Ableitung der Gleichung (V-11) aus Gleichung (V-10) 152

F.3 Vorgehensweise bei der Modellierung – Annahmen und Eckwerte 154

G Zahlenwerte der Rechnungen 166

I Einleitung und Aufgabenstellung

Unser gegenwärtiges Energiesystem mit seiner starken Abhängigkeit von erschöpflichen Energieträgern ist nicht nachhaltig. Von dieser Erkenntnis geleitet wurde das politische Ziel formuliert, den Anteil erneuerbarer Energien an der Stromproduktion Deutschlands bis zum Jahr 2010 auf 12,5 % zu erhöhen *(Paschen et al., 2003)*. Im Jahr 2050 sollen 50 % des Primärenergiebedarfs in Deutschland durch erneuerbare Energien gedeckt werden. Zudem werden in Deutschland in Folge des Gesetzes zur geordneten Beendigung der Kernenergienutzung zur gewerblichen Erzeugung von Elektrizität, das am 24.04.2002 in Kraft getreten ist, bis zum Jahr 2025 Kernkraftwerke mit einer Gesamtleistung von etwa 22 GW_{el} stillgelegt. Zusätzlich sind altersbedingte Stilllegungen von Kraftwerken zu erwarten, die überwiegend mit den fossilen Energieträgern Kohle, Erdgas und Öl befeuert werden. Um den Energiebedarf in Zukunft sicher und nachhaltig zu decken, muss die Energiepolitik der Bundesrepublik Deutschland auf drei Säulen bauen: Erneuerbare Energie, Effizienz, Einsparung *(Trittin, 2003).*

Unter den erneuerbaren Energien kommt der geothermischen Stromerzeugung eine besondere Bedeutung zu. Diese heimische Energiequelle ist unabhängig von Sonne und Wind und damit in der Lage, jederzeit regelbare Leistung bereitzustellen. Zudem existieren beträchtliche technische Potenziale, die die Stromerzeugung in energiewirtschaftlich relevanter Größenordnung zukünftig möglich erscheinen lassen. *Paschen et al. (2003)* schätzen das in Deutschland vorhandene Potenzial der geothermischen Stromerzeugung auf 290 TWh_{el}/a. Dies entspricht bei 8000 Betriebsstunden jährlich einer Durchschnittsleistung von über 36 GW_{el}. (Zum Vergleich: 2001 waren in Deutschland ca. 120 GW_{el} Kraftwerksleistung installiert, *VDEW, 2005).* Damit könnte die geothermische Stromerzeugung einen wesentlichen Baustein der zukünftigen Energieversorgung bilden.

Die Umweltauswirkungen der geothermischen Stromerzeugung sind aus gegenwärtiger Sicht bei der Errichtung der Anlage, im Normalbetrieb, bei möglichen Störfällen sowie bei der Nachsorge gering. Bei allen quantitativ untersuchten Umwelteffekten – Treibhauseffekt,

Versauerungspotenzial, Primärenergieverbrauch – liegt die Geothermie ähnlich günstig wie andere regenerative Optionen zur Stromerzeugung. Besonders bei den CO_2-Emissionen schneidet sie wesentlich besser ab als die Stromerzeugung aus Erdgas (Faktor 5) oder Steinkohle (Faktor 10). Geothermische Stromerzeugung könnte daher auch einen substanziellen Beitrag zum Klimaschutz leisten *(Paschen et al., 2003)*.

Geothermie bezeichnet generell die in der Erde enthaltene Wärme. Sie wird nach der Art der Nutzung in oberflächennahe Geothermie und tiefe Geothermie unterteilt. Als oberflächennahe Geothermie wird die Nutzung der Erdwärme bis in ca. 400 m Tiefe bezeichnet. Diese Abgrenzung geht ursprünglich auf eine administrative Festlegung in der Schweiz zurück, nach der Anlagen zur Nutzung der ‚tiefen' (in dem Fall tiefer als 400 m) Geothermie durch Übernahme des Bohrrisikos staatlich unterstützt wurden *(Sanner und Kaltschmitt, 1999)*. Der Wert wurde als Untergrenze der oberflächennahen Geothermie in verschiedene Richtlinien übernommen (z.B. *VDI, 1998*). Die Angabe einer exakten Grenze zur Unterscheidung von tiefer und oberflächennaher Geothermie bleibt problematisch, da die Systeme, die zur Zeit zur Nutzung der oberflächennahen Geothermie zur Verfügung stehen (z.B. geschlossene Erdwärmesonden), weiterentwickelt und in immer größeren Tiefen eingesetzt werden. Der Übergang von oberflächennaher zu tiefer Geothermie wird damit fließend.

Die Temperatur bis in ca. 400 m Tiefe reicht im Normalfall für die direkte Einbindung in ein Heizwerk nicht aus, vielmehr dient die Erde als Wärmequelle für eine Wärmepumpe. Systeme zur Nutzung der oberflächennahen Geothermie bestehen damit immer aus zwei Hauptkomponenten: einer Kollektoranlage, welche die Auskühlung des Erdreichs ermöglicht (z.B. horizontale oder vertikale Erdreichwärmeübertrager, Grundwasserbrunnen) und einer Wärmepumpe, welche die Wärme auf ein nutzbares Temperaturniveau transformiert. Aufgrund der geringen Temperatur kommt in Deutschland die Nutzung der oberflächennahen Geothermie in Kraftwerken zur Zeit nicht in Frage. Die oberflächennahe Geothermie wird daher in der vorliegenden Arbeit nicht weitergehend betrachtet. Eine ausführliche Darstellung gaben z.B. *Sanner und Kaltschmitt (1999).*

Systeme zur Nutzung der tiefen Geothermie bestehen aus drei Hauptkomponenten: Reservoir, Thermalwasserkreis und Anlagen zur Nutzung der Wärme. Als Reservoir dienen geeignete Gesteinsformationen im Untergrund. Die Systeme sind im Untergrund offen. Als Wärmeträger wird Wasser genutzt, das sich entweder bereits in der Formation befindet (hydrothermale Systeme) oder von übertage zugeführt wird (Hot Dry Rock Systeme). Die Wärmequelle wird im Wesentlichen durch Temperatur, Massenstrom und chemische Zusammensetzung des Thermalwassers charakterisiert. Im Thermalwasserkreis bringt die Tiefpumpe das Thermalwasser aus der Produktionsbohrung an die Oberfläche. Übertage wird es in Wärmeübertragern abgekühlt und anschließend in der Injektionsbohrung wieder in den Untergrund geleitet. Das Paar Produktionsbohrung / Injektionsbohrung wird kurz als Dublette bezeichnet. Typische Bohrlochabstände im Förderhorizont liegen bei 1 bis 2 km. In Deutschland beträgt die Tiefe der Bohrungen voraussichtlich zwischen 3 bis 5 km (s. auch

Kapitel II). Je nach der angetroffenen Temperatur kann die Wärme übertage in Heizwerken genutzt oder in Kraftwerken in elektrische Energie gewandelt werden. Die kombinierte Bereitstellung von Strom und Wärme (s. Abschnitt 3.3) ist ebenfalls möglich. Abbildung I-1 zeigt schematisch den Aufbau eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes zur Nutzung der tiefen Geothermie.

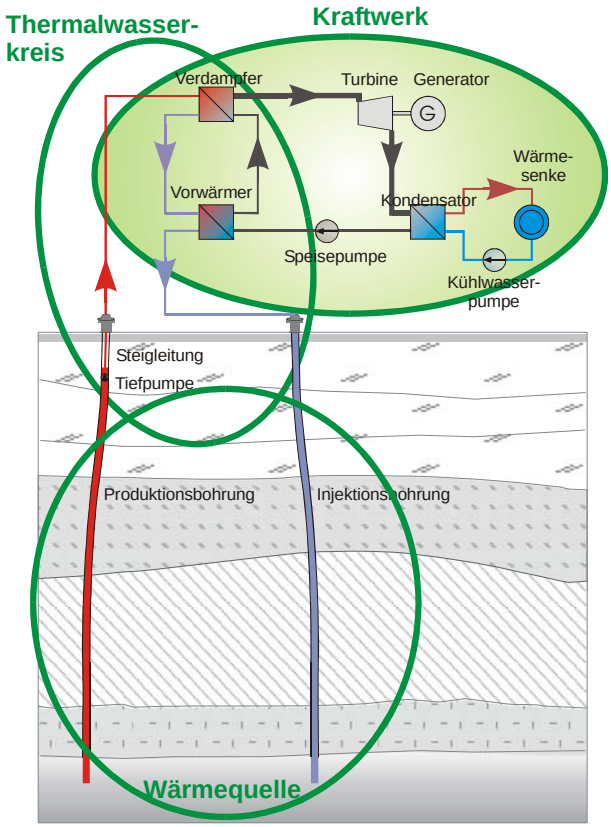


Abbildung I-1: Nutzung der tiefen Geothermie zur Stromerzeugung

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in drei Hauptabschnitte. Zunächst erhält der Leser einen Einblick in die Natur der Wärmequelle, gefolgt von einer Zusammenfassung des Standes der Technik. Fragen zur Geologie und zur Verfahrenstechnik im Thermalwasserkreis werden kurz diskutiert, soweit sie zum Verständnis des geothermischen Kraftwerkes erforderlich sind.

Die Analyse der beiden zur Zeit verfügbaren Kraftwerkssysteme, die Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades und der Entwurf der Systeme bilden den Hauptteil der Arbeit.

Die Anwendung der Entwurfsregeln und ein Vergleich der Systeme für die in Deutschland zur erwartenden Thermalwassertemperaturen zeigen im dritten Abschnitt, welches der Systeme voraussichtlich besser geeignet ist. Eine Abschätzung der Kosten mit Hilfe eines Kostenmodells rundet die Arbeit ab.

Das GeoForschungsZentrum Potsdam (GFZ) arbeitet mit der Forschungsbohrung Groß Schönebeck GrSK 03/90, im Norddeutschen Becken, ca. 50 km nördlich von Berlin. Diese

Bohrung wird als typisch für das Norddeutsche Becken angesehen und dient im Folgenden wiederholt als Anschauungsbeispiel. Die bisherigen Forschungsergebnisse einschließlich der detaillierten Beschreibung der Lokation und aller bisher durchgeführten Experimente sind in einer Reihe von Scientific Technical Reports dokumentiert (*Huenges et al., 2000, Huenges und Hurter, 2002, Huenges und Wolfgramm, 2004*).

II Charakterisierung der Wärmequelle und Stand der Umsetzung

Die Temperatur im Untergrund nimmt im Normalfall gleichförmig mit der Tiefe zu. Eine für die Stromerzeugung ausreichende Temperatur (ab 100 °C) kann also – im Rahmen des technisch Machbaren – an fast jedem Ort mit entsprechend tiefen Bohrungen erreicht werden. Abschnitt II.1 gibt einen Überblick über die Temperaturzunahme mit der Tiefe und die daraus resultierenden Bohrtiefen. Um die Wärme aus der Tiefe zu nutzen, ist neben einer ausreichenden Temperatur ein Wärmeträgermedium erforderlich, mit dem die Wärme aus dem Untergrund an die Oberfläche transportiert wird. In Deutschland beherbergen die meisten Speichergesteine eine ausreichende Menge an Tiefenwasser, das als Wärmeträgermedium zur Verfügung steht. Die Speichergesteine sollen aber nicht nur das in ihnen gespeicherte Wasser zur Verfügung stellen, sondern gleichzeitig das Nachfließen des Tiefenwassers aus weiter entfernten Gesteinsschichten ermöglichen. In Abschnitt II.2 werden die in den Tiefen vorliegenden Speichergesteine und die Anforderungen, die an diese Gesteine gestellt werden, dargestellt. Für den langfristigen Betrieb einer Anlage zur Nutzung der tiefen Geothermie ist ein Speicher mit hinreichender Durchlässigkeit (Permeabilität) sowie genügender vertikaler und lateraler Verbreitung erforderlich. Der Zusammenhang zwischen Durchlässigkeit, Förderrate und Produktivitätsindex wird in Abschnitt II.3 erläutert. Abschnitt II.4 gibt einen Überblick der für die verschiedenen Speichertypen verfügbaren Aufschlussverfahren.

Um einen dauerhaften Betrieb zu gewährleisten, muss das Tiefenwasser grundsätzlich für den technologischen Prozess der Wärmegewinnung geeignet sein (Material- und Systemverträglichkeit im Thermalwasserkreislauf). Abschnitt II.5 enthält eine Übersicht typischer Tiefenwässer und die Folgen für Auslegung und Betrieb des Thermalwasserkreislaufs.

Erdwärme wird an vielen Orten bereits zur Stromerzeugung genutzt, in Deutschland finden sich bisher fast ausschließlich geothermische Heizzentralen. Der aktuelle Stand der Umsetzung ist im Abschnitt II.6 zusammengefasst.

II.1 Temperatur-Tiefenverteilung

Unterhalb der vom Jahresgang der Außentemperatur beeinflussten Schichten nimmt im Normalfall die Temperatur im Untergrund mit der Tiefe stetig zu. Kenntnisse der regional stark unterschiedlichen Temperatur-Tiefenverteilung gehen vor allem auf Temperaturmessungen in Erdöl-, Erdgas-, Geothermie- oder anderen Erkundungs- bzw. tieferen Forschungsbohrungen zurück. Ein oft als Durchschnittsgröße für die kontinentale Kruste angegebener geothermischer Gradient von 30 K/km kann als grober Richtwert angesehen werden. Die Temperatur-Tiefenverteilung kann je nach Region und je nach Tiefe aufgrund der jeweiligen geologischen Verhältnisse und den daraus resultierenden Wärmetransportprozessen stark variieren. Wenn an einem Ort die Temperatur mit der Tiefe überdurchschnittlich stark zunimmt, wird dies als geothermische Anomalie bezeichnet.

Abbildung II-1 zeigt beispielhaft die Temperaturmessungen in vier Tiefbohrungen an typischen Standorten. Die Kontinentale Tiefbohrung (KTB) des GFZ zeigt einen fast völlig konstanten Temperaturgradienten mit den oben angegebenen durchschnittlich 30 K/km. Die Bohrung Groß Schönebeck befindet sich im Norddeutschen Becken und profitiert von einem leicht erhöhten Temperaturgradienten (durchschnittlich 32 K/km). Die beiden anderen Standorte befinden sich nicht in Deutschland, sondern in der Toskana/Italien (Larderello) und auf der französischen Seite des Oberrheintalgrabens im Elsass (Soultz-sous-Forêt). An beiden Lokationen zeigen sich ausgeprägte geothermische Anomalien. In Soultz heizen aufsteigende Tiefenwässer den Untergrund hoch auf. Bis in ein Kilometer Tiefe ist ein deutlich erhöhter Temperaturgradient zu sehen. Auf den darunter liegenden zwei Kilometern nimmt die Temperatur kaum zu, anschließend zeigt sich wieder ein normaler Temperaturgradient. Die geothermische Anomalie in Larderello wird durch dicht unter der Oberfläche (ca. 4 km Tiefe) liegende junge vulkanische Gesteine (Granite) verursacht, die mit 400 bis 600 °C deutlich wärmer als ihre Umgebung sind. Verdampfung von Niederschlagswasser führt zur Abkühlung der Gesteine. Der Dampf steigt durch Klüfte in den darüber liegenden Gesteinen (Metamorphite, Karbonate) nach oben und kondensiert dort teilweise. Auf diese Art findet ähnlich wie in einem Wärmerohr Wärmetransport aus den tiefen Gesteinsschichten in die Nähe der Oberfläche statt. Dichtere Gesteinsschichten schließen das Reservoir nach oben ab, so dass nur an sehr wenigen Stellen direkt Dampf aus der Erde austritt.

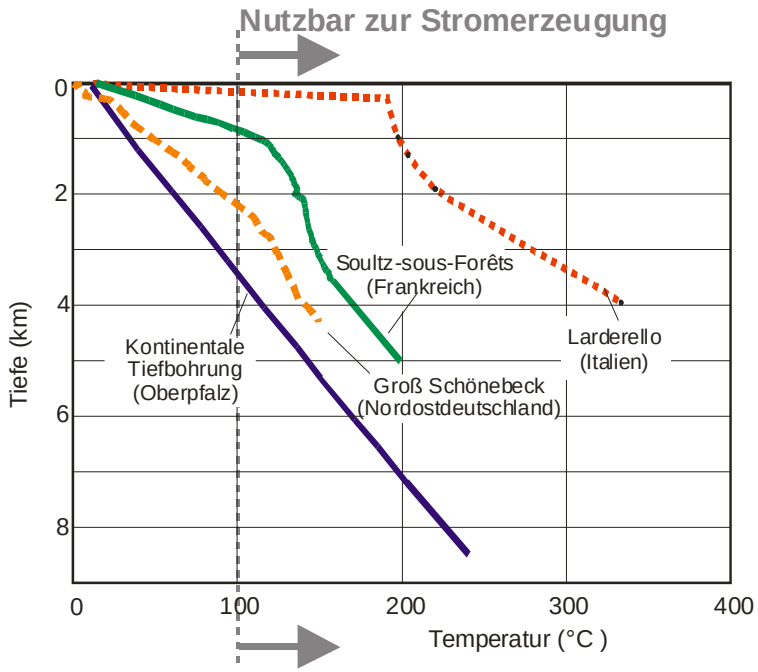


Abbildung II-1 Temperaturmessungen im Norddeutschen Becken, Oberpfalz, Toskana und dem Oberrheintalgraben nach (GeoForschungsZentrum, 2004a).

Anhand von Temperaturmessungen in Tiefbohrungen können erste Aussagen zur Eignung eines Standortes für eine geothermische Stromerzeugung erfolgen. In Deutschland befinden sich keine Standorte mit so günstigen Bedingungen wie in der Toskana. In der äußeren Erdkruste resultiert hier die Temperaturzunahme mit der Tiefe je zur Hälfte aus dem Wärmetransport aus dem Inneren durch Wärmeleitung und kleinräumige Konvektionsprozesse sowie dem Zerfall radioaktiver Elemente (Uran, Thorium und Kalium).

Für die Nutzung der Erdwärme zur Stromerzeugung sind Temperaturen um 150 °C interessant. *Hurter und Holl (2002)* zeigten durch Auswertung von Temperaturmessungen aus über 500 Bohrungen, dass in Deutschland die 150 °C Isotherme in 3 bis 5 km Tiefe liegt.

II.2 Speichergesteine in Deutschland

Die folgenden Darstellungen orientieren sich an der Einteilung der Gesteine nach Speichereigenschaften, die in den letzten Jahren innerhalb der Forschungsgruppe Geothermie am GFZ entwickelt wurde. Ausführliche Beschreibungen der Kategorien finden sich z.B. bei *Hurter und Holl (2002).*

Speichergesteine enthalten Hohlräume, in denen Tiefenwasser gespeichert und weitergeleitet werden kann. Die Speichergesteine werden nach der Art und Entstehung der Hohlräume in drei Grundtypen unterschieden (Abbildung II-2): Poren-, Kluft- und Karstgrundwasserleiter.

In Porenspeichern zirkuliert das Wasser in den Poren zwischen den gesteinsbildenden Körnern. Zu diesem Typ zählen zum Beispiel klastische Sedimente (Sandsteine, Siltsteine). In Kluftwasserleitern bewegt sich das Wasser entlang von Klüften oder Trennflächen. Diese

Fließwege sind typisch für kristalline Gesteine wie Granite, Gneise sowie die meisten Vulkanite, treten jedoch auch in deformierten Sedimenten auf. In Karstwasserleitern entstehen Hohlräume durch Lösungsvorgänge. Diese Lösungsvorgänge treten fast ausschließlich in Karbonaten auf. Während die Poren der klastischen Sedimente (Abbildung II-2 a) Strömungsquerschnitte im Quadratmillimeter- bis Quadratzentimeterbereich aufweisen, können die Strömungsquerschnitte in Kluft- (Abbildung II-2 b) und Karstspeichern (Abbildung II-2 c) Quadratmillimeter bis mehrere Quadratmeter erreichen.

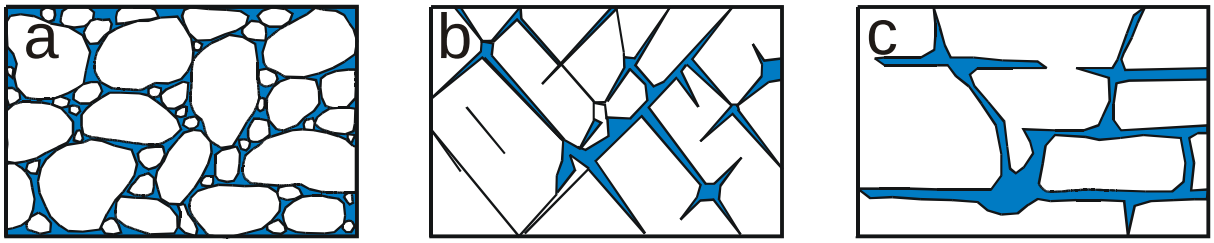


Abbildung II-2: Hohlräume im Gestein: (a) Poren, (b) Klüfte und (c) Lösungshohlräume nach Hurter und Holl (2002).

In drei bis fünf Kilometer Tiefe enthält der Untergrund eine große Bandbreite an Gesteinsarten. Im folgenden Abschnitt werden in einer vereinfachten Übersicht die Speichergesteine in den verschiedenen geologischen Strukturen, die den Untergrund Deutschlands bilden, beschrieben. Eine detaillierte Übersicht bietet z.B. *Walter (1992).* Abbildung II-3 zeigt die Verteilung der Speichergesteine in einer vereinfachten Kartenübersicht.

Das *Norddeutsche Becken* erstreckt sich von Südniedersachsen bis unter die Nord- und Ostsee. Es bildet den südlichen Teil eines großen Senkungsraumes, der im Westen in die Nordseesenke übergeht. Im Osten geht es in das Polnische Becken über. Die Beckenfüllung besteht aus einer bis zu 5000 m mächtigen Gesteinabfolge, die über den deformierten Gesteinen des Variszikums liegt. Die Basis wird durch permokarbone Vulkanite gebildet, die lokal Mächtigkeiten bis zu 2000 m erreichen können. Darauf lagerten sich die Sedimente des Rotliegend (Konglomerate, Sandsteine und Siltsteine) ab. Danach folgt eine mächtige Abfolge von Salzablagerungen des Zechsteins (bis zu 2000 m). Darüber liegend befinden sich Sedimente des Mesozoikums, des Tertiärs und Quartärs. Für eine geothermische Stromerzeugung werden im Norddeutschen Becken zur Zeit die tiefen Rotliegendschichten und vereinzelt auch Bereiche im Buntsandstein (Untere Trias) in Betracht gezogen. Diese Bereiche sind in Abbildung II-3 grün dargestellt. Das Rotliegend ist als Porenspeicher einzuordnen, während die darunter liegenden Vulkanite als Kluftspeicher klassifiziert werden können. Die Tiefenwässer in den Poren und Klüften weisen hohe Salinitäten und einen hohen Eisengehalt auf (s. auch Abschnitt II.5).

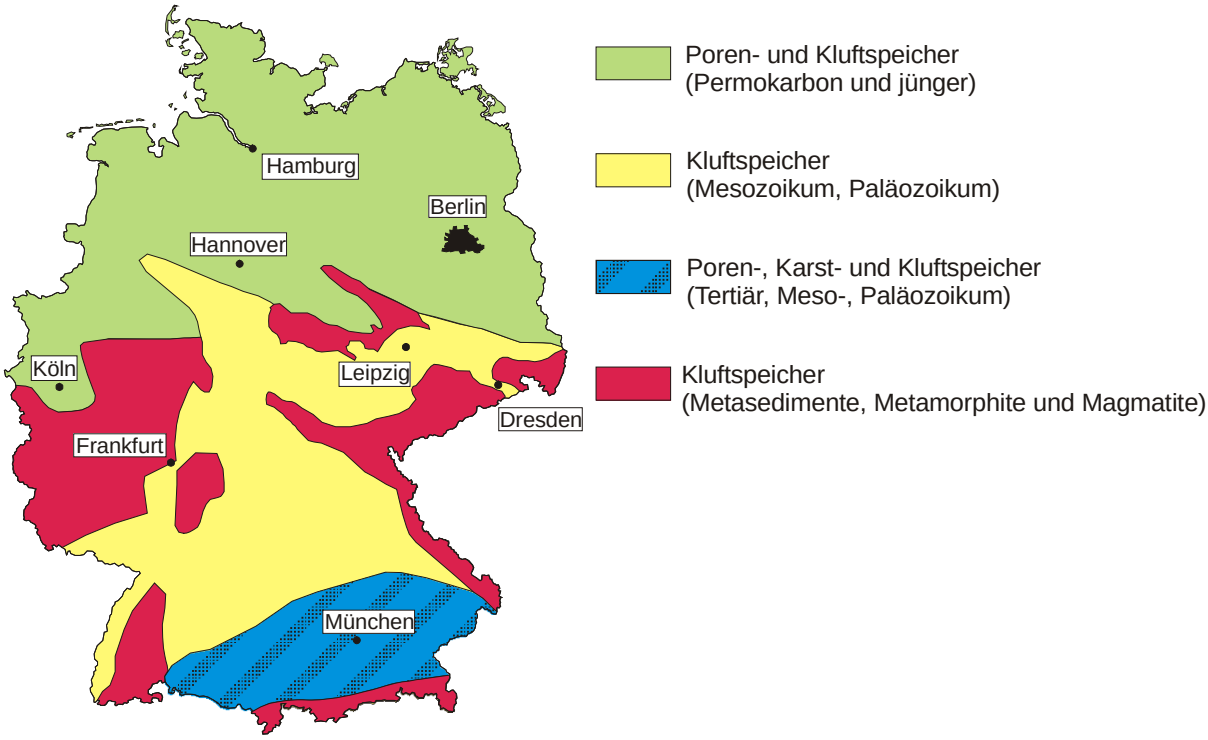


Abbildung II-3: Verteilung der geothermischen Speichergesteine in Deutschland nach Hurter und Holl (2002).

Die *Süddeutsche Senke* zieht sich in West-Ost-Richtung als Band von Karlsruhe über Frankfurt/Main und Leipzig bis Dresden. Die mesozoischen Sedimente der Süddeutschen Senke sind bis zu 1500 m mächtig. Ihre Verbreitung umfasst den gelben Bereich in Abbildung II-3. Darunter erstrecken sich permokarbone Sedimente, sowie die Gesteine des variszischen Sockels. Als Potenzial für geothermische Stromerzeugung finden in der Süddeutschen Senke vor allem die Gesteine des unter den Sedimenten liegenden Grundgebirges Verwendung (in Abbildung II-3 rot dargestellt), die als Kluftspeicher angesehen werden können.

Das *Molassebecken* erstreckt sich vom Genfer See in der Schweiz über das Schweizer, Bayerische und Österreichische Alpenvorland bis zu den Karpaten (blauer Bereich in Abbildung II-3). Die Sedimentfüllung ist im Norden geringer als im Süden und kann maximal 8-10 km erreichen. Die Gesteine bestehen untergeordnet aus mesozoischen Karbonaten im Untergrund des Beckens und werden von einer mächtigen Abfolge tertiärer, klastischer Sedimente überlagert. Die Basis bilden Gneise und Granite, die im Böhmischen Massiv und Schwarzwald an der Oberfläche aufgeschlossen sind. Südlich des Molassebeckens erstrecken sich mächtige mesozoische Karbonatfolgen der Deutschen Alpen. Sie sind deformiert und tiefgründig verkarstet, sodass diese Gesteine als Karst- und Kluftspeicher anzusprechen sind.

Der *Oberrheingraben* ist Teil einer jungen und aktiven Bruchzone, die sich aus dem schweizerischen Jura nach Norden bis zum Südrand des Taunus erstreckt. Das variszische Fundament des Grabens senkte sich im Süden etwa 2 km und im Norden bis 4 km ab. Die Sedimentfüllung dieses Grabens besteht aus Gesteinen des Mesozoikums, des Tertiärs und

Quartärs. Hier sind die notwendigen Temperaturen für eine geothermische Stromerzeugung erst in dem geklüfteten Grundgebirge (Granite) zu finden. Wasserführende Störungszonen spielen für die Wärmeverteilung im Graben eine wichtige Rolle.

Zwischen Norddeutschem Becken und Süddeutscher Senke liegen die Mittelgebirge (Rheinisches Schiefergebirge, Harz, Frankenwald und Thüringisches Schiefergebirge), die neben paläozoischen Metasedimenten aus Gneisen und Graniten aufgebaut werden und somit als Kluftspeicher anzusehen sind. Die Süddeutschen Kristallingebiete (Schwarzwald, Odenwald, Spessart, Ruhlaer Kristallin, Oberpfälzer Wald, Bayrischer Wald, Fichtelgebirge und Erzgebirge) werden überwiegend von kristallinen Gesteinen aufgebaut und sind ebenfalls als Kluftspeicher anzusprechen.

II.3 Permeabilität, Massenstrom und Produktivitätsindex

Bohrungen im Norddeutschen Becken sind im Normalfall nicht artesisch, d.h. der Ruhewasserspiegel liegt unter der Geländeoberkante (GOK). Das Thermalwasser wird mit einer Tiefpumpe aus der Förderbohrung an die Oberfläche gepumpt. Während der Förderung sinkt der Wasserspiegel bis auf den sogenannten dynamischen Wasserspiegel ab. Der dynamische Wasserspiegel hängt im Wesentlichen vom geförderten Thermalwasserstrom und der Durchlässigkeit des Reservoirs sowie einer Reihe von mechanischen Parametern (z.B. Reibungsverluste in der Bohrung) und Stoffparametern (z.B. Dichte und Viskosität des Thermalwassers) ab.

Der französische Wasserbauingenieur Henry *Darcy (1856)* fand den linearen Zusammenhang von Volumenstrom $\dot{V}$ und hydraulischem Gradient J im Grundwasserleiter und führte den Durchlässigkeitsbeiwert k_f ein. Er formulierte die später nach ihm benannte Darcy-Gleichung *(Hölting, 1996):*

$$\dot{V} = k_f \cdot A \cdot J \qquad \text{(II-1)}$$

In Gleichung (II-1) symbolisiert A den Strömungsquerschnitt senkrecht zur Strömungsrichtung im Reservoir. Der Durchlässigkeitsbeiwert k_f hängt von der Beschaffenheit des Reservoirs und von den Eigenschaften des Fluides (Dichte ρ, dynamische Viskosität η) ab. Die Beurteilung eines geothermischen Reservoirs erfolgt aber zweckmäßig anhand der Permeabilität K, die als gesteinsspezifische Konstante unabhängig von den Eigenschaften des strömenden Fluides die Beschaffenheit des Porensystems beschreibt. Die Umrechnung des Durchlässigkeitsbeiwertes in die Permeabilität erfolgt mit *(Kölling, 2005)*:

$$K = \frac{k_f \cdot \eta}{\rho \cdot g} \qquad \text{(II-2)}$$

Die Permeabilität hat die Dimension Länge². Sie wird in *Darcy (D)* Einheiten angegeben ($1D = 9{,}87 \times 10^{-13}\ m^2$).

Der geförderte Volumenstrom oder die Permeabilität des Reservoirs allein sind kein ausreichender Maßstab für die Ergiebigkeit einer Bohrung. So kann der dynamische Wasserspiegel in einer Bohrung während eines massiven Fördertestes leicht unter 1500 m unter

Geländeoberkante sinken *(Huenges und Hurter, 2002).* Vielmehr ist eine Kombination aus gefördertem Volumenstrom und Absenkung der entscheidende Maßstab für die Produktivität einer Bohrung. Als Maß für diese Kombination dient der Produktivitätsindex PI. Der Produktivitätsindex ist der auf den durch die Absenkung verursachten Druckverlust ($p_r - p_{wf}$) bezogene Volumenstrom *(Dake, 1978)* und wird in $m^3h^{-1}MPa^{-1}$ bzw. in $m^3s^{-1}bar^{-1}$ angegeben. Für eine pseudostationäre Förderung ist der Produktivitätsindex definiert als

$$PI = \frac{\dot{V}}{p_r - p_{wf}} \qquad \text{(II-3)}$$

Der Produktivitätsindex typischer Geothermiebohrungen beträgt 5 – 50 $m^3h^{-1}MPa^{-1}$ *(Legarth, 2003).* Als untere Grenze für eine wirtschaftliche geothermische Nutzung des Untergrundes gibt *Legarth (2003)* 30 $m^3h^{-1}MPa^{-1}$ an.

II.4 Stimulation und Aufschlussverfahren

Tiefbohrungen bis 5 km sind heute Stand der Technik. Eine zur Stromerzeugung ausreichende Temperatur kann somit an fast allen Orten durch Abteufen einer entsprechend tiefen Bohrung erreicht werden.

Die Permeabilität des Gesteins nimmt mit der Tiefe ab, sodass aus tiefer liegenden Reservoirs meist nur geringere Volumenströme gefördert werden können. So erschließen tiefere Bohrungen zwar höhere Temperaturen – die mögliche Wärmeleistung einer Bohrung steigt – aber gleichzeitig verringert sich die Förderrate des Thermalwassers – die aus der Bohrung förderbare Wärmeleistung sinkt. Damit wird ungenügende Permeabilität zum limitierenden Faktor für die Nutzung der tiefen Geothermie. Um diese tiefen Reservoirs nutzbar zu machen, werden sie stimuliert. Stimulation bezeichnet die Erhöhung der Permeabilität durch geeignete mechanische (z.B. hydraulische Stimulation) oder chemische Maßnahmen (z.B. Säuerung).

Bei der hydraulischen Stimulation werden im tiefen Untergrund Klüfte (Fracs) durch das Einpressen großer Fluidmengen unter hohem Druck erzeugt. Art und Durchführung einer solchen Stimulationsmaßnahme hängen von den Eigenschaften des Reservoirgesteins ab. Zur Zeit werden mit der hydrothermalen Geothermie und dem HDR-Verfahren zwei Erschließungsmethoden unterschieden. Sie unterscheiden sich in der Art des Speichers (Porenspeicher bzw. Kluftspeicher) und der daraus folgenden Aufschlussmethode.

Eine ausführliche Darstellung der möglichen Stimulationsmaßnahmen findet sich bei *Legarth (2003).* Im Folgenden soll daher nur ein kurzer Überblick gegeben werden.

II.4.1 Hydrothermale Geothermie

Die hydrothermale Geothermie nutzt Heißwasseraquifere, d.h. wasserführende Porenspeicher im Untergrund. Die Aquifere weisen eine natürliche Permeabilität auf, die aber insbesondere in größerer Tiefe durch Stimulation verbessert werden muss. Solchen Aquifere finden sich im Norddeutschen Becken (Sandsteine des oberen Rotliegend), im

Oberrheingraben (oberer Muschelkalk, Buntsandstein) und im Süddeutschen Molassebecken (Malmkarst). In diesen Regionen liegen auch die meisten Anlagen zur Direktwärmenutzung sowie bedeutende Erdöl- oder Erdgasfelder, so dass Geologie und Untergrundtemperaturen recht gut bekannt sind.

Erdöl und Erdgasbohrungen werden ebenfalls zur Erhöhung der Produktivität stimuliert, so dass für diese Speichergesteine eine Palette von Stimulationsmaßnahmen aus der Erdöl-/ Erdgasindustrie zur Verfügung steht. Die Stimulation dient in diesem Fall in erster Linie der Erhöhung der Permeabilität im bohrlochnahen Bereich. Als Fluid zur Erzeugung der Fracs (Fracfluid) werden hochviskose Medien verwendet. Die erzeugten Klüfte werden mit einem Stützmittel gefüllt und so dauerhaft offen gehalten.

Experimente in der Bohrung Groß Schönebeck zeigten bereits, dass diese Technologie nicht unverändert von Kohlenwasserstoffreservoirs auf Heißwasseraquifere übertragen werden kann *(Legarth, 2003, Huenges und Wolfgramm, 2004).* Sichere Erschließungsmethoden und Methoden zur gezielten, dauerhaften Stimulation tiefer Aquifere werden zur Zeit in weitergehenden Forschungsprojekten entwickelt *(GeoForschungsZentrum, 2004b)*.

II.4.2 Hot-Dry-Rock (HDR) Verfahren

Anders als bei der Nutzung hydrothermaler Lagerstätten ist beim HDR-Verfahren nicht zwingend eine ergiebige wasserführende Gesteinsschicht erforderlich. Als Speicher dienen kristalline Gesteine mit sehr geringer primärer Permeabilität. Solche Gesteine finden sich zum Beispiel im Grundgebirge des Oberrheingrabens (Granite) oder der Süddeutschen Senke.

Durch hydraulische Stimulation werden im Gebirge Kluftsysteme erzeugt, die eine Verbindung zwischen Injektionsbohrung und Produktionsbohrung herstellen. Dadurch wird zwischen den Bohrungen ein unterirdischer Wärmeübertrager geschaffen, in dem ein Wärmeträgermedium dem Gebirge Wärme entzieht. Als Wärmeträgermedium dient Wasser, das entweder bereits im Untergrund vorhanden ist und/oder von übertage zugeführt wird.

Als Fracfluid wird Wasser verwendet. Die Verpressraten während der Stimulation liegen ca. zehnmal höher als bei der Stimulation eines hydrothermalen Reservoirs. Kristalline Gesteine zeigen den sogenannten self-propping effect. Dabei kommt es nach dem Aufreißen einer Kluft zu geringen Verschiebungen der Kluftoberflächen zueinander. Unebenheiten auf den Oberflächen führen dazu, dass die Kluft auch nach Ende der Stimulationsmaßnahme offen bleibt. Stützmittel sind daher im Normalfall nicht erforderlich.

Im Rahmen eines EU Projektes wurde das im Elsass am Rande des Rheingrabens liegende Soultz-sous-Forêt für ein HDR-Projekt ausgewählt. Die Lokation liegt im Zentrum der größten Wärmestromdichte-Anomalie in Mitteleuropa (s. auch Abbildung II-1).

II.4.3 Enhanced Geothermal Systems

Die Ursprünge des HDR-Verfahrens und der Stimulation tiefer Aquifere liegen in unterschiedlichen Bereichen. Das HDR-Verfahren wurde speziell zur Nutzung der Wärme tiefer Kluftspeicher entwickelt. Die Methoden zur Stimulation tiefer Aquifere wurden

dagegen aus der Technologie zur Erschließung von Erdöl- und Erdgasfeldern abgeleitet. Beide dienen der Erhöhung der Produktivität von Geothermiebohrungen.

Die Entwicklung einer geothermischen Technologie erfordert ein Zusammenführen der Methoden zu einem Maßnahmenkatalog, aus dem je nach Untergrund die passende Stimulationsmethode ausgewählt werden kann. Daher werden die Verfahren zur Stimulation des Untergrundes in letzter Zeit vermehrt unter dem Begriff Enhanced Geothermal Systems (EGS) zusammengefasst.

Der Erfolg von Stimulationsmaßnahmen misst sich an der Erhöhung der Produktivität. In der Bohrung Groß Schönebeck lag im Januar 2001, vor allen Stimulationsmaßnahmen, der Produktivitätsindex bei 1,1 $m^3h^{-1}MPa^{-1}$. Durch drei aufeinanderfolgende Stimulationsmaßnahmen wurde der Produktivitätsindex auf 14 $m^3h^{-1}MPa^{-1}$ erhöht *(Huenges et al., 2004).* Bei konstantem Fördervolumenstrom entspricht dies einer Verringerung der Druckabsenkung während der Förderung auf weniger als 10% des Ausgangswertes. Damit erreicht der Produktivitätsindex knapp die Hälfte des von *Legarth (2003)* für eine wirtschaftliche Nutzung geforderten Produktivitätsindex. Dieser soll mit weiteren Stimulationsmaßnahmen ereicht werden.

II.5 Chemische Zusammensetzung des Thermalwassers

Die Zusammensetzung der in den Speichern vorhandenen Fluide ist genauso unterschiedlich wie die Speicher selber. Entsprechend verschieden sehen die technischen Anforderungen für den Thermalwasserkreis aus. Die folgenden beiden Absätze geben einen kurzen Überblick zu den Wässern des Norddeutschen Beckens und des Bayrischen Molassebeckens.

II.5.1 Hochmineralisierte Wässer des Norddeutschen Beckens

In den Sandsteinen des Norddeutschen Beckens liegen hochmineralisierte, teilweise gashaltige Schichtwässer vor. Die Mineralisation nimmt mit der Tiefe zu (s. auch Abbildung II-4), sodass im interessanten Temperaturbereich in der Bohrung Groß Schönebeck zum Beispiel mehr als 250 g/l TDS (Total Dissolved Solids) angetroffen werden *(Huenges und Hurter, 2002)*. Der Gehalt an gelösten Gasen beträgt hier 50 vol-% (0,5 m^3 Gas in 1 m^3 Thermalwasser). Bei den Schichtgasen handelt es sich im Wesentlichen um Kohlendioxid.

Der Chemismus der Tiefenwässer stellt zusätzliche Anforderungen an die Verfahrenstechnik: bei Entlösung des Kohlendioxid durch Druckabfall im Thermalwasserkreis ändert sich der pH-Wert des Thermalwassers, das Lösungsgleichgewicht verschiebt sich und es ist mit Ausfällungen zu rechnen *(Huenges et al., 2000,* und *Huenges und Hurter, 2002)*. Soweit möglich, sollte daher der Thermalwasserkreis so betrieben werden, dass die Schichtgase im Thermalwasser gelöst bleiben.

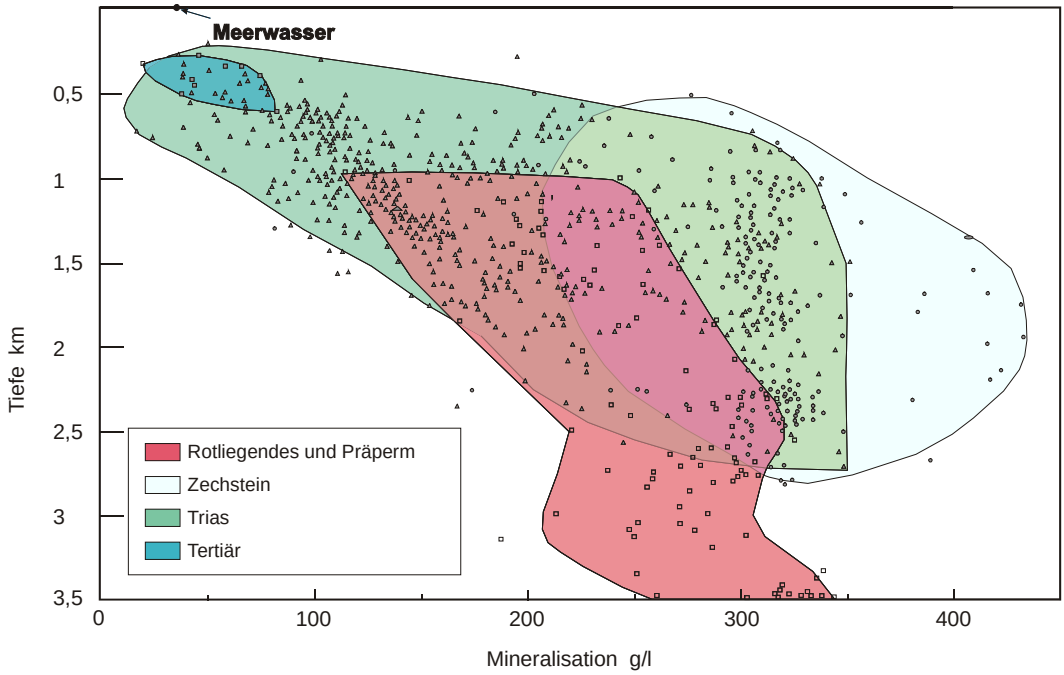


Abbildung II-4 Mineralisation der Thermalwässer im Norddeutschen Becken nach Erbas et al, (1999).

Weltweit existieren nur wenige Geothermievorkommen, die eine den Wässern des Norddeutschen Beckens vergleichbare Mineralisation aufweisen. Ein Beispiel ist Salton Sea in Kalifornien, USA. Dort werden die Mineralien unter anderem in einer Zinkfabrik abgeschieden. Das Fluid wird zusätzlich durch Einstellen des pH-Wertes stabilisiert. Damit die Korrosion beherrschbar bleibt, werden in den Bohrungen komplette Förderstränge aus Titan verwendet *(Grauman, 2003).*

Bei den im Norddeutschen Becken bestehenden Heizwerken sind alle Anlagenteile, die mit der Sole in Kontakt stehen, mit korrosionsbeständigen Materialien (Titan-wärmeübertrager, kunststoffbeschichtete Rohre) ausgerüstet, um Korrosion und Ausfällungen zu vermeiden und einen dauerhaften Betrieb zu gewährleisten. Eine Beaufschlagung mit Schutzgas vermindert den Eintrag von Sauerstoff in den Thermalkreis und damit die Bildung von Oxidationsprodukten *(Schulz et al., 1992* und *Schallenberg et al., 1999)*. Zudem wird die Druckstufe im Thermalkreis so hoch gewählt, dass das gelöste Gas in Lösung bleibt.

Die Nutzung der Erdwärme in geothermischen Kraftwerken erfordert deutlich höhere Temperaturen des Thermalwassers. Daraus folgt, dass die Entlösung der Schichtgase aus dem Thermalwasser bereits bei sehr viel höheren Drücken beginnt. Eine erste Abschätzung des Gasentlösungspunktes in der Bohrung Groß Schönebeck liegt bei 2 km unter Geländeoberkante, so dass schon bei der Förderung des Thermalwassers Entlösung-serscheinungen auftreten werden. Die Wässer sind damit nicht nur hochkorrosiv, sondern es muss voraussichtlich mit einer Zweiphasenströmung im Thermalkreis gearbeitet werden.

Der Einsatz von Wärmeübertragern aus Titan im Thermalkreis wird bei geothermischen Kraftwerken im Norddeutschen Becken voraussichtlich unumgänglich sein. Die Auswahl der

Materialien für den Förderstrang und die Verrohrung im Thermalwasserkreis beschränkt sich auf hochkorrosionsfeste Werkstoffe (z.B. Titan, hochlegierte Stähle) oder Verbundwerkstoffe.

II.5.2 Bayrisches Molassebecken

Das Thermalwasser im Bayrischen Molassebecken zeigt dagegen nahezu Trinkwasserqualität. So enthält das Thermalwasser in Erding (Thermalwassertemperatur 65 °C) deutlich unter 1 g/l TDS *(Ruhland, 2000).* Mit diesen Voraussetzungen kann der gesamte Thermalwasserkreis mit weniger hochwertigen Materialien ausgeführt werden, Wärmeübertrager aus Titan, Kunststoffbeschichtungen oder andere Maßnahmen sind nicht erforderlich. Maßnahmen, die ein Entlösen der Schichtgase verhindern wie z.B. Druckhaltung sowie eine Schutzgasbeaufschlagung entfallen ebenfalls. Damit reduzieren sich die Gesamtkosten der übertägigen Anlagen.

Der Anhang enthält eine Zusammenstellung typischer Thermalwässer des Norddeutschen Beckens, des Bayrischen Molassebeckens und des Grundgebirges.

II.6 Stand der Umsetzung

Eine Zusammenstellung der aktuellen, weltweit installierten Leistung (elektrisch und thermisch) sowie der geplanten Entwicklung erfolgt regelmäßig auf dem alle fünf Jahre stattfindenden, internationalen Geothermiekongress (World Geothermal Congress). Die im Folgenden zusammengestellten Daten wurden im Wesentlichen dem Konferenzband (*IGA 2000*)entnommen und aktualisiert.

II.6.1 Installierte Leistung geothermischer Kraftwerke weltweit

Geothermische Kraftwerke werden seit fast 100 Jahren gebaut und betrieben. Seit das erste Kraftwerk 1913 in der Toskana in Betrieb genommen wurde, erfolgte ein stetiger Ausbau. Allerdings verlief der Ausbau nicht ganz so stürmisch, wie z.B. Ende der 70er Jahre des letzten Jahrhunderts angenommen. Während *Rau (1978)* den Zuwachs von 1978 bis 2000 von 1,5 GW_{el} auf mehr als 100 GW_{el} prognostizierte, waren tatsächlich im Jahr 2000 nur ca. 8 GW_{el} installiert (s. Abbildung II-5, *Huttrer 2000).* Mit 2,2 GW_{el} befinden sich mehr als ¼ der Kraftwerksleistung in den USA (davon 90 % in Kalifornien, 8 % in Nevada, je 1 % in Utah und auf Hawaii). Die Philippinen liegen mit 1,9 GW_{el} installierter Leistung an zweiter Stelle. Italien und Mexiko folgen in weitem Abstand (785 bzw. 755 MW_{el}). Indonesien, Japan und Neuseeland tragen jeweils um die 6 % (440 – 590 MW_{el}) der installierten Leistung bei, Island, El Salvador und Costa Rica jeweils um die 2 % (140 – 170 MW_{el}).

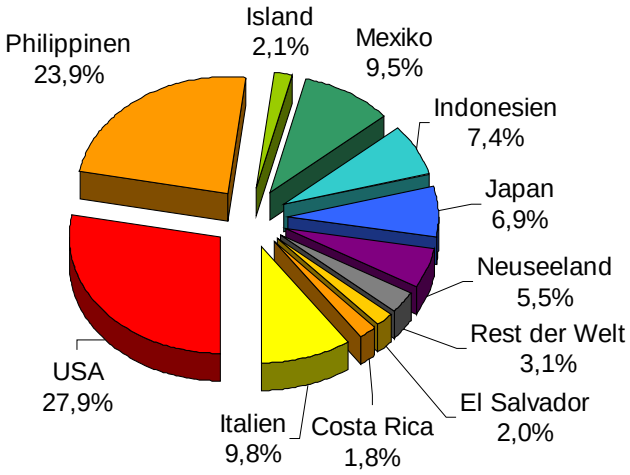


Abbildung II-5: Installierte Leistung im Jahr 2000, insgesamt 7,974 GW_{el}, nach Huttrer (2000).

Obwohl die Prognosen der 70er Jahre zu optimistisch waren, wird in Zukunft auf Geothermie als Energiequelle für die Stromerzeugung nicht verzichtet werden. In den nächsten Jahren wird die geothermische Stromerzeugung weltweit weiter ausgebaut (Abbildung II-6). Länder wie die Philippinen und Indonesien zeigten von 1995 bis 2000 einen rasanten Zuwachs der installierten Leistung, der in Zukunft anhalten soll. Auch in allen anderen Ländern ist ein kontinuierlicher Anstieg zu verzeichnen. Lediglich in den USA zeigte sich 1995 bis 2000 ein rückläufiger Trend, der aber in den nächsten Jahren umgekehrt werden soll *(Huttrer, 2000).*

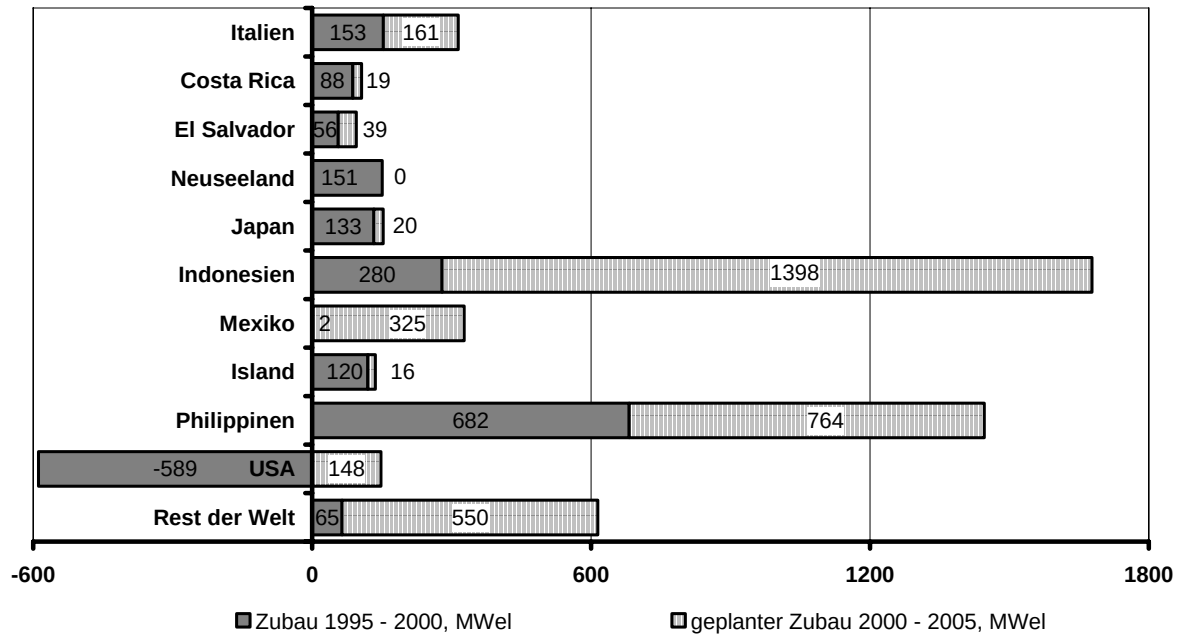


Abbildung II-6: Stromerzeugung aus Geothermie – Realisierter Ausbau 1995 bis 2000, prognostizierter Ausbau 2000 bis 2005, nach Huttrer (2000).

II.6.2 Geothermische Heizwerke und Kraftwerke in Deutschland

Im Jahr 2000 wurden in Deutschland insgesamt 12 Nahwärmenetze im Leistungsbereich von 1 MW_{th} bis 10 MW_{th} geothermisch gespeist *(Schellschmidt et al., 2000).* Die Thermalwassertemperaturen der Anlagen variieren zwischen minimal 36 °C und maximal 95 °C. Weitere 9 Installationen mit der Tendenz zu größerer Leistung und höheren Temperaturen waren in Planung. Davon wurden bis Ende 2003 drei Anlagen umgesetzt (Simbach-Braunau, Unterschleißheim, Bayreuth).

Geothermische Kraftwerke bestanden 2000 in Deutschland noch nicht. Das Gesamtpotenzial der geothermischen Stromerzeugung wird mit 290 TWh_{el}/a (entspricht ca. 36 GW_{el} bei 8000 Betriebsstunden pro Jahr) abgeschätzt *(Paschen et al., 2003).* Angestoßen durch das Erneuerbare Energie Gesetz *(Bundesministerium für Umwelt, 2000)* sowie zusätzliche Fördermaßnahmen wie das Zukunftsinvestitionsprogramm der Bundesregierung (ZIP) gehen zur Zeit rund ein halbes Dutzend Projekte an den Start, die alle geothermische Stromerzeugung zum Ziel haben *(Bundesministerium für Umwelt, 2002).*

Standort	Region	Geplante Leistung		Tiefe der Bohrung (m)	Temperatur (°C)	Förderrate je Bohrung (m^3/h)	Speicher
		(MW_{th})	(MW_{el})				
Neustadt-Glewe	Norddeutsches Becken	6,5	0,21	2250	98	118,8	Aquifer
Groß Schönebeck		~12	~ 1	4300	150C	>75	Aquifer
Unterhaching	Molassebecken	>30	3	3100	120	540	Aquifer
Bruchsal	Oberrheingraben	4	~ 0,5	2000	120	72	Aquifer
Offenbach, Pfalz		25-30	4,8	2500	150	360	Aquifer
Speyer		24-50	5,4	2500	150	120	Aquifer
Bad Urach	Süddeutsche Senke	6-10	~ 1	4500	170	48	Kristallin

Tabelle II-1: Aktuelle Projekte zur geothermischen Stromerzeugung in Deutschland, Stand November 2003 nach Kaltschmitt et al. (2003)*, ergänzt.*

Als erstes ging im November 2003 in Neustadt-Glewe ein Kraftwerksblock mit 210 kW_{el} als Ergänzung des dort bereits bestehenden Heizwerkes in Betrieb. Die Bohrungen in Bruchsal bestehen seit den achtziger Jahren und wurden nach über 15 Jahren Stillstand wieder in Betrieb genommen. An zwei Standorten (Groß Schönebeck, Brandenburg und Bad Urach, Bayern) wird jeweils eine bestehende Bohrung genutzt und mit einer weiteren Bohrung zu einer Dublette erweitert. In allen anderen Projekten sind neue Bohrungen geplant bzw. werden zur Zeit abgeteuft (Speyer, Unterhaching). Aktuelle Informationen zur weiteren

Entwicklung aller Projekte stellt das Institut für Energetik und Umwelt, Leipzig unter *(Leipzig, 2005)* zusammen.

III Stand der Technik und Qualitätskriterien geothermischer (Heiz)Kraftwerke

Um die Wärme aus der Erde in elektrische Energie zu wandeln, stehen verschiedene Prozesse und Anlagen zur Verfügung. Alle beinhalten eine Turbine, in der das Arbeitsmedium entspannt und dabei über eine Welle einen Generator antreibt. Der klassische Dampfkraftprozess (Clausius-Rankine Prozess) und der offene Gasturbinen-Prozess standen Pate für diese Prozesse.

Im Folgenden findet sich eine Kurzübersicht der zur Zeit weltweit eingesetzten Kraftwerkstypen mit ihren jeweiligen Einsatzbereichen. Da die in Deutschland anzutreffenden Ressourcen zur Stromerzeugung voraussichtlich ausschließlich in Kraftwerken mit Sekundärkreislauf genutzt werden können, werden diese Systeme einschließlich einer Einbindung in Anlagen zur kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme anschließend näher beleuchtet.

III.1 Kurzübersicht der Kraftwerkstypen mit Einsatzbereichen

Zur Zeit werden zwei Systemtypen zur Wandlung von Geothermie in elektrische Energie eingesetzt. Sie unterscheiden sich im Wesentlichen in der Art der Einbindung des Thermalfluides in den Kraftwerksprozess. In geothermischen Kraftwerken mit direkter Nutzung des Thermalfluides dient der Dampf aus dem Erdinneren selbst als Arbeitsmedium und wird direkt in einer Turbine entspannt. Es liegt kein geschlossener Kraftwerksprozess vor, sondern ein offener Prozess, dem ständig frisches Arbeitsmedium zugeführt wird. Bei Anlagen mit Sekundärkreislauf dagegen wird die Wärme aus der Erde vom Thermalfluid an einen geschlossenen Sekundärkreislauf übertragen. In der englischsprachigen Literatur werden diese Systeme auch als Binäranlagen (binary systems) bezeichnet.

III.1.1 Geothermische Kraftwerke mit direkter Nutzung des Thermalfluides

Bei hydrothermalen Heiß- und Trockendampfvorkommen mit Temperaturen über 150°C bietet sich die direkte Nutzung des Wasserdampfes zur Stromerzeugung an. Die ersten Anlagen dieser Art gingen bereits zu Beginn des vorigen Jahrhunderts in Italien in Betrieb *(Rau, 1978).* Erfahrungen im kommerziellen Betrieb bestehen weltweit seit rund 40 Jahren. In Deutschland befinden sich keine geothermischen Anomalien, mit Heißdampf oder auch nur Nassdampf ist nicht zu rechnen. Auch bei einer Tiefbohrung von 5 km wird – bei einem durchschnittlichen Temperaturgradienten von 30 K/km – flüssiges Wasser mit weniger als 200 °C gefördert. Die direkte Nutzung des Thermalfluides in einer Wasserdampfturbine kommt damit in Deutschland voraussichtlich nicht in Frage. Diese Prozesse werden daher hier nicht detailliert beschrieben, wurden aber z.B. von *Köhler und Saadat (2000)* dargestellt.

III.1.2 Geothermische Kraftwerke mit Sekundärkreislauf

Wenn der Enthalpiegehalt des Thermalwassers zu gering ist, um das Fluid direkt in der Turbine zu entspannen, kommen Systeme mit Sekundärkreislauf zum Einsatz. Die Wärme aus der Erde wird über einen oder mehrere Wärmeübertrager an einen geschlossenen Kraftwerksprozess übertragen. Solche Systeme werden außerdem genutzt, wenn

- das Thermalfluid so hohe Mengen an nicht kondensierbaren Gasen enthält, dass Auslegung und Betrieb der Turbine komplexe technische Lösungen erfordern, die aufwändiger als die Nutzung eines Sekundärfluides sind oder
- das Thermalfluid sehr aggressiv ist, d.h. starke Mineralisation oder hoher Gehalt an Schwefelwasserstoff vorliegen.

Während der Wärmeübertragung an den Sekundärkreislauf wird die Wärmequelle merklich abgekühlt. Die Wärmesenke dagegen wird während der Wärmeabfuhr aus dem Kraftwerksprozess voraussichtlich nur einen geringen Temperaturanstieg erfahren. In Abbildung III-1 sind die Temperaturzunahme bzw. –abnahme schematisch in einem Temperatur-Entropie-Diagramm dargestellt. Ein Kreisprozess, der sich diesen Vorgaben möglichst dicht annähert, zeigt eine Dreiecksform.

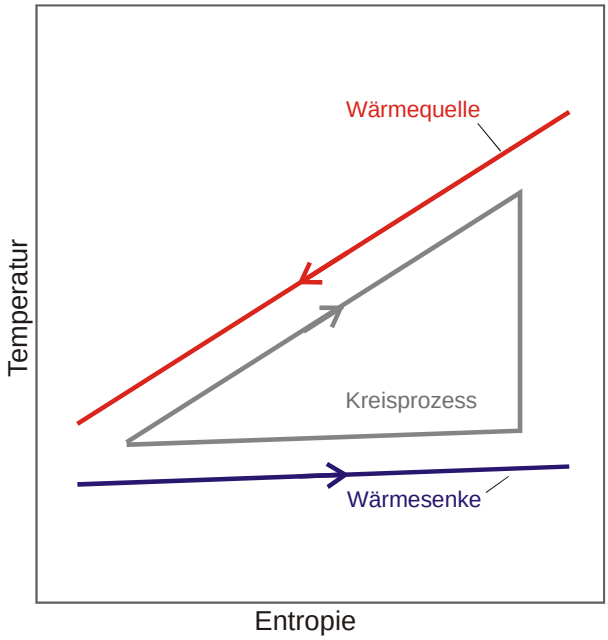


Abbildung III-1: Charakteristik der Wärmequelle und -senke führt zu einem dreiecksförmigen Prozess.

Jegliche Prozessverbesserung wird zunächst darauf zielen, den Prozess dieser Dreiecksform anzunähern. Dies kann zum Beispiel durch eine möglichst hohe Temperaturspreizung bei der Wärmeaufnahme und eine möglichst isotherme Wärmeabgabe erfüllt werden. Eine Annäherung an den rechteckigen Carnot-Prozess scheint auf den ersten Blick nicht zielführend.

Zur Zeit stehen im Temperaturbereich über 80 °C mit dem Organic Rankine Cycle (ORC) und dem Kalina-Prozess zwei Technologien zur Wandlung von Wärme in elektrische Energie zur Verfügung. Der Kalina-Kreislauf ist nach seinem Erfinder benannt und patentrechtlich geschützt (siehe z.B. *Kalina, 1982*, *Kalina, 1984*). Beide Prozesse sind Kraftwerkskreisläufe nach dem Clausius-Rankine bzw. einem leicht modifizierten Clausius-Rankine-Prozess. Als Arbeitsmittel werden Stoffe oder Gemische eingesetzt, deren Auswahl entsprechend der Temperatur des Thermalwassers erfolgt. Während sich in den ORC-Prozessen meist Reinstoffe als Arbeitsmittel finden, enthält der Kalina-Prozess mit Ammoniak-Wasser ein zeotropes Zweistoffgemisch. Damit sind die Phasenübergänge im ORC isotherm, im Kalina-Kreislauf dagegen finden Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr jeweils bei gleitender Temperatur statt. In Abbildung III-2 sind beide Prozesse, Rankine-Kreislauf und Kalina-Kreislauf, in einem schematischen Temperatur-Entropie-Diagramm dargestellt. Der Kalina-Kreislauf kann durch die nicht-isothermen Phasenübergänge gut an die Wärmequelle angepasst werden. Er nähert sich der oben geforderten Dreiecksform besser an als der ORC. Damit verringern sich die Exergieverluste bei der Wärmezufuhr (externe Verluste). Durch die nicht-isotherme Verdampfung steigt zudem die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr an. Damit wird der thermische Wirkungsgrad des Prozesses angehoben.

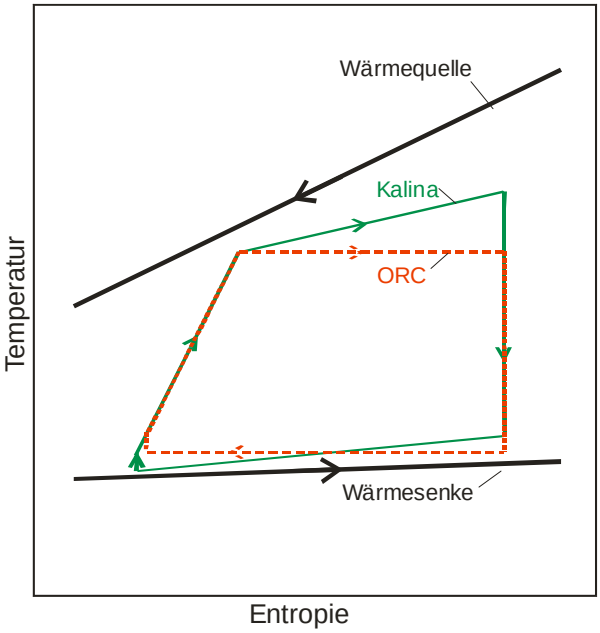


Abbildung III-2: Schematischer Vergleich des Clausius-Rankine-Kreislauf mit einem (organischen) Reinstoff als Arbeitsmittel und des einfachen Kalina-Kreislauf im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Aufgrund der verminderten Exergieverluste bei der Wärmeübertragung und des höheren thermischen Wirkungsgrads versprechen Kreisläufe, in denen zeotrope Gemische als Arbeitsmittel eingesetzt werden wie z.B. der Kalina-Kreislauf, thermodynamisch vorteilhafter zu sein. Die thermodynamische Analyse in Kapitel IV zeigt, inwieweit sich diese Erwartung erfüllt.

III.2 Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme

Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit liegt bei Prozessbetrachtungen geothermischer Kraftwerke mit Sekundärkreislauf. Die Möglichkeit der Wärmeauskopplung wird diskutiert, soweit sie den Entwurf des Kraftwerkes z.B. durch Festlegung einer maximalen Auskühlung des Thermalwassers im Kraftwerk (ΔT_{KW}) betrifft. Unterschiedliche Schaltungen bzw. Betriebsweisen von Anlagen zur kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme geothermischer Heizkraftwerke werden nicht weitergehend betrachtet. Trotzdem soll an dieser Stelle eine kurze Darstellung der möglichen Verschaltungen und ihrer Vor- und Nachteile erfolgen, da z.B. *Rogge (2003)* eine kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme als Voraussetzung für wirtschaftlichen Betrieb der Gesamtanlage sieht.

Die kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Heizwärme aus Geothermie unterscheidet sich in wesentlichen Punkten von der konventionellen Kraft-Wärme-Kopplung. In konventionellen Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung wird ein Abwärmestrom einer Wärmekraftmaschine genutzt, um Nutzwärme für ein Heiznetz zur Verfügung zu stellen. Die Erzeugung von elektrischer Energie und Wärme erfolgt damit immer gleichzeitig. Bei der

kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme aus Geothermie ist diese Gleichzeitigkeit nicht immer gegeben. Der Grund liegt in der Art der Verschaltung von Kraftwerk und Heizwerk und darin, welcher Wärmestrom zur Bereitstellung der Heizwärme genutzt wird.

In einem geothermischen Kraftwerk treten zwei große Verlustwärmeströme auf: Zum einen wird Abwärme aus dem Kraftwerksprozess im Kondensator an die Umgebung abgeführt. Diese Abwärme fällt bei vergleichsweise niedriger Temperatur an. Zum anderen wird das Thermalwasser nicht bis auf Umgebungstemperatur abgekühlt, sondern nur bis zur Temperatur $T_{b,out}$, die über der Umgebungstemperatur liegt. Dieser Verlust entspricht den Abgasverlusten in einem fossil befeuerten Kraftwerk (s. auch Abschnitt III.3). Im Gegensatz zum fossil befeuerten Kraftwerk wird diese Wärme aber nicht als Abwärme in die Umgebung abgegeben, sondern mit dem Thermalwasser zurück in den Untergrund geleitet. Es handelt sich hier also um einen Verlust, aber nicht um einen Abwärmestrom.

Das Thermalwasser am Austritt aus dem Kraftwerk bietet ein höheres Temperaturniveau als die Abwärme am Kondensator. Daher wird vorrangig das Thermalwasser zur Wärmebereitstellung genutzt. Im Gegensatz zur konventionellen Kraft-Wärme-Kopplung ist diese Wärmeabfuhr nicht notwendiger Teil des Kraftwerkskreislaufs. Es handelt sich also bei der kombinierten Bereitstellung nicht um Heizkraftwerke im ursprünglichen Sinne, sondern um eine Kombination von Kraftwerk und Heizwerk, welche dieselbe Primärenergiequelle – das Thermalwasser - nutzen.

In der folgenden Darstellung der möglichen Verschaltungen von Heizwerk und Kraftwerk wird von dem Vorrang der Heizwärmeversorgung ausgegangen, d.h. Heizwerk und Kraftwerk werden so geregelt, dass mit der vorhandenen Thermalwassertemperatur $T_{b,in}$, und dem zur Verfügung stehenden Thermalwassermassenstrom $\dot{m}_b$ der Heizwärmebedarf möglichst vollständig gedeckt wird. Vorlauftemperatur $T_{Heiz,vor}$ und Rücklauftemperatur $T_{Heiz,rück}$ des Heiznetzes sollen zunächst feststehend sein. Die spezifische Wärmekapazität des Thermalwassers c_b wird als konstant angenommen. Im betrachteten Temperaturbereich (ca. 50 °C bis ca. 150 °C) variiert die spezifische Wärmekapazität von reinem Wasser um weniger als 2,5 %. Diese Variationsbreite hat keinen Einfluss auf die nachfolgend abgeleiteten Aussagen.

Damit gilt Gleichung (III-1) für die Temperatur des Thermalwasser am Eintritt $T_{HW,in}$ und Austritt $T_{HW,out}$ des Heizwerkes sowie den Heizwärmebedarf $\dot{Q}_{Heiz}$:

$$\dot{Q}_{Heiz} = \dot{m}_{HW} \cdot c_b \cdot \Delta T_{HW} = \dot{m}_{Heiz} \cdot c_{Heizwasser} \cdot \left(T_{Heiz,vor} - T_{Heiz,rück}\right) \qquad \text{(III-1)}$$

$$\Delta T_{HW} = T_{HW,in} - T_{HW,out} \qquad \text{(III-2)}$$

Im Kraftwerk wird das Thermalwasser um die Temperaturdifferenz ΔT_{KW} abgekühlt. Die mögliche Generatorleistung wird:

$$P_{gen} = \eta_{th}\eta_{i,tur}\eta_m\eta_{gen}\dot{m}_b c_b \Delta T_{KW} \qquad \text{(III-3)}$$

Alle in Gleichung (III-3) verwendeten Wirkungsgrade η werden in Abschnitt III.3 definiert und diskutiert.

Des weiteren muss im Heizwerk die Temperatur des Thermalwassers über der Temperatur des Heizwassers liegen:

$$T_{HW,in} \geq T_{Heiz,vor} \qquad \text{(III-4)}$$

$$T_{HW,out} \geq T_{Heiz,rück} \qquad \text{(III-5)}$$

Für die Verschaltung von Kraftwerk und Heizwerk stehen die Varianten Reihenschaltung und Parallelschaltung zur Verfügung.

III.2.1 Reihenschaltung von Kraftwerk und Heizwerk

In der Reihenschaltung durchfließt der gesamte Massenstrom des Thermalwassers erst das Kraftwerk und anschließend das Heizwerk (Abbildung III-3). Das Thermalwasser wird im Kraftwerksteil um die Temperaturdifferenz ΔT_{KW} abgekühlt und wärmt in einem dem Kraftwerk nachgeschalteten Wärmeübertrager den Rücklauf des Heiznetzes.

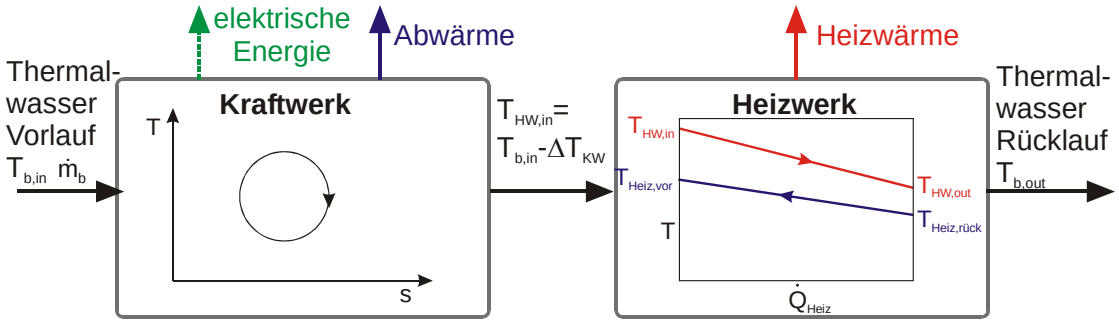


Abbildung III-3: Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme, Reihenschaltung von Kraftwerk und Heizwerk.

Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers darf nicht unter der Rücklauftemperatur des Heiznetzes liegen (s. Gleichung (III-5)). Damit sind die Auskühlung des Thermalwassers im Kraftwerk und im Heizwerk über Ungleichung (III-6) verknüpft:

$$T_{b,out} = T_{b,in} - \Delta T_{KW} - \Delta T_{HW} \geq T_{Heiz,rück} \qquad \text{(III-6)}$$

Die Auskühlung des Thermalwassers im Kraftwerk $\Delta T_{KW,R}$ wird durch die vorgegebene Vorlauftemperatur des Heiznetzes $T_{Heiz,vor}$ nach unten begrenzt. Die Reihenschaltung ist insbesondere dann vielversprechend, wenn - bei bekanntem Thermalwasserstrom - die Eintrittstemperatur des Thermalwassers $T_{b,in}$ so hoch ist, dass trotz dieser Begrenzung der Auskühlung eine ausreichende Kraftwerksleistung erzeugt werden kann. Die Höhe der als ausreichend angesehenen Generatorleistung wird in Kapitel V der vorliegenden Arbeit diskutiert.

In der Reihenschaltung steht die Auskühlung des Thermalwassers im Kraftwerk (ΔT_{KW}) als Stellgröße für die Regelung zur Verfügung.

Ein Beispiel für diese Verschaltung ist die gleichzeitige Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme in Husavik auf Island. Das Thermalwasser wird dort erst in einem Kalina-Kraftwerk (s. Abschnitt IV.1.4) von 121 °C auf 80 °C abgekühlt und anschließend im

Nahwärmenetz des Ortes genutzt. *Hjartarson et al. (2003)* gaben eine detaillierte Beschreibung des Systems.

III.2.2 Parallelschaltung von Kraftwerk und Heizwerk

Bei der Parallelschaltung wird das Thermalwasser auf Kraftwerk und Heizwerk verteilt. Im Kraftwerk bzw. Heizwerk wird das Thermalwasser von der ursprünglichen Temperatur $T_{b,in}$ um die Temperaturdifferenz ΔT_{KW} (Kraftwerk) bzw. ΔT_{HW} (Heizwerk) abgekühlt.

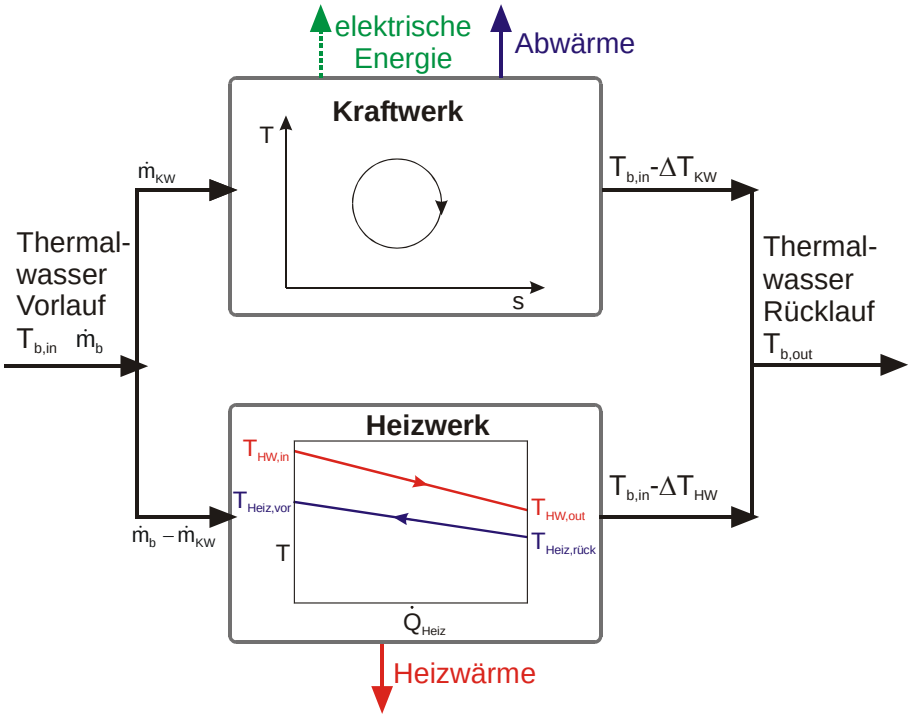


Abbildung III-4: Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme, Parallelschaltung von Kraftwerk und Heizwerk

Der Thermalwassermassenstrom $\dot{m}_{HW}$, der durch das Heizwerk gelangt, ist:

$$\dot{m}_{HW} = \dot{m}_b - \dot{m}_{KW} \tag{III-7}$$

Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers resultiert aus der Austrittstemperatur aus dem Kraftwerk und der Austrittstemperatur aus dem Heizwerk:

$$T_{b,out} = T_{b,in} - \Delta T_{HW} + \frac{\dot{m}_{KW}}{\dot{m}_b}\left(\Delta T_{HW} - \Delta T_{KW}\right) \tag{III-8}$$

Die Auskühlung des Thermalwassers im Kraftwerkes und im Heizwerk sind bei der Parallelschaltung voneinander unabhängig. Für die Auskühlung im Heizwerk gilt lediglich:

$$T_{b,in} - \Delta T_{HW} \geq T_{Heiz,Rück} \tag{III-9}$$

Die Temperaturdifferenzen ΔT_{KW} und ΔT_{HW} sind für Parallelschaltung und Reihenschaltung nicht gleich. Bei der Parallelschaltung muss, bei gleichbleibender Heizwärmeleistung, ($\dot{Q}_{Heiz}$, s. Gleichung (III-1)) aufgrund des geringeren Massenstromes des

Thermalwassers die Auskühlung im Heizwerk größer sein als bei der Reihenschaltung.

Wenn dem Kraftwerk bei der Parallelschaltung die gleiche Wärmeleistung $\dot{Q}_{KW}$ zugeführt werden soll wie bei der Reihenschaltung, wird die Auskühlung im Kraftwerk bei der Parallelschaltung ebenfalls größer sein als bei der Reihenschaltung. Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr sinkt mit steigender Temperaturdifferenz ΔT_{KW}. Mit sinkender mittlerer Temperatur der Wärmezufuhr nimmt der thermische Wirkungsgrad des Kraftwerkes ab. Bei der Parallelschaltung wird daher - bei ansonsten gleichbleibenden äußeren Rahmenbedingungen wie Thermalwassertemperatur, Thermalwassermassenstrom, Heiznetzparameter - für das Kraftwerk ein geringerer thermischer Wirkungsgrad erwartet als bei der Reihenschaltung. Wenn es die Thermalwassertemperatur erlaubt, sollte deshalb die kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme immer in Form der Reihenschaltung von Kraftwerk und Heizwerk erfolgen.

Die Parallelschaltung von Kraftwerk und Heizwerk sollte nur dann verwendet werden, wenn die Thermalwassertemperatur gerade ausreicht, um das Nahwärmenetz zu versorgen. In diesem Fall wird die mit dem Thermalwasser angebotene Wärmeleistung in geeigneter Weise auf Heizwerk und Kraftwerk verteilt. Als Stellgröße der Regelung steht der Massenstrom im Kraftwerk $\dot{m}_{KW}$ zur Verfügung. Die Verschaltung ist gut geeignet, um im Sommer überschüssige Wärme eines geothermischen Heizwerkes zur Stromerzeugung zu nutzen. Die Bereitstellung von elektrischer Energie und Heizwärme erfolgt also im Gegensatz zur Reihenschaltung nicht unbedingt gleichzeitig.

Als Beispiel für die Parallelschaltung von Heizwerk und Kraftwerk kann die kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme in Altheim, Österreich genannt werden. Aus der Förderbohrung werden dort maximal ca. 100 l/s Thermalwasser mit 106 °C gefördert. Das Thermalwasser wird vorrangig im Heizwerk zur Deckung des Heizwärmebedarfs verwendet. Dafür werden maximal, d.h. in der Heizperiode, bis zu 45 l/s, und minimal, d.h. außerhalb der Heizperiode, 8 l/s Thermalwasser in das Heizwerk geleitet. Das Heiznetz wird mit außentemperaturgeführter Vorlauftemperatur betrieben. In der Heizperiode beträgt die Vorlauftemperatur 90 °C, die Rücklauftemperatur 60 °C. Das nicht für die Wärmebereitstellung benötigte Thermalwasser wird im Kraftwerk auf ca. 70 °C abgekühlt. Die Temperatur an der Injektionsbohrung liegt bei ca. 65 °C.

III.2.3 Einordnung der in Neustadt-Glewe realisierten Verschaltung

Das geothermische Heizwerk Neustadt-Glewe versorgt seit 1995 das Heiznetz der Stadt Neustadt-Glewe. *Schallenberg et al. (1999)* führten eine ausführliche Analyse des Betriebsjahres 1996 durch. Die im Folgenden genannten Betriebsparameter des Heizwerkes entstammen dieser Quelle.

Die Dublette stellt maximal 110 m³/h Thermalwasser mit 97 °C (gemessen in 1996) zur Verfügung. Bei einer Abkühlung des Thermalwassers im Heizwerk um 25 K stehen rund 3 MW_{th} zur Verfügung. Während der Heizperiode wird diese Wärmeleistung meist

vollständig in das Heiznetz eingespeist. Außerhalb der Heizzeit liegt die im Heiznetz abgenommene Wärmeleistung deutlich unter der mit der geothermischen Dublette verfügbaren Wärmeleistung. In Abbildung III-5 ist dies durch die graue Schattierung gekennzeichnet. Bis 2003 wurde dem durch eine Absenkung der Förderrate des Thermalwassers im Sommer Rechnung getragen. Da die Thermalwassertemperatur mit ca. 97 °C prinzipiell für eine Stromerzeugung ausreicht, lag die Ergänzung des Heizwerkes um einen Kraftwerksblock nahe.

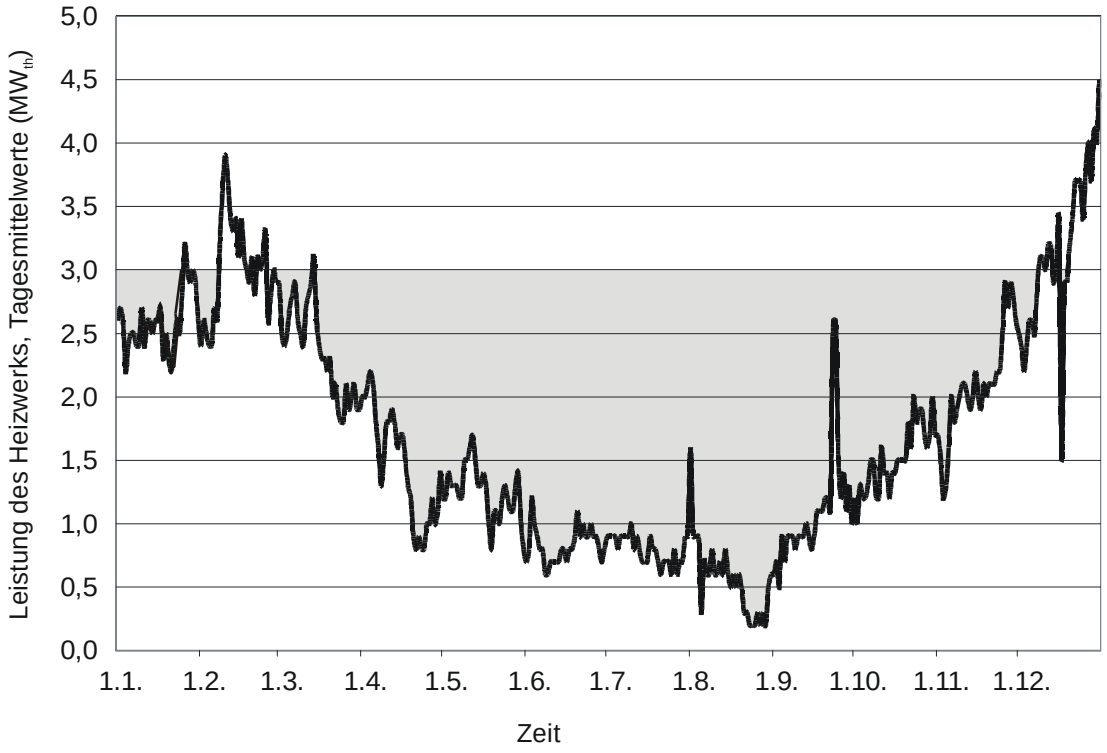


Abbildung III-5: Jahresgang der erforderlichen Heizwärmeleistung in Neustadt-Glewe, gemessene Tagesmittelwerte nach Schallenberg et al. (1999).

Das Heiznetz wird mit gleitender Vorlauftemperatur (70 °C bis 90 °C) betrieben. Die Rücklauftemperatur des Heiznetzes liegt bei 50 °C bis 65 °C. Mit bis zu 97 °C reicht die Temperatur des Thermalwassers gerade aus, um in der Heizperiode die erforderlichen 90 °C im Vorlauf des Heiznetzes zu gewährleisten. Mit diesen Voraussetzungen sollten Kraftwerk und Heizwerk parallel geschaltet werden. Im Sommer dagegen erfordert die auf 70 °C abgesenkte Vorlauftemperatur des Heiznetzes lediglich eine Thermalwassertemperatur von 72 °C. Dies spricht wiederum für eine Reihenschaltung, in der das Kraftwerk dem Heizwerk vorgeschaltet wird.

Der Abstand zwischen Förderbohrung und Heizwerk beträgt rund 500 m. Das Kraftwerk wurde direkt an der Förderbohrung errichtet. Eine echte Parallelschaltung hätte das Verlegen einer zweiten Thermalwasserleitung bis zum Austritt des Thermalwassers aus dem Heizwerk mit den damit verbundenen zusätzlichen Investitionen erfordert. So wurde nicht zuletzt aus Gründen der Kostenersparnis eine modifizierte Parallelschaltung realisiert (s. Abbildung III-6).

Ein Teilstrom des Thermalwassers $\dot{m}_{KW}$ wird durch das Kraftwerk geleitet, überträgt Wärme an den Kraftwerksprozess und wird dabei um die Temperaturdifferenz ΔT_{KW} abgekühlt. Anschließend wird dieser Teilstrom wieder mit dem zweiten, noch nicht abgekühlten Teilstrom, zusammengeführt. Dem Heizwerk steht der gesamte Massenstrom des Thermalwassers mit der Mischtemperatur T_m zur Verfügung.

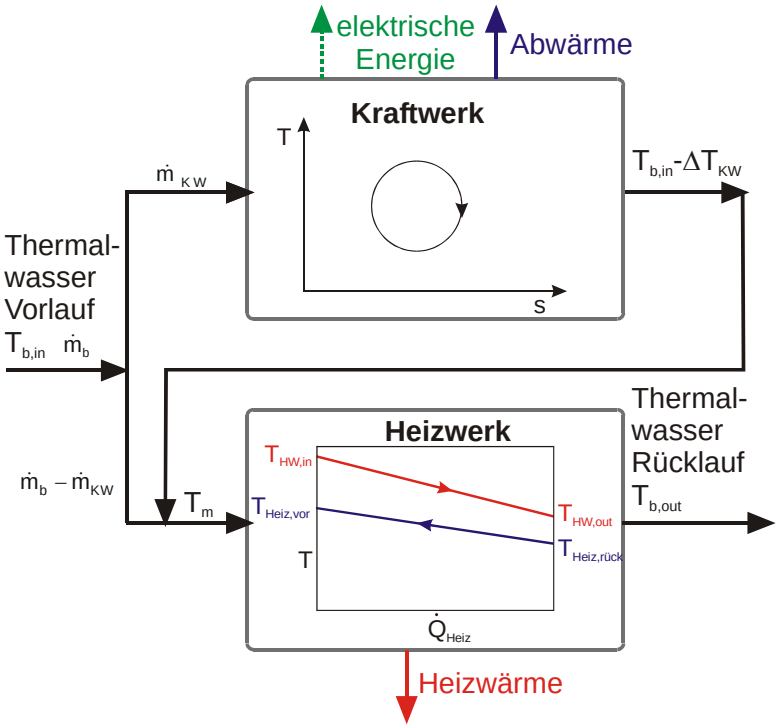


Abbildung III-6: Verschaltung von Kraftwerk und Heizwerk in Neustadt-Glewe, kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Heizwärme.

In Neustadt-Glewe hat die Deckung des Wärmebedarfs Vorrang gegenüber der Erzeugung elektrischer Energie. Deshalb wird der Massenstrom durch das Kraftwerk so eingestellt, dass die Mischtemperatur T_m die im Heizwerk vorgegebene Mindesttemperatur nicht unterschreitet. Während der Heizperiode ist das Kraftwerk zudem nicht in Betrieb *(Broßmann et al., 2003, ErdwärmeKraft, 2003).* Die modifizierte Parallelschaltung erlaubt, Kraftwerk und Heizwerk auch in Reihe zu betreiben - nämlich genau dann, wenn die Austrittstemperatur aus dem Kraftwerk genau gleich der erforderlichen Temperatur am Eintritt des Heizwerkes wird. Betriebsbeobachtung und Auswertung der Betriebsdaten sind Gegenstand eines aktuellen Forschungsprojektes, erste Ergebnisse werden 2005 erwartetet (s. auch *Köhler, 2005*).

III.3 Systemwirkungsgrad geothermischer Kraftwerke mit Sekundärkreislauf

Ein geothermisches Kraftwerk mit Sekundärkreislauf entzieht dem Thermalwasser Wärme und wandelt diese in elektrische Energie um. Alle bei der Wärmeübertragung und –umwandlung auftretenden Verluste können mit Ausnahme der Drosselverluste durch Wirkungsgrade ausgedrückt werden *(Cerbe und Hoffmann, 1999).* In Anlehnung an die

Wirkungsgraddefinitionen für einen konventionellen, fossil befeuerten Wasserdampfprozess werden im Folgenden die einzelnen Wirkungsgrade eines geothermischen Kraftwerkes mit Sekundärkreislauf definiert und soweit möglich eine Abschätzung der jeweiligen Größenordnung durchgeführt. Die Indizes orientieren sich an der Nummerierung der Zustandspunkte in Abbildung III-11 (Seite 40).

Der so entwickelte Systemwirkungsgrad eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes mit Sekundärkreislauf berücksichtigt die Verluste bei der Abkühlung des Thermalwassers auf eine höhere Temperatur als die Umgebungstemperatur, den thermischen Wirkungsgrad des idealen Prozesses, den Unterschied zum realen Prozess, mechanische Verluste, Generatorverluste sowie den Eigenverbrauch (s. Abbildung III-11). Die in Abbildung III-11 aufgeführten Energien sind auf den Dampfmassenstrom des Arbeitsmittels bezogen, z. T. also spezifische, z.T. bezogene Größen.

III.3.1 Mit dem Thermalwasser angebotene Wärmeleistung

Die im Thermalwasser enthaltene Energie wird definiert als Differenz der Enthalpie des Thermalwassers am Eintritt in das System und der Enthalpie des Thermalwassers bei Umgebungstemperatur und –druck (T_0, p_0).

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \cdot \left(h_{b,in} - h_b(T_0, p_0)\right) \tag{III-10}$$

Für flüssiges Thermalwasser entspricht dies einer Abkühlung des Thermalwassers auf Umgebungstemperatur. Bei konstanter spezifischer Wärmekapazität c_b gilt Gleichung (III-11).

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \cdot c_b \cdot \left(T_{b,in} - T_0\right) \tag{III-11}$$

Durch die Wahl der Umgebungstemperatur T_0 ist die Angabe der im Thermalwasser enthaltenen Energie abhängig von einer willkürlich festlegbaren Größe. Sie entspricht damit eher einem Potenzialunterschied als einem absoluten Potenzial. Die Aufgabe bei der Optimierung des Systems besteht in der Verbesserung der Nutzung des vorhandenen Potenzialunterschiedes.

III.3.2 Auskühlungswirkungsgrad

Der Auskühlungswirkungsgrad wird analog zum Kesselwirkungsgrad fossil befeuerter Dampfkraftwerke definiert. Er gibt an, welcher Anteil der im Thermalwasser enthaltenen Wärmeleistung an den Kraftwerkskreislauf übertragenen wird.

$$\eta_a = \frac{\dot{m}_{plant} \cdot \left(h_4 - h_2\right)}{\dot{m}_b \cdot \left(h_{b,in} - h_b(T_0, p_0)\right)} \tag{III-12}$$

Wenn das Thermalwasser in flüssiger Form vorliegt und die spezifische Wärmekapazität des Thermalwassers c_b im betrachteten Temperaturbereich konstant angenommen wird, wird der Auskühlungswirkungsgrad mit Gleichung (III-11):

$$\eta_a = \frac{\dot{m}_{plant} \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_b \cdot c_b \cdot (T_{b,in} - T_0)} \tag{III-13}$$

Im Folgenden wird, soweit nicht anders angegeben, von flüssigem Thermalwasser ausgegangen.

III.3.3 Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ist definiert als die dem Kreislauf entzogene Arbeit (Nutzarbeit) geteilt durch die zugeführte Wärmemenge *(Bejan et al., 1996)*. Er gibt an, welcher Anteil der zugeführten Wärme in Arbeit gewandelt wurde.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_{zu}} = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}} \tag{III-14}$$

III.3.3.1 Thermischer Wirkungsgrad bei reversiblen Prozessen

Für geothermisch angetriebene Kraftwerke mit Sekundärkreislauf wird der thermische Wirkungsgrad zweckmäßig definiert als Quotient der Enthalpiedifferenz bei isentroper (reversibler) Entspannung des Arbeitsmediums zu der Enthalpiezunahme während Vorwärmung und Verdampfung (Gleichung (III-15)).

$$\eta_{th} = \frac{h_4 - h_{5s}}{h_4 - h_2} \tag{III-15}$$

Bei Gleichung (III-15) handelt es sich um eine vereinfachte Definition des thermischen Wirkungsgrades. Die Arbeit der Speisepumpe (Druckerhöhung von 1 nach 2) ist nicht in der Nutzarbeit berücksichtigt. Diese Vereinfachung erlaubt eine leichtere Übersicht über das Verhalten der Anlagen. Zudem wird die Speisepumpe nicht direkt von der Expansionsmaschine angetrieben, sondern durch einen elektrischen Antrieb. Es ist daher naheliegend, sie mit den anderen Antrieben und Nebenverbrauchern im Eigenbedarf zusammenzufassen (s. Abschnitt III.3.5).

Der thermische Wirkungsgrad einer idealen, vollständig reversiblen Wärmekraftmaschine, die zwischen zwei Reservoirs mit unendlicher Kapazität arbeitet, ist der Carnot-Wirkungsgrad η_C *(Bejan et al., 1996)*.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} \tag{III-16}$$

Geothermisch angetriebenen Kraftwerken mit Sekundärkreislauf stehen keine Reservoirs unendlicher Kapazität zur Verfügung. Wie in Abbildung III-1 schematisch dargestellt, kühlt die Wärmequelle durch die Wärmezufuhr an den Prozess ab, während sich die Wärmesenke durch die Wärmeabfuhr aus dem Prozess erwärmt. Damit ist zumindest eine Voraussetzung für die Anwendung des Carnot-Wirkungsgrades nicht erfüllt. Für die Abschätzung der oberen Grenze des thermischen Wirkungsgrades reversibler Wärmekraftmaschinen, die zwischen Reservoirs begrenzter Kapazität arbeiten, wird zunächst ein stark idealisiertes Modell der Wärmekraftmaschine und ihrer Umgebung betrachtet. Die folgende Darstellung orientiert sich

an der Herleitung von *Bejan (1996).*

Abbildung III-7 veranschaulicht das Modell. Das graue Rechteck bezeichnet einen Bereich mit adiabaten Grenzen, aus dem mechanische Leistung abgeführt wird. Das System befindet sich im stationären Zustand. Innerhalb des grauen Bereiches finden ausschließlich reversible Prozesse statt, d.h. es wird keine Entropie erzeugt ($\dot{S}_{gen} = 0$). Der Bereich wird von zwei Strömen mit gleichem Massenstrom $\dot{m}$ durchflossen. Bei beiden Strömen handelt es sich um ein ideales Gas mit identischen Stoffeigenschaften. Der Druck der Ströme liegt bei Umgebungsdruck und ändert sich nicht. Der warme Strom tritt mit einer festen Temperatur T_H ein und dient als Wärmequelle für einen Kraftwerksprozess. Der kalte Strom dient als Wärmesenke, seine Eintrittstemperatur T_L ist ebenfalls festgelegt. Die Wärmezufuhr an den Kraftwerksprozess sowie die Wärmeabfuhr aus dem Prozess finden reversibel statt. Der Kraftwerksprozess selbst ist in Abbildung III-7 nicht dargestellt.

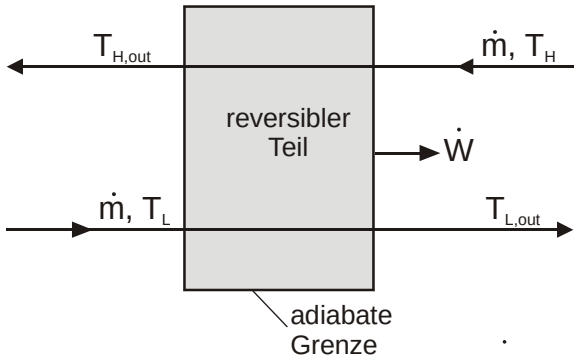


Abbildung III-7: Modell zur Umwandlung von Wärme in Arbeit. Der reversible Teil wird von einem warmen und einem kalten Strom gespeist und gibt mechanische Leistung ab (nach Bejan, 1996*).*

Mit dem ersten und zweiten Hauptsatz der Thermodynamik lässt sich schreiben:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H - T_{H,out}\right) + \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_L - T_{L,out}\right) \tag{III-17}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln\frac{T_{H,out}}{T_H} + \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln\frac{T_{L,out}}{T_L} = 0 \tag{III-18}$$

Auflösen der Gleichung (III-18) nach der Austritttemperatur des kalten Stromes und Einsetzen in Gleichung (III-17) ergibt:

$$T_{L,out} = \frac{T_H \cdot T_L}{T_{H,out}} \tag{III-19}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H - T_{H,out} - \frac{T_H \cdot T_L}{T_{H,out}} + T_L \right) \tag{III-20}$$

Bis auf die Austrittstemperatur des warmen Stromes $T_{H,out}$ liegen in Gleichung (III-20) alle Temperaturen fest. Da der Massenstrom und die Stoffeigenschaften der Fluide unveränderlich sein sollen, kann die abgegebene mechanische Leistung nur noch durch Einstellen dieses einen Parameters variiert werden. Die abgegebene mechanische Leistung

wird gleich Null, wenn die Austritttemperatur des warmen Stromes gleich der Eintrittstemperatur eines der beiden Ströme wird ($T_{H,out} = T_H$ oder $T_{H,out} = T_L$). Im ersten Fall ($T_{H,out} = T_{H)}$ gibt die Wärmequelle keine Wärme ab, dem Kraftwerksprozess wird dementsprechend auch keine Wärme zugeführt, die er wandeln könnte. Im zweiten Fall ($T_{H,out} = T_L$) wird die zugeführte Wärmeleistung gleich der abgeführten Wärmeleistung. Damit wird der thermische Wirkungsgrad der Energiewandlung gleich Null (s. Gleichung (III-14)).

Das Maximum der mechanischen Leistung wird durch Ableitung der Gleichung (III-20) nach der Austrittstemperatur des warmen Stromes bestimmt. Die Nullstellen der Ableitung ergeben ein Polynom zweiter Ordnung mit zwei Lösungen. Eine Lösung wird kleiner Null und daher verworfen. Die Austrittstemperatur des warmen Stromes, bei der die Arbeit maximal wird, ist damit:

$$T_{H,out,opt} = \left(T_H \cdot T_L\right)^{\frac{1}{2}} \tag{III-21}$$

Im Punkt der maximalen Leistung steigt die Austrittstemperatur des warmen Stromes an, wenn die Temperatur der Wärmequelle oder die Temperatur der Wärmesenke zunehmen.

Mit Gleichung (III-22) ergibt sich für die Austrittstemperatur des kalten Stromes:

$$T_{L,out,opt} = \left(T_H \cdot T_L\right)^{\frac{1}{2}} \tag{III-22}$$

Im Punkt der maximalen Leistung treten der warme und der kalte Strom mit der gleichen Temperatur aus dem Kraftwerk aus ($T_{H,out,opt} = T_{L,out,opt}$).

Einsetzen von Gleichung (III-21) und (III-22) in (III-17) ergibt für die maximale mechanische Leistung:

$$\dot{W}_{max} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H^{\frac{1}{2}} - T_L^{\frac{1}{2}} \right)^2 \tag{III-23}$$

Die insgesamt zugeführte Wärmemenge $\dot{Q}_{zu,opt}$ wird:

$$\dot{Q}_{zu,opt} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H - \left(T_H \cdot T_L\right)^{\frac{1}{2}} \right) \tag{III-24}$$

Für den thermischen Wirkungsgrad in diesem Punkt der maximalen Leistung ergibt sich:

$$\eta_{th,opt} = \frac{\dot{W}_{max}}{\dot{Q}_{zu,opt}} = 1 - \left(\frac{T_L}{T_H} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{III-25}$$

Diesen Zusammenhang hatten bereits *Curzon und Ahlborn (1975)* gefunden, allerdings mit einem etwas anderen Modell. *Bejan (1996)* stellte die verschiedenen Modelle zusammen und gab eine umfassende Einordnung. Er wurde später u.a. von *El-Din (2000)* sowie *Antar und Zubair (2001)* bestätigt.

Nun wurde aber bei der Herleitung dieses Zusammenhanges mit der Voraussetzung, dass warmer und kalter Strom das System mit gleichem Massenstrom durchfließen und somit die Änderungen in der Temperatur gekoppelt sind, eine starke Einschränkung eingeführt. Diese

Voraussetzung ist zudem für geothermische Kraftwerke mit Sekundärkreislauf wenig realistisch, setzt sie doch letztendlich eine starke Erwärmung des kalten Stroms voraus. Ein Blick auf Abbildung III-1 zeigt, dass sich aber der kalte Strom nur wenig erwärmen soll, während der warme Strom abgekühlt wird. Eine idealisiertes Modell dieser Wärmecharakteristik besteht daher aus einer Wärmequelle mit endlicher Kapazität - d.h. variabler Temperatur des warmen Stromes - und einer Wärmesenke mit gleichbleibender Temperatur des kalten Stromes. Das Modell von Bejan wird daher dahingehend modifiziert, dass die Temperatur des kalten Fluides konstant bleibt ($T_{L,out} = T_L$).

Die Ableitung der maximalen mechanischen Leistung und des dazugehörigen thermischen Wirkungsgrades erfolgt analog zur Vorgehensweise von Bejan.

Mit dem ersten und zweiten Hauptsatz der Thermodynamik gilt:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H - T_{H,out}\right) + \dot{Q}_{ab} \tag{III-26}$$

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_{H,out}}{T_H} + \frac{\dot{Q}_{ab}}{T_L} = 0 \tag{III-27}$$

Auflösen der Gleichung (III-27) nach der abgeführten Wärmeleistung und Einsetzen in Gleichung (III-26) ergibt für die mechanische Leistung:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(T_H - T_{H,out} + T_L \cdot \ln \frac{T_{H,out}}{T_H} \right) \tag{III-28}$$

Das Maximum der mechanischen Leistung wird durch Ableitung der Gleichung (III-28) nach der Austrittstemperatur des warmen Stromes bestimmt. Die Nullstelle der Ableitung liegt bei $T_{H,out} = T_L$. Die mechanische Leistung wird genau dann maximal, wenn der warme Strom bis auf die Temperatur des kalten Stromes abgekühlt wird, ihm also die maximal zur Verfügung stehende thermische Leistung $\dot{Q}_{zu,max}$ entzogen wird. Auch in diesem Fall treten warmer und kalter Strom im Punkt der maximalen Leistung mit gleicher Temperatur aus.

Die maximale mechanische Leistung wird:

$$\dot{W}_{max} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \left[\left(T_H - T_L\right) - T_L \cdot \ln \frac{T_H}{T_L} \right] \tag{III-29}$$

Damit ist der thermische Wirkungsgrad bei dieser maximalen mechanischen Leistung:

$$\eta_{MPP} = \frac{\dot{W}_{max}}{\dot{Q}_{zu,max}} = 1 - \frac{\ln \frac{T_H}{T_L}}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \tag{III-30}$$

Der maximale thermische Wirkungsgrad wird auch in diesem Modell erreicht, wenn der warme Strom nicht abgekühlt wird ($T_{H,out} = T_H$).

Zur Veranschaulichung sind in Abbildung III-8 der Carnot-Wirkungsgrad η_C und der Wirkungsgrad der reversiblen Wärmekraftmaschine, die zwischen einem endlichen warmen

und einem unendlichen kalten Reservoir im Punkt der maximalen Leistung arbeitet (η_{MPP}), über die Temperatur der Wärmequelle aufgetragen. Die Temperatur der Wärmesenke beträgt 15 °C. Der Carnot-Wirkungsgrad erreicht im gesamten betrachteten Temperaturbereich fast doppelt so hohe Werte wie η_{MPP}. Mit zunehmender Temperatur verkleinert sich das Verhältnis geringfügig. Bei 100 °C Thermalwassertemperatur beträgt η_{MPP} 53% des Carnot-Wirkungsgrades, bei 200 °C sind es 59%.

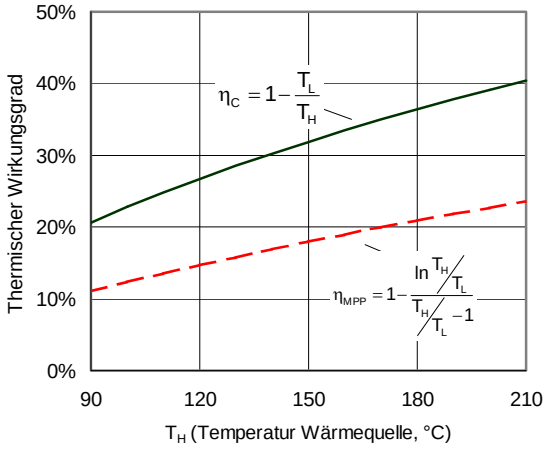


Abbildung III-8: Thermischer Wirkungsgrad reversibler Wärmekraftmaschinen in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur der Wärmequelle (T_H). Eintrittstemperatur der Wärmesenke (T_L) 15 °C. Durchgezogene Linie: Reservoirs mit unendlicher Wärmekapazität (Carnot-Wirkungsgrad). Gestrichelte Linie: warmes Reservoir mit begrenzter Wärmekapazität, kaltes Reservoir mit unendlicher Wärmekapazität, reversible Wärmekraftmaschine im Punkt der maximalen Leistung.

Ein geothermisch angetriebenes Kraftwerk mit Sekundärkreislauf ist eine Wärmekraftmaschine, die zwischen zwei, durch die Thermalwassertemperatur und die Umgebungstemperatur vorgegebenen Temperaturniveaus arbeitet. Der Massenstrom des Thermalwassers ist begrenzt, das flüssige Thermalwasser kühlt sich während der Wärmeübertragung merklich ab. Demzufolge hat die Wärmequelle eine endliche Wärmekapazität, während die Wärmekapazität der Wärmesenke - der Umgebung - zunächst als unendlich angesehen werden kann. Damit ist η_{MPP} die physikalische Obergrenze des thermischen Wirkungsgrades für geothermische Kraftwerke mit Sekundärkreislauf, die im Punkt der maximalen Leistung betrieben werden.

III.3.3.2 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades realer Prozesse

In der vorliegenden Arbeit werden reale Dampfprozesse nach dem Clausius-Rankine-Prozess betrachtet. Eine ausführliche Darstellung der Methoden zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades der Dampfprozesse findet sich z.B. bei *Traupel (1971)*, *Baehr (1989)* oder auch *Cerbe und Hoffmann (1999)*. An dieser Stelle soll lediglich eine kurze Übersicht gegeben werden. In den Abschnitten IV.1.3 und IV.2.3 der vorliegenden Arbeit

wird geprüft, inwieweit diese Methoden zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades geothermisch angetriebener Kraftwerke mit Sekundärkreislauf eingesetzt werden können.

Abbildung III-9 zeigt den einfachen Sattdampfprozess im Temperatur-Entropie-Diagramm. Für reversible Zustandsänderungen gilt

$$dq = Tds, \quad q = \int_{s1}^{s2} Tds \tag{III-31}$$

Die bei der Zustandsänderung von 1 nach 2 umgesetzte Wärme ist gleich der Fläche unter der Linie der Zustandsänderung im Temperatur-Entropie-Diagramm.

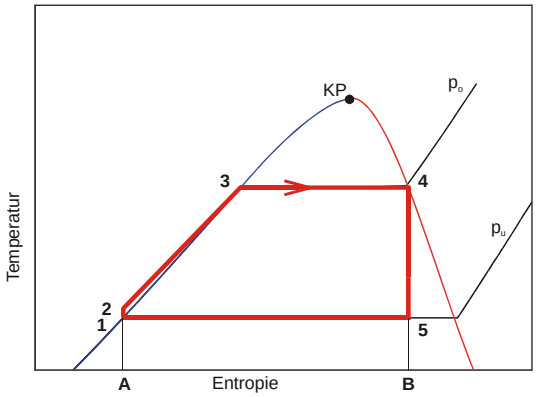


Abbildung III-9: Idealer Sattdampfprozess dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Damit entspricht die dem Prozess zugeführte Wärmemenge der Fläche unter der Kurve 1-2-3-4. Die abgeführte Wärme entspricht der Fläche unter der Kurve 5-1. Die von den Kurven eingeschlossene Fläche ist gleich der insgesamt abgegebenen Nutzarbeit. Der thermische Wirkungsgrad eines reversiblen Prozesses lässt sich damit im Temperatur-Entropie-Diagramm als Flächenverhältnis ablesen.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{ab}|}{|Q_{zu}|} = \frac{\oint Tds}{\left|\int Tds\right|_{zu}} \tag{III-32}$$

In konventionellen Wasserdampfprozessen lässt sich der thermische Wirkungsgrad durch folgende Maßnahmen verbessern:

- Anheben der Frischdampftemperatur durch Erhöhung des Verdampfungsdruckes
- Anheben der Frischdampftemperatur durch Überhitzung,
- Absenken des Kondensatordruckes,
- Zwischenüberhitzung,
- Regenerative Speisewasservorwärmung.

Die ersten vier Möglichkeiten sind in Abbildung III-10 schematisch dargestellt. Das Anheben des oberen Prozessdruckes von p_o auf p_o' (Abbildung III-10 (A)) verringert den Wärmeumsatz sowohl bei der Verdampfung als auch bei der Kondensation. Das

Flächenverhältnis und damit der thermische Wirkungsgrad wird durch das Anheben des oberen Prozessdruckes verbessert. In Abbildung III-10 zeigt sich bereits folgende Schwierigkeit: bei der Verwendung von Wasser als Arbeitsmedium liegt der Endpunkt der Entspannung (Punkt 5) im Nassdampfgebiet, und zwar wird die Endnässe ($1 - x_5$) um so größer, je höher der obere Prozessdruck p_o eingestellt wird (vergleiche den entsprechenden Punkt 5' des gestrichelt eingetragenen Prozesses in Abbildung III-10 (A)). Mit zunehmender Nässe des Abdampfes steigt die Gefahr des Tropfenschlages in der Endstufe der Turbine, so dass ein Grenzwert nicht überschritten werden sollte. *Baehr (1989)* gibt als Grenzwert eine maximale Nässe von 0,1 – 0,12 an. Das Anheben des oberen Prozessdruckes ist damit im Sattdampfprozess begrenzt.

Die Überhitzung des Dampfes, d.h. ein sogenannter Heißdampfprozess, ist ein möglicher Ausweg aus dieser Schwierigkeit (s. Abbildung III-10 (B)). Im Vergleich zum Sattdampfprozess wird hier eine größere Wärmemenge zugeführt. Das Flächenverhältnis der durch die Überhitzung zusätzlich gewonnenen Fläche 5-4-$5_ü$-$6_ü$ zu der zusätzlich zugeführten Wärme (Fläche B-4-$5_ü$-$6_ü$-$B_ü$) ist besser als das Flächenverhältnis im Sattdampfprozess. Die zusätzlich zugeführte Wärme wird mit einem besseren thermischen Wirkungsgrad umgesetzt. Dadurch liegt der thermische Wirkungsgrad des gesamten Heißdampfprozesse höher als der thermische Wirkungsgrad des Sattdampfprozesses.

Abbildung III-10 (C) zeigt mit dem Absenken des Kondensatordruckes die dritte genannte Möglichkeit zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades. Die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades wird im Temperatur-Entropie-Diagramm sofort offensichtlich: durch die Verschiebung des unteren Prozessdruckes nimmt die abgegebene Nutzarbeit erheblich zu. Die zusätzlich aufzuwendende Wärme, beschrieben durch die Fläche A''-1''-2''-2-A, ist im Vergleich dazu klein. Allerdings tritt auch bei einem Absenken des unteren Prozessdrucks die bereits oben angesprochene Zunahme der Endnässe ein (vergleiche Punkt 5 und Punkt 5'' in Abbildung III-10 (C)). Dem kann ebenfalls durch Überhitzung des Frischdampfes entgegengewirkt werden.

Wie oben gezeigt nimmt der thermische Wirkungsgrad mit steigendem oberen Prozessdruck zu. Die Schwierigkeit der zunehmenden Nässe im Abdampf kann durch Überhitzung des Frischdampfes, d.h. zusätzliches Anheben der Frischdampftemperatur, zunächst umgangen werden. Allerdings sind der Steigerung der Frischdampftemperatur aus werkstofftechnischen Gründen Grenzen gesetzt. Zudem begrenzt auch beim Heißdampf-prozess die einzuhaltende maximale Endnässe den Frischdampfdruck nach oben. Die Zwischenüberhitzung, d.h. die Überhitzung des Dampfes nach teilweiser Expansion bis auf den Druck p_z erlaubt eine weitere Steigerung des oberen Prozessdruckes (s. Abbildung III-10 (D)). Bei Anwendung der Zwischenüberhitzung kann der Frischdampfdruck p_o ohne Rücksicht auf die Endnässe erhöht werden. Bei Dampfkraftanlagen mit Zwischenüberhitzung wird häufig nur noch 5 % Endnässe zugelassen, um Tropfenschlag im Niederdruckteil der Turbine sicher zu vermeiden. Bei sehr hohen Frischdampfdrücken wird deshalb auch eine zweimalige Zwischenüberhitzung eingesetzt.

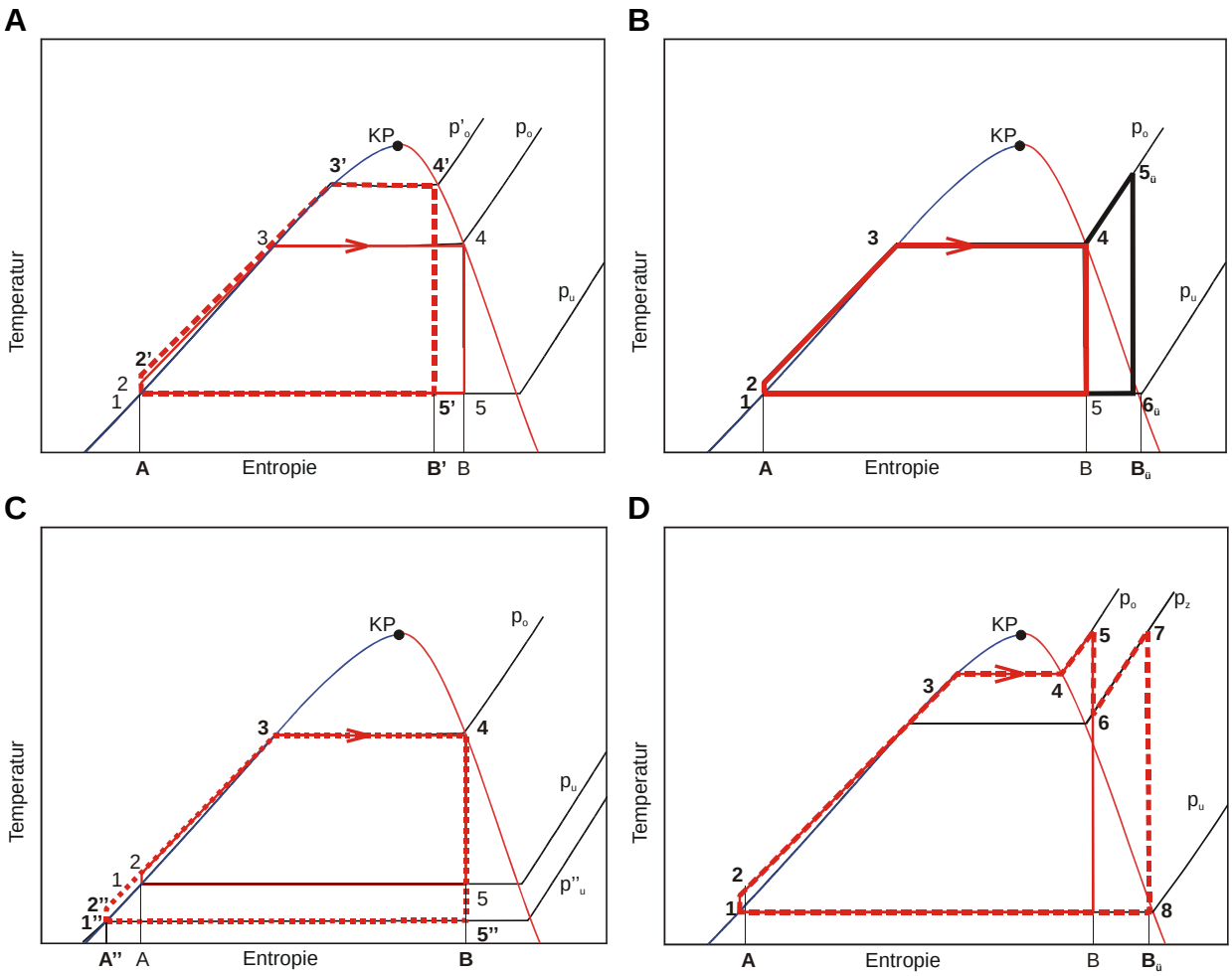


Abbildung III-10: Darstellung des einfachen Dampfprozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm, Möglichkeiten zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades: Erhöhen des oberen Prozessdruckes (A), Überhitzung (B), Absenken des unteren Prozessdruckes (C), Heißdampfprozess mit Zwischenüberhitzung (D).

Die Fläche unter der Kurve 2-3 zeigt im Vergleich zum Gesamtprozess ein schlechtes Flächenverhältnis von abgeführter Arbeit zu zugeführter Wärme. Für eine Verbesserung des Gesamtprozesses ist es wünschenswert, dass die Erwärmung des Speisewassers im Kessel und damit diese Flächen wegfallen oder zumindest so klein wie möglich werden. Dies kann durch die regenerative Speisewasservorwärmung mit Anzapfdampf erfolgen. In dem Fall wird ein Teil der zur Erwärmung des flüssigen Arbeitsmittels erforderlichen Wärme der Flüssigkeit nicht mehr durch die Wärmequelle, sondern durch Anzapfdampf aus dem Niederdruckteil der Turbine zugeführt.

Die Steigerung des oberen Prozessdruckes über den kritischen Druck des Arbeitsmittels führt zu überkritischer Verdampfung. In der vorliegenden Arbeit werden ausschließlich unterkritische Prozesse betrachtet. Überkritische Prozesse sollen hier nur der Vollständigkeit halber erwähnt werden. Moderne Kohlekraftwerke werden z.B. mit Frischdampfdrücken bis 260 bar und Frischdampftemperaturen über 550 °C betrieben. In der Zukunft sollen Wasser-

dampfprozesse mit noch höheren, ultrakritischen Frischdampfparametern bis zu 350 bar und 700 °C in Verbindung mit zweifacher Zwischenüberhitzung entwickelt werden. Die dafür in Frage kommenden Materialien sind allerdings zur Zeit 12mal so teuer wie die heute eingesetzten hochfesten Stähle *(Biet et al., 1998).*

III.3.4 Isentroper & mechanischer Wirkungsgrad der Turbine, Generatorwirkungsgrad

Verluste, die aus Irreversibilitäten in den Maschinen resultieren – wie z.B. die Entropiezunahme bei der Entspannung oder die Generatorverluste – werden durch den isentropen und den mechanischen Wirkungsgrad der Turbine und den Generatorwirkungsgrad berücksichtigt. Diese Vorgehensweise erlaubt eine unabhängige Beurteilung der Güte des thermodynamischen Prozesses und der Qualität der Maschinen.

Der isentrope Wirkungsgrad der Turbine ist definiert als die Enthalpiedifferenz der nicht-isentropen Entspannung geteilt durch die Enthalpiedifferenz der isentropen Entspannung bei gleichen Frischdampfparametern und gleichem Abdampfdruck.

$$\eta_{i,tur} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \tag{III-33}$$

Der mechanische Wirkungsgrad ist das Verhältnis der an der Welle übertragenen Leistung w_{mech} zu der an das Fluid abgegebenen Leistung ($w_{mech} = h_4 - h_5$).

$$\eta_m = \frac{w_{mech}}{w_{ik}} = \frac{P_{mech}}{P_i} \tag{III-34}$$

Der Generatorwirkungsgrad ist das Verhältnis der vom Generator abgegebenen elektrischen Leistung zu der über die Welle dem Generator zugeführten Leistung.

$$\eta_{gen} = \frac{w_{gen}}{w_{mech}} = \frac{P_{gen}}{P_{mech}} \tag{III-35}$$

Bei Turbinen in der betrachteten Größe wird ein isentroper Wirkungsgrad zwischen 65 % bis 80 % erwartet *(Schröder, 1968)*.

Der Wirkungsgrad von Generatoren beträgt etwa 97,5 bis 99 %, wobei der kleinere Wert für luftgekühlte Generatoren geringerer Leistung und der obere Wert für wasserstoffgekühlte Maschinen größerer Leistung gilt *(Haase, 1985)*.

III.3.5 Eigenbedarfswirkungsgrad

Der Eigenbedarf eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes umfasst alle für den Betrieb erforderlichen elektrischen Verbraucher. Es handelt sich im Wesentlichen um die Tiefpumpe, die Speisepumpe sowie die für die Kühleinrichtungen erforderlichen Pumpen bzw. Ventilatoren. Falls die Leistung der Tiefpumpe nicht berücksichtigt wird, wird dies explizit ausgewiesen. Die Netzanschlussleistung ist die Generatorleistung abzüglich des Eigenbedarfs.

$$P_{net} = P_{gen} - P_{eigen} \tag{III-36}$$

Der Eigenbedarfswirkungsgrad ist das Verhältnis der Netzanschlussleistung (in der Literatur auch als Klemmenleistung oder Kraftwerksnettoleistung bezeichnet) zur Generatorleistung.

$$\eta_{ei} = \frac{w_{net}}{w_{gen}} = \frac{P_{net}}{P_{gen}} \tag{III-37}$$

Der Eigenbedarf eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes hängt stark von der Temperatur der Wärmequelle und der Art der Kühlung ab, so dass an dieser Stelle keine Abschätzung des Eigenbedarfs erfolgt, sondern auf den Abschnitt V.1.3 der vorliegenden Arbeit verwiesen wird. Der Abschnitt enthält detaillierte Angaben zum Eigenbedarf, aufgeschlüsselt nach den drei o.g. Verbrauchern.

Der Eigenbedarf ist im Gegensatz zu den oben genannten Verlusten kein Verlust, sondern eine für den Betrieb der Anlage notwendige Aufwendung. Damit unterscheidet sich der Eigenbedarfswirkungsgrad von allen anderen oben definierten Wirkungsgraden. Die Definition des Eigenbedarfswirkungsgrades ist dennoch sinnvoll, denn sie erlaubt, alle Verluste und Aufwendungen in einem Ausdruck, dem Systemwirkungsgrad, zusammenzufassen.

III.3.6 Systemwirkungsgrad

Der Systemwirkungsgrad des Kraftwerkes ist der Quotient aus Netzanschlussleistung des Kraftwerkes und zur Verfügung stehender thermischer Leistung des Thermalwassers. Er ist gleich dem Produkt der Einzelwirkungsgrade (s. Gleichung (III-38).

$$\eta_s = \frac{P_{net}}{\dot{m}_b c_b \cdot (T_b - T_0)} = \eta_a \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{i,tur} \cdot \eta_m \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_{ei} \tag{III-38}$$

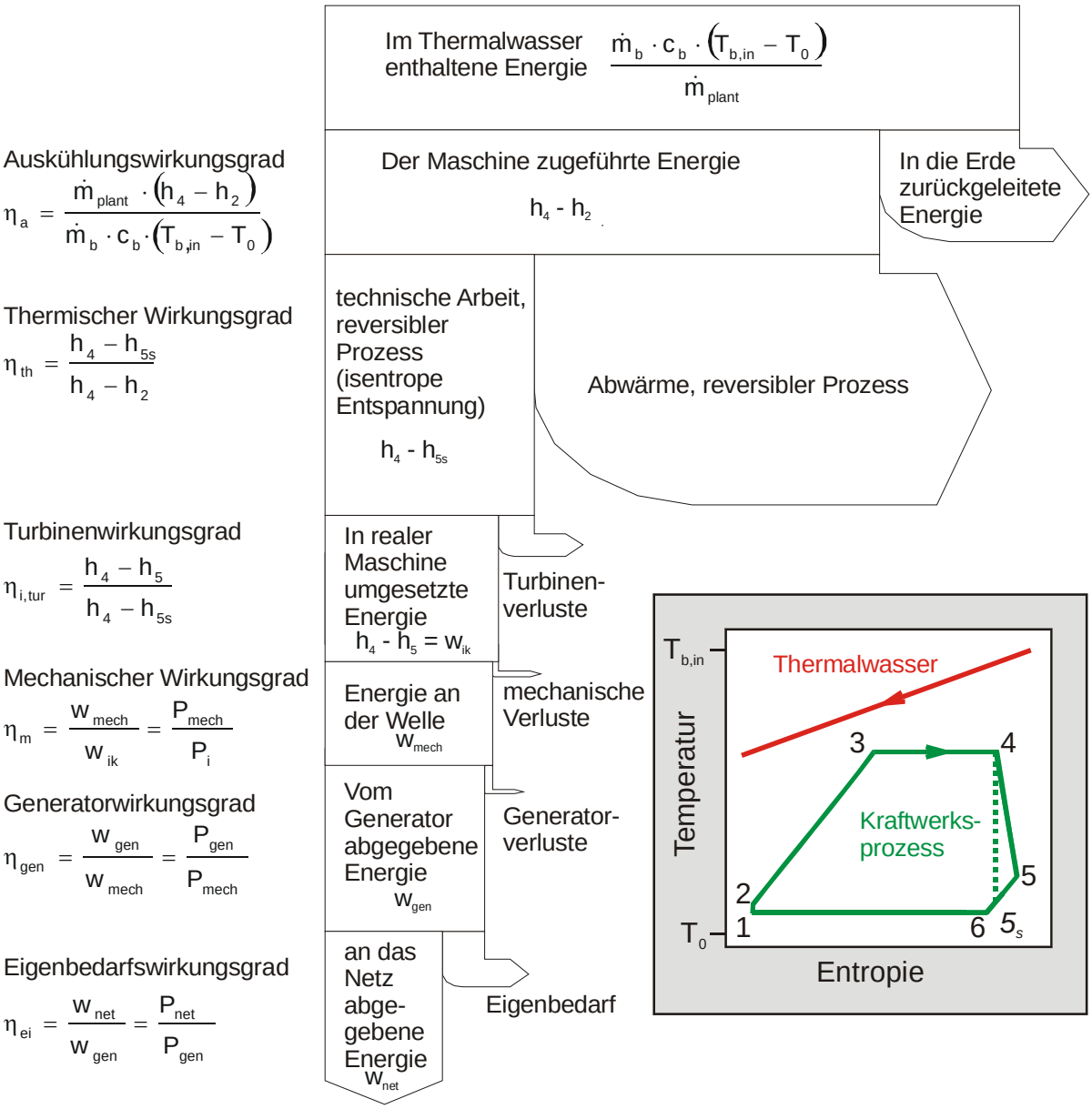


Abbildung III-11: Wirkungsgrade geothermischer Kraftwerke mit Sekundärkreislauf.

Der Systemwirkungsgrad, wie in Gleichung (III-38) definiert, ist ein geeignetes Instrument, um verschiedene Anlagenvarianten oder Planungsalternativen an einem Standort zu vergleichen. Netzanschlussleistung und zur Verfügung stehende Wärmeleistung liegen entweder als Messwerte vor oder werden mit Hilfe thermodynamischer Modelle des Kraftwerkes bzw. geologischer Modelle des Untergrundes berechnet. Für einen thermodynamischen Vergleich von Kraftwerken, die Wärmequellen unterschiedlicher Temperatur nutzen, ist der energetische Systemwerkswirkungsgrad nur bedingt geeignet. In diesem Fall sollte auf den exergetischen Systemwirkungsgrad zurückgegriffen werden (s. Abschnitt III.4).

III.4 Weitere Qualitätskriterien

Für die thermodynamische Optimierung eines Kraftwerksprozesses, mit dem ein bestimmtes Thermalwasservorkommen genutzt werden soll, ist der Systemwirkungsgrad als Qualitätskriterium ausreichend. Sollen aber Aussagen zur Anfangsinvestition der Gesamtanlage und zur Wirtschaftlichkeit erfolgen, ist die Kenntnis der mit der Bohrungsdublette erzeugbaren Generatorleistung sowie der Netzanschlussleistung erforderlich. Die Generatorleistung ist die an den Generatorklemmen abgegriffene elektrische Leistung. Die Netzanschlussleistung eines geothermischen Kraftwerkes ist die Generatorleistung abzüglich des Eigenbedarfs (s. Gleichung (III-36)). Beide Kennwerte sind unabdingbar, wenn überschlägig anhand der installierten Leistung Kosten ermittelt werden sollen (s. dazu auch Abschnitt V.2 der vorliegenden Arbeit). Für Kraftwerke, die das gleiche Thermalwasservorkommen nutzen, stimmen der Verlauf von Systemwirkungsgrad und Netzanschlussleistung überein (s. Gleichung (III-38)).

Abbildung III-8 zeigt, dass unabhängig von Prozessauslegung, Komponentenauswahl und –verschaltung der maximal erreichbare Wirkungsgrad eines geothermischen Kraftwerkes stark von der Temperatur des Thermalwassers abhängt. Soll die Qualität zweier Anlagen, die verschiedene Ressourcen nutzen, direkt verglichen werden, kann dafür der exergetische Wirkungsgrad herangezogen werden. Bei dem exergetischen Wirkungsgrad, wie in Gleichung (III-39) definiert, handelt es sich ebenfalls um einen Systemwirkungsgrad. Der Einfachheit halber wird er im Folgenden kurz als exergetischer Wirkungsgrad bezeichnet. Er beschreibt, welcher Anteil der im Thermalwasser enthaltenen Exergie im Produkt bzw. in den Produkten wiedergefunden wird. Er ist definiert als Quotient von Exergie des Produktes (hier: elektrische Leistung, Exergie der Wärmeleistung) zu verfügbarer Exergie (hier: Exergie des Thermalwassers):

$$\varepsilon_{KW} = \frac{\text{Netzanschlussleistung}}{\text{Exergie des Thermalwassers}} \tag{III-39}$$

In geothermischen Heizkraftwerken fällt neben der Netzanschlussleistung die an das Heiznetz übertragenen Exergie als Nutzen an und muss bei der Berechnung des exergetischen Wirkungsgrades berücksichtigt werden.

$$\varepsilon_{HKW} = \frac{\text{Netzanschlussleistung} + \text{Exergie der Heizwärme}}{\text{Exergie des Thermalwassers}} \tag{III-40}$$

Neben der in Gleichung (III-37) gegebenen Definition wird in der Literatur ein funktionaler exergetischer Wirkungsgrad diskutiert. Diesen definiert *DiPippo (2004)* als Exergie der gewünschten Produkte geteilt durch die dem System zugeführt Exergie.

$$\varepsilon'_{KW} = \frac{\text{Netzanschlussleistung}}{(\text{Exergie des Thermalwassers})_{\text{Eintritt}} - (\text{Exergie des Thermalwassers})_{\text{Austritt}}} \tag{III-41}$$

Dieser funktionale exergetische Wirkungsgrad ist ein Maß für die Güte des Wandlungsprozesses. Er ist ebenfalls ein Systemwirkungsgrad, da er nicht zwischen

prozessbezogenen und maschinenbezogenen Verlusten sowie Aufwendungen für den Betrieb unterscheidet. Der Klarheit halber wird in der vorliegenden Arbeit auf die Verwendung des funktionalen exergetischen Wirkungsgrades verzichtet.

IV Systemanalyse

Im folgenden Abschnitt werden die zwei bekannten Systeme der Kraftwerke mit Sekundärkreislauf – Organic-Rankine-Cycle und Kalina-Kreislauf – analysiert. Ziel der Analyse ist, Hinweise für die Vorgehensweise beim Entwurf der beiden Prozesse zu finden, ihre jeweiligen Vor- und Nachteile zu benennen, und schließlich den Vergleich in Kapitel V zu ermöglichen.

IV.1 Rankine-Prozess mit organischem Arbeitsmittel – Organic-Rankine-Cycle

Der Organic-Rankine-Cycle (ORC) ist ein Clausius-Rankine-Prozess, bei dem statt Wasser ein organisches Medium als Arbeitsmittel eingesetzt wird.

IV.1.1 Funktionsprinzip

Abbildung IV-1 zeigt den schematischen Aufbau des einfachen, geothermisch angetriebenen ORC. Das Thermalwasser wird mit einer Tiefpumpe aus der Förderbohrung in das Kraftwerk gefördert. Dort gibt es in Verdampfer und Vorwärmer Wärme an das Arbeitsmittel ab, bevor es in der Injektionsbohrung wieder in den Untergrund geleitet wird. Im Sekundärkreislauf - dem ORC - durchläuft das Arbeitsmittel nach der Druckerhöhung durch die Speisepumpe (1→2) den Vorwärmer (2→3) und den Verdampfer (3→4). Der Dampf entspannt in der Turbine (4→5). Abbildung IV-2 zeigt das Temperatur-Entropie-Diagramm eines einfachen ORC.

Die organischen Arbeitsmittel unterscheiden sich in ihren thermo-physikalischen Eigenschaften von Wasser. Viele der verwendeten Arbeitsmittel sind retrograd (s. auch Abschnitt IV.1.3.4). Bei diesen Arbeitsmitteln verläuft die Entspannung nicht über die Taulinie, sondern bleibt stets außerhalb des Nassdampfgebietes. Die Überhitzung nimmt durch die Entspannung zu. Damit ist der Abdampf am Turbinenaustritt überhitzt und diese Wärme muss zunächst entlang der Isobaren abgeführt werden (5→6), bevor das Arbeitsmittel

kondensiert (6→1).

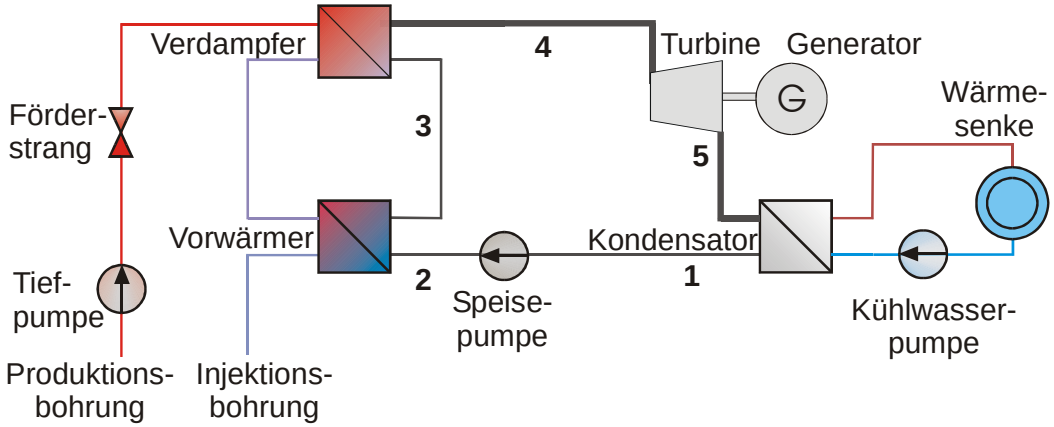


Abbildung IV-1: Schema des einfachen Clausius-Rankine-Prozess mit organischem Arbeitsmittel.

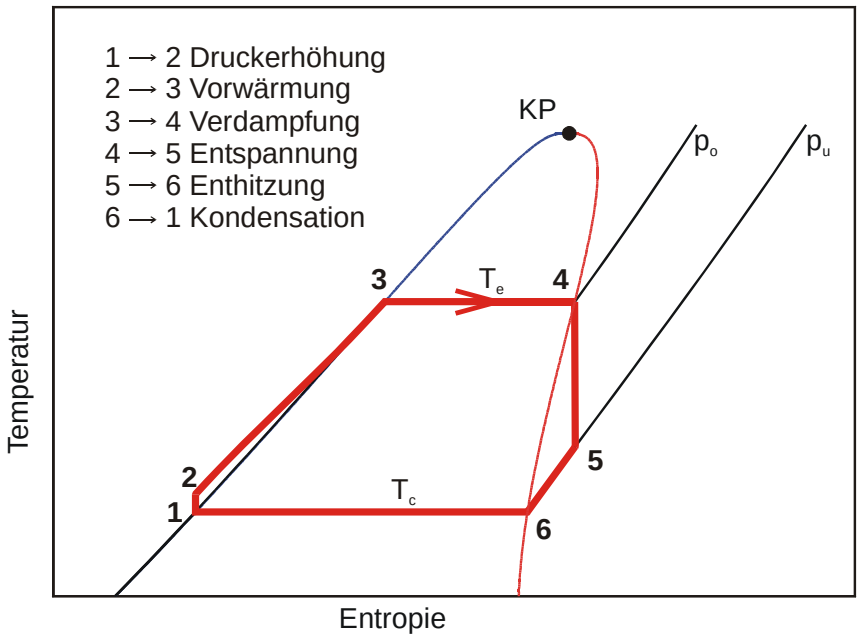


Abbildung IV-2: Typisches Temperatur-Entropie-Diagramm eines einfachen ORC mit retrogradem Arbeitsmittel.

IV.1.2 Stand der Umsetzung

Organic-Rankine-Cycle werden weltweit seit mehr als 20 Jahren installiert und betrieben. Die Turbinenleistung reicht von wenigen hundert kW bis zu über fünf MW *(Kümmel and Taubitz, 1999)*. Die Entwicklung wurde im Wesentlichen von einer Firma vorangetrieben, die bis heute mit Abstand Marktführer ist (Fa. Ormat, insgesamt > 700 MW_{el} installiert *(IWR-Newsticker, 2003)*. In Deutschland wurden bisher nur wenige Anlagen dieses Typs in Betrieb genommen. Eine ist das geothermisch angetriebene Kraftwerk in Neustadt-Glewe, Mecklenburg-Vorpommern, das im November 2003 ans Netz ging. Dieses Kraftwerk wurde

als Erweiterung des in Neustadt-Glewe seit 1997 bestehenden Heizwerkes gebaut (s. Abschnitt III.2.3). Eine zweite Anlage nutzt die Abwärme einer Klinkerfabrik als Antriebsenergie *(Baatz, 1999)*.

IV.1.3 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der ORC-Prozesse

In konventionellen Wasserdampfprozessen lässt sich der thermische Wirkungsgrad wie in Abschnitt III.3.3.2 dargestellt durch Anheben des oberen Prozessdrucks, Absenken des unteren Prozessdrucks, Überhitzung des Frischdampfes und regenerative Speisewasservorwärmung verbessern. Für ORC-Prozesse steht neben diesen Möglichkeiten die Auswahl des Arbeitsmittels als Optimierungsparameter zur Verfügung. Im Folgenden wird der Nutzen dieser verschiedenen Optionen im ORC-Prozess untersucht.

IV.1.3.1 Anheben des oberen Prozessdrucks, Absenken des unteren Prozessdrucks

Ein Anheben des oberen Prozessdrucks führt dazu, dass sich der Prozess im Temperatur-Entropie-Diagramm der in der Einleitung des Kapitels geforderten dreieckigen Form weiter annähert. Um die Auswirkung dieser Änderung in der Wärmeübertragung näher zu untersuchen, wird eine ideale Maschine mit der Wärmeübertragungscharakteristik des einfachen ORC mit einem reinen Stoff als Arbeitsmittel betrachtet. Die Eintrittstemperatur und der Massenstrom des Thermalwassers sowie der untere Prozessdruck sollen zunächst gleich bleibend sein. Druckverluste innerhalb des Prozesses werden nicht berücksichtigt.

Für reine Stoffe existiert im Phasengleichgewicht nur ein Freiheitsgrad (Gibbssche Phasenregel). Anheben des Verdampfungsdruckes bzw. Absenken des Kondensationsdruckes ist daher gleichbedeutend mit Anheben bzw. Absenken der jeweiligen Temperatur. Im Folgenden werden Druck und Temperatur bei den Phasenübergängen (Verdampfung und Kondensation) jeweils mit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur beschrieben.

Abbildung IV-3 zeigt die Verdampfung eines reinen Stoffes in einem schematischen Wärmeübertragungsdiagramm. Die Verdampfung des Arbeitsmittels findet isotherm (Verdampfungstemperatur T_e) und isobar statt. Das Arbeitsmittel verlässt den Verdampfer mit 100% Dampfgehalt, aber nicht überhitzt. Charakteristische, feste Punkte der Wärmeübertragung sind die Eintrittstemperaturen der Fluide $T_{b,in}$ und T_2 und die kleinste bei der Wärmeübertragung auftretende Temperaturdifferenz ΔT_{min}.

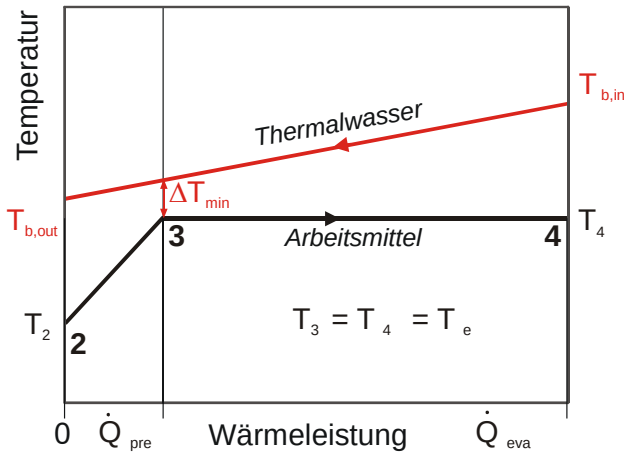


Abbildung IV-3 Temperaturverlauf von Thermalwasser und Arbeitsmittel in Vorwärmer und Verdampfer als Funktion der übertragenen Wärme.

Wenn der Dampf am Austritt des Verdampfers nicht überhitzt ist, wird die Energiebilanz um den Verdampfer:

$$\dot{m}_b \cdot c_b \cdot \left(T_{b,in} - T_e - \Delta T_{min}\right) - \dot{m}_{plant} \cdot r_{plant} = 0 \qquad \text{(IV-1)}$$

$$r_{plant} = h_4 - h_3 \qquad \text{(IV-2)}$$

Durch Umformen der Gleichung ergibt sich für den Massenstrom des Arbeitsmittels:

$$\dot{m}_{plant} = \dot{m}_b \frac{c_b}{r_{plant}} \cdot \left(T_{b,in} - T_e - \Delta T_{min}\right) \qquad \text{(IV-3)}$$

Die Energiebilanz um den Vorwärmer ist:

$$\dot{m}_b \cdot c_b \cdot \left(T_e + \Delta T_{min} - T_{b,out}\right) + \dot{m}_{plant} \cdot c_{plant} \cdot \left(T_2 - T_e\right) = 0 \qquad \text{(IV-4)}$$

Einsetzen von Gleichung (IV-3) in Gleichung (IV-4) ergibt:

$$T_{b,out} = \left(T_e + \Delta T_{min}\right) - \frac{c_{plant} \cdot \left(T_e - T_2\right)}{r_{plant}} \cdot \left(T_{b,in} - \left(T_e + \Delta T_{min}\right)\right) \qquad \text{(IV-5)}$$

Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers hängt von externen ($T_{b,in}$) und prozessinternen (T_e) Temperaturen, Maschinenparametern (ΔT_{min}) und Stoffeigenschaften (spezifische Wärmekapazität des flüssigen Arbeitsmittels c_{plant}, Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmittels r_{plant}) ab.

Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers, die Verdampfungstemperatur und der Massenstrom des Arbeitsmittels sind über die Gleichungen (IV-3) und (IV-5) miteinander verknüpft. Wenn Eintrittstemperatur und Massenstrom des Thermalwassers sowie die Temperatur T_2 fest liegen, sind mit Vorgabe der Verdampfungstemperatur T_e sowohl der Massenstrom des Arbeitsmittels (Gleichung (IV-3)) als auch die Rücklauftemperatur des Thermalwassers festgelegt (Gleichung (IV-5)).

Die dem Prozess zugeführte Wärme ist:

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_b c_b \cdot \left(T_{b,in} - T_{b,out}\right) \tag{IV-6}$$

Die von der Turbine abgegebene mechanische Leistung wird wie in Abschnitt III.3 gezeigt mit Hilfe des thermischen Wirkungsgrades des Prozesses sowie des isentropen und mechanischen Wirkungsgrades der Turbine berechnet:

$$P_{mech} = \eta_{th} \cdot \eta_{i,tur} \cdot \eta_m \cdot \dot{Q}_{zu} \tag{IV-7}$$

Der thermische Wirkungsgrad des Prozesses steigt mit zunehmender Verdampfungstemperatur des Arbeitsmittels. Die Verdampfungstemperatur des Arbeitsmittels und die Rücklauftemperatur des Thermalwassers sind aber gekoppelt (s. Gleichung (IV-5)); steigende Verdampfungstemperatur bewirkt eine steigende Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Erhöhung der Verdampfungstemperatur zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades führt damit direkt zu einer geringeren Auskühlung des Thermalwassers, d.h. dem Prozess wird weniger Wärme zugeführt. Mit diesen Voraussetzungen wird eine optimale Rücklauftemperatur des Thermalwassers erwartet, bei der die mechanische Leistung maximal wird.

Im Folgenden wird der Versuch unternommen, die Lage des Punktes der maximalen Leistung für den ORC Prozess abzuschätzen und den jeweiligen Einfluss der Temperaturen der Wärmequelle und Wärmesenke zu vergleichen. Dafür wird ein Prozess, dessen oberes Temperaturniveau die Verdampfungstemperatur T_e und dessen unteres Temperaturniveau die Kondensationstemperatur T_c ist, betrachtet. Für den thermischen Wirkungsgrad wird der Carnot-Wirkungsgrad mit Verdampfungs- und Kondensationstemperatur als obere bzw. untere Prozesstemperatur eingesetzt.

$$\eta_C = \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right). \tag{IV-8}$$

Damit wird die mechanische Leistung des Prozesses:

$$P_{mech,C} = \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) \cdot \dot{m}_b c_b \cdot \left[T_{b,in} - T_{b,out}\right] \tag{IV-9}$$

Dieser Ansatz vernachlässigt, dass sowohl Wärmezufuhr als auch Wärmeabfuhr nicht vollständig bei konstanter Temperatur stattfinden (Vorwärmung, Enthitzung). Allerdings liegen die thermodynamische Mitteltemperaturen von Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr unter bzw. über der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur. Also stellt die in Gleichung (IV-9) getroffene Vereinfachung die obere Grenze der mit einer gegebenen Wärmequelle erreichbaren mechanischen Leistung dar.

Einsetzen von Gleichung (IV-5) in Gleichung (IV-9) führt zu einer Funktion der mechanischen Leistung in Abhängigkeit von der Verdampfungstemperatur und Kondensationstemperatur. Bei Vernachlässigung der Temperaturerhöhung in der Speisepumpe ($T_2 = T_c$) ist die mechanische Leistung eines idealen Prozesses mit der in Abbildung IV-3 gezeigten Charakteristik der Wärmezufuhr:

$$\frac{P_{mech,C}}{\dot{m}_b} = \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) \cdot c_b \cdot \left[T_{b,in} - \left(T_e + \Delta T_{min}\right) - \frac{c_{plant}}{r_{plant}} \cdot \begin{pmatrix} T_e^2 - T_e\left(T_c + T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \\ + T_c\left(T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \end{pmatrix} \right] \quad \text{(IV-10)}$$

Mit den Definition der dimensionslosen Verdampfungstemperatur P und der bezogenen minimalen Temperaturdifferenz ΔT lässt sich Gleichung (IV-10) vereinfachen zu (vollständige Ableitung s. Anhang F.2).

$$\frac{P_{mech,C}}{\dot{m}_b} = \eta_{i,tur}\eta_{mech} \cdot c_b\left(T_{b,in} - T_e\right) \cdot \eta_C \cdot \left(1 - \Delta T\right) \cdot \left(1 + P \cdot \eta_C\right) \quad \text{(IV-11)}$$

$$P := \frac{c_{plant} \cdot T_e}{r_{plant}} \quad \text{(IV-12)}$$

$$\Delta T := \frac{\Delta T_{min}}{T_{b,in} - T_e} \quad \text{(IV-13)}$$

Die Terme in Gleichung (IV-11) haben die folgenden anschaulichen Erklärungen:

$\eta_{i,tur}\eta_{mech}$	Irreversibilitäten in der Expansionsmaschine (Turbine)
$c_b\left(T_{b,in} - T_e\right)$	Für die Verdampfung zugeführte Wärme
η_C	Carnot-Wirkungsgrad, wenn die gesamte Wärme bei der Verdampfung zugeführt würde
$\left(1 - \Delta T\right) < 1$	Verluste aufgrund der minimal bei der Wärmezufuhr auftretenden Temperaturdifferenz ΔT_{min}
$\left(1 + P \cdot \eta_C\right) > 1$	Gewinn durch stärkere Auskühlung, als wenn nur verdampft würde (die Austrittstemperatur des Thermalwassers kann kleiner als die Verdampfungstemperatur werden.)

Wenn die Eintrittstemperatur des Thermalwassers $T_{b,in}$ und die Kondensationstemperatur T_c fest liegen, bleibt mit der Verdampfungstemperatur T_e nur noch ein freier Prozessparameter. Der Einfluss des Arbeitsmittels ist in der Konstante P enthalten. Die Größe ΔT beschreibt die bei der Wärmeübertragung auftretende Verluste. Je kleiner die minimale Temperaturdifferenz der Wärmezufuhr wird, desto geringer werden diese Verluste. Dann ist aber auch mit größeren Wärmeübertragern, d.h. mit einer höheren Anfangsinvestition zu rechnen.

Die erste Ableitung von Gleichung (IV-10) nach der Verdampfungstemperatur ist ein Polynom dritter Ordnung mit genau einer Lösung, gemäß der Ausführung von *Bronstein und Semendjajew (1989)*. Damit existiert genau eine Verdampfungstemperatur, bei der die mechanische Leistung ein Maximum erreicht.

Für die reversiblen Wärmekraftmaschinen wurde in Abschnitt III.3.3.1 die Austrittstemperatur des warmen Stromes als Stellgröße für die Variation der mechanischen Leistung identifiziert. Bei geothermisch angetriebenen Kraftwerken mit Sekundärkreislauf entspricht dies der Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Diese Temperatur ist eine anschauliche

sowie von außen leicht zu messenden Größe.

Bei geothermisch angetriebenen ORC-Kraftwerken ist mit der Verdampfungstemperatur auch die Rücklauftemperatur des Thermalwassers festgelegt (Gleichung (IV-5)). Damit ist es möglich, die mechanische Leistung als Funktion der Rücklauftemperatur des Thermalwassers darzustellen. Abbildung IV-4 zeigt diese Zusammenhänge für verschiedene Kombinationen von Thermalwassertemperaturen ($T_{b,in}$ = 125 – 175 °C) und Kondensationstemperaturen (T_c = 10 – 50 °C). Es wird ein Referenzfall mit 150 °C Thermalwassertemperatur und 30 °C Kondensationstemperatur definiert. Er ist durch die fette schwarze Linie dargestellt.

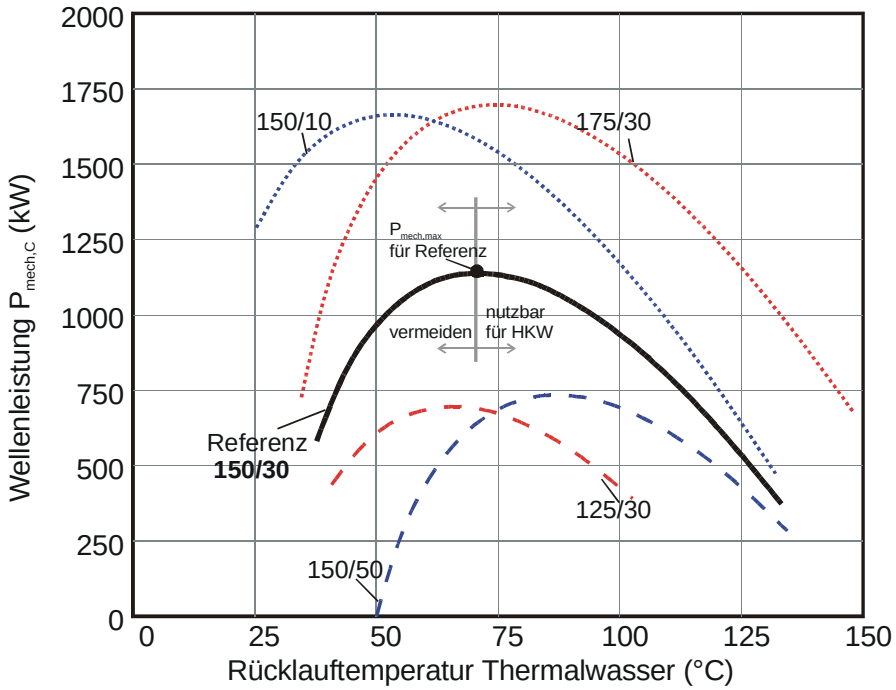


Abbildung IV-4: Mechanische Leistung eines idealen Prozesses nach Gleichung (IV-10) und (IV-5), Charakteristik der Wärmezufuhr wie in Abbildung IV-3 gezeigt. Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Stoffeigenschaften des Thermalwassers wie reines Wasser, spezifische Wärmekapazität des Arbeitsmittels 2,1 kJ/kg K, Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmittels 341 kJ/kg (i-Butan bei 20 °C, nach VDI (2002)*).* ΔT_{min} *= 0 K,* $\eta_{i,tur}$ *= 1,* η_{mech} *= 1. Angaben an den Kurven: Eintrittstemperatur Thermalwasser /Kondensationstemperatur. Referenz: Thermalwassertemperatur 150 °C, Kondensationstemperatur 30 °C.*

Für jede Kombination von Thermalwassertemperatur und Kondensationstemperatur existiert eine Rücklauftemperatur, bei der die Leistung maximal wird. Dieser Punkt der maximalen Leistung liegt wie erwartet nicht bei der niedrigsten Rücklauftemperatur. Der Bereich rechts des jeweiligen Maximums steht für die kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme zur Verfügung. Das Thermalwasser wird hier nur bis zur gewünschten Temperatur abgekühlt, die Rücklauftemperatur liegt über der Rücklauftemperatur im Punkt der maximalen Leistung. Diese Temperatur orientiert sich an den Anforderungen des Heiznetzes. Im Bereich links des Maximums wird zwar dem

Thermalwasser mehr Wärme entzogen, allerdings ist dafür ein Absenken der oberen Prozesstemperatur erforderlich. Die größer werdende Wärmeleistung wird mit einem immer geringeren thermischen Wirkungsgrad in mechanische Leistung gewandelt, so dass insgesamt die erzeugte mechanische Leistung geringer wird. Der Bereich links des Maximums ist energetisch nicht sinnvoll und muss vermieden werden. In Abbildung IV-4 sind die beiden Bereiche für den Referenzfall mit Pfeilen angedeutet.

Die Verbesserung, die mit einer 25 K höheren Thermalwassertemperatur (zum Beispiel durch Erschließung eines tiefer liegenden Reservoirs) erzielt werden kann, liegt nur geringfügig über der Verbesserung bei Verminderung der Kondensationstemperatur von 30 °C auf 10 °C.

IV.1.3.2 Überhitzung des Frischdampfes

Die in den ORC verwendeten Arbeitsmittel werden anhand des Steigung der Taulinie im Temperatur-Entropie-Diagramm in sogenannte trockene (retrograde) und feuchte Arbeitsmittel unterschieden (s. Abschnitt IV.1.3.4).

Bei trockenen Arbeitsmitteln nimmt die Überhitzung während der Entspannung zu. Eine Überhitzung des Frischdampfes trockener Arbeitsmittel bewirkt keine Effizienzsteigerung. Dies ist anschaulich leicht am Temperatur-Entropie-Diagramm zu erkennen. Wie in Abschnitt III.3.3.2 gezeigt, lässt sich der thermische Wirkungsgrad eines reversiblen Prozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm als Flächenverhältnis ablesen. In Abbildung IV-5 entspricht der Quotient der Flächen 1-2-3-4-5-6 und A-1-2-3-4-5-B dem thermischen Wirkungsgrad des Prozesses ohne Überhitzung.

Bei Überhitzung des Frischdampfes bis zum Punkt $4_{ü}$, in Abbildung IV-5 durch die gestrichelte Linie symbolisiert, wird dem Prozess insgesamt mehr Wärme zugeführt. Das Flächenverhältnis der durch die Überhitzung zusätzlich gewonnenen Fläche $4\text{-}4_{ü}\text{-}5_{ü}\text{-}5$ zu der zusätzlich zugeführten Wärme (Fläche $B\text{-}4\text{-}4_{ü}\text{-}B_{ü}$) ist schlechter als das Flächenverhältnis im Sattdampfprozess. Die bei der Überhitzung zugeführte Wärme wird also mit einem geringeren thermischen Wirkungsgrad umgesetzt. Somit leistet der Heißdampfprozess beim Einsatz retrograden Arbeitsmittel zwar mehr Arbeit, sein thermischer Wirkungsgrad liegt aber niedriger als der thermische Wirkungsgrad des Sattdampfprozesses. Für retrograde Arbeitsmittel ist eine Überhitzung des Frischdampfes nicht sinnvoll. Dieser Befund wurde unter anderem durch die Rechnungen von *Hung (2001)* bestätigt.

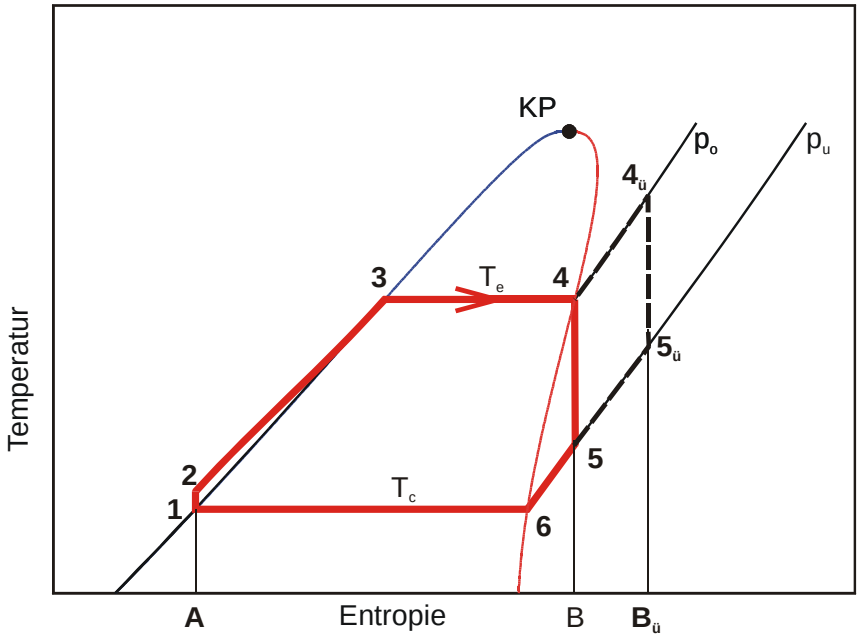


Abbildung IV-5: Schematische Darstellung eines Organic-Rankine-Cycle mit Überhitzung des trockenen Arbeitsmittels im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Die Überhitzung feuchter Arbeitsmittel dagegen ist analog zum Wasserdampfprozess immer dann vorzusehen, wenn die Feuchte des Abdampfes zu groß wird (die Taulinie während der Entspannung überschritten wird, s. Abschnitt III.3.3.2).

Für die Zwischenüberhitzung gelten die gleichen Aussagen wie für die einfache Überhitzung des Frischdampfes. Sie ist beim der Verwendung retrograder Arbeitsmittel generell ungeeignet. Bei feuchten Arbeitsmitteln kann sie sowohl zur Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades als auch zur Einstellung der Abdampffeuchte eingesetzt werden.

IV.1.3.3 Regenerative Speisewasservorwärmung - Rekuperation

Der thermische Wirkungsgrad des reversiblen, einfachen ORC mit trockenem Arbeitsmittel ist nach Gleichung (III-32):

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_{ab}|}{|Q_{zu}|} = 1 - \frac{\left|c_{p,v} \cdot (T_5 - T_6) + r_{plant}(p_u)\right|}{\left|c_{p,l} \cdot (T_3 - T_2) + r_{plant}(p_o)\right|} \qquad \text{(IV-14)}$$

Aus Gleichung (IV-14) lässt sich ablesen, dass die erforderliche Enthitzung des Arbeitsmittels von 5 nach 6 den thermischen Wirkungsgrad verschlechtert. Daher ist es naheliegend, gerade für trockene Arbeitsmittel eine regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels vorzusehen. Dabei dient ein Teil der bei der Enthitzung des dampfförmigen Arbeitsmittels anfallenden Wärme zur Vorwärmung des flüssigen Arbeitsmittels. Abbildung IV-6 zeigt die regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels in einem Rekuperator in einem schematischen Temperatur-Entropie-Diagramm.

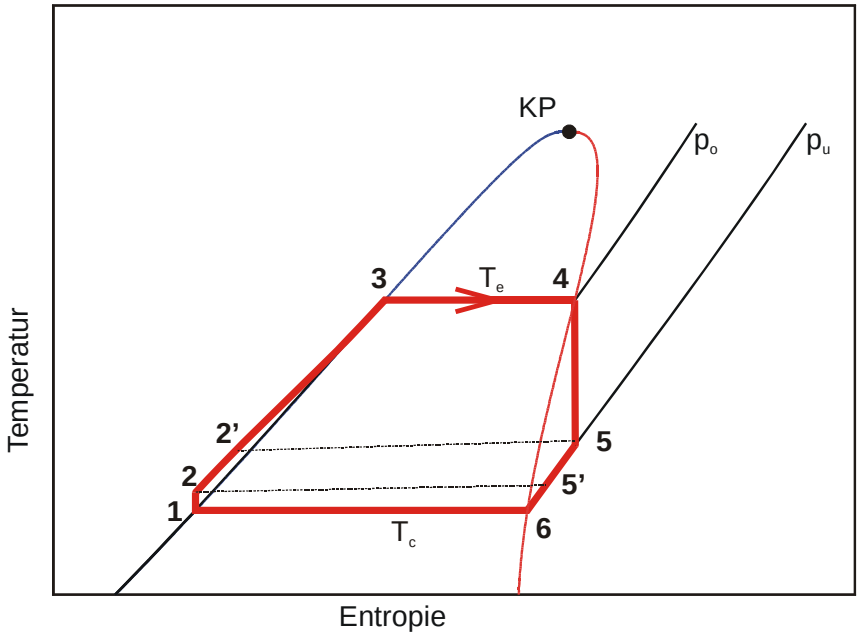


Abbildung IV-6: Darstellung des einfachen ORC (durchgezogene Linie, Punkte 1-2-3-4-5-6-) und des ORC mit regenerativer Vorwärmung des Arbeitsmittels (durchgezogene + gestrichelte Line, ergänzte Punkte 2', 5') im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Im rekuperierten Prozess wird die von 5' nach 5 abgeführte Wärme in einem internen Wärmeübertrager (Rekuperator) dem flüssigen Arbeitsmittel zugeführt (2→2'). Der Nutzen der Maßnahme lässt sich anschaulich im Wärmeübertragungsdiagramm, dargestellt in Abbildung IV-7, zeigen.

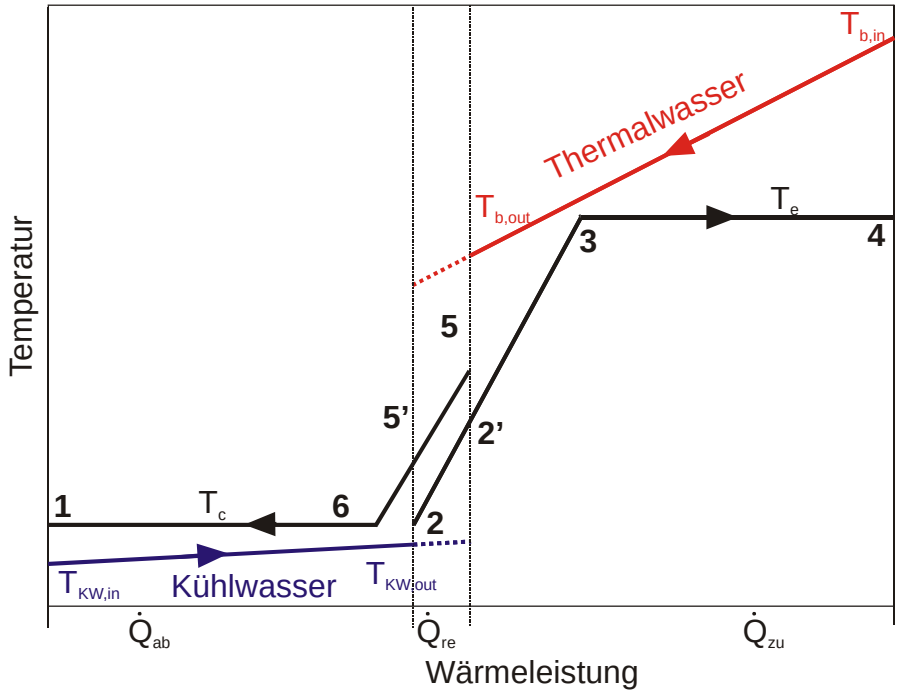


Abbildung IV-7: Wärmeübertragungsdiagramm des ORC-Prozesses mit regenerativer Vorwärmung des Arbeitsmittels.

Durch die regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels werden die Leistung des Vorwärmers sowie die Leistung des Kondensators jeweils um die Wärmeleistung $\dot{Q}_{re}$ verringert. Das Thermalwasser wird weniger ausgekühlt, das Kühlwasser erfährt eine geringere Erwärmung. In Abbildung IV-7 deuten die weitergeführten gepunktete Linien des Thermalwassers und des Kühlwassers diese geringere Auskühlung bzw. geringere Erwärmung an. Eine regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels bewirkt damit, dass die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmezufuhr steigt und die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeabfuhr sinkt. Unter der Voraussetzung, dass die Verdampfungstemperatur konstant bleibt, erhöht folglich die regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses.

Die an der Welle abgegebene mechanische Leistung wird durch die regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels nicht beeinflusst. Da der Massenstrom des Arbeitsmittels aus der Energiebilanz um den Verdampfer (Gleichung (IV-3)) folgt, ist er unabhängig von der Eintrittstemperatur des flüssigen Arbeitsmittels in den Vorwärmer. Bei gleichbleibender Verdampfungs- und Kondensationstemperatur bleibt damit die in der Turbine abgeführte mechanische Leistung konstant. Die elektrische Leistung des Kraftwerkes ändert sich durch den Einsatz eines Rekuperators nicht. Folglich bleibt der Systemwirkungsgrad des geothermischen Kraftwerkes gleich, die Verluste werden lediglich vom Kreislauf (thermischer Wirkungsgrad η_{th}) auf die dem Thermalwasser entzogene Wärme (Auskühlungswirkungsgrad η_a) verschoben. Hinsichtlich der Kraftwerksleistung verspricht der Einsatz einer regenerativen Vorwärmung des Arbeitsmittels keine Vorteile. Sie sollte aber immer dann berücksichtigt werden, wenn Beschränkungen hinsichtlich der maximal abführbaren Wärmeleistung (z.B. aufgrund wasserrechtlicher Auflagen bei Frischwasserkühlung) oder hinsichtlich der Austrittstemperatur des Thermalwassers (z.B. bei der kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme in Parallelschaltung) bestehen.

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Betrachtung reiner Kraftwerksprozesse. Zudem soll das Kühlwasser in unbegrenzter Menge bereitstehen. ORC-Prozesse mit regenerativer Vorwärmung des Arbeitsmittels werden daher nicht weitergehend berücksichtigt.

IV.1.3.4 Arbeitsmittel in ORC-Prozessen

Das Arbeitsmittel mit seinen thermo-physikalischen Eigenschaften ermöglicht die Anpassung des ORC-Prozesse an die jeweilige Wärmequelle. Typische organische Medien kommen aus den Gruppen der Paraffine, Aromaten, heterozyklischen Verbindungen und Alkohole. Neben der Verwendung reiner Stoffe besteht die Möglichkeit, Gemische einzusetzen. Insbesondere zeotrope Mischungen wie z.B. Ammoniak-Wasser oder auch Propan-Iso-Butan versprechen durch nicht-isotherme Phasenübergänge bessere Anpassungsmöglichkeiten an die Wärmequelle (s. auch Abschnitt III.1.2). Einige typische Arbeitsmittel, die in den folgenden Kapiteln berücksichtigt werden, sind in Tabelle IV-1 zusammengestellt.

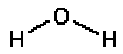
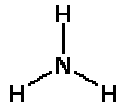
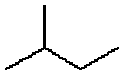
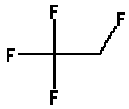
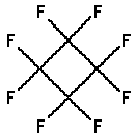
Name	**Name II**	**Strukturformel**	**kritische Temperatur °C**	**kritischer Druck bar**	**Molekular-gewicht kg/kmol**
Wasser		 H_2O	373,95	220,64	18,015
Ammoniak		 NH_3	132,25	113,33	17,03
Propan	R290	 CH_3-CH_2-CH_3	96,675	42,5	44,1
n-Butan	R600	 CH_3-2(CH_2)-CH_3	151,98	37,96	58,12
Iso-Butan	R600a	 ($C_2H_4(CH_3)_2$)	134,7	36,4	58,12
n-Pentan		 CH_3-3(CH_2)-CH_3	196,6	33,7	72,15
2-Methyl-butan	Iso-Pentan	 C_5H_{12}	187,25	33,8	72,15
1,1,1,2-Tetrafluor-ethan	R134a	 CH_2F-CF_3	101,03	40,6	102,03
Octafluor-cyclobutan	RC318	 C_4F_8	115,23	27,8	200,03

Tabelle IV-1: Typische Arbeitsmittel, kritische Daten und Molekulargewicht, nach VDI-Wärmeatlas (VDI, 2002) *und* NIST (2003).

Die Arbeitsmittel werden anhand der Steigung der Taulinie im Temperatur-Entropie-Diagramm in trockene (retrograde) und feuchte Arbeitsmittel unterschieden. Die Steigung der Taulinie feuchter Arbeitsmittel wie z.B. Wasser weist eine negative Steigung auf. Die Taulinien retrograder Arbeitsmittel (z.B. Pentan) zeigt zumindest in Teilbereichen eine positive Steigung. Je höher das Molekulargewicht und je komplexer das Molekül werden, desto mehr verschieben sich die Eigenschaften des Fluides in den Bereich der trockenen Arbeitsmittel *(VDI, 2002)*.

Abbildung IV-8 zeigt die Nassdampfgebiete von vier typischen Arbeitsmedien im Temperatur-Entropie-Diagramm. Die Diagramme wurden mit Hilfe von *NIST (2002)* erstellt. Die Abbildung enthält mit Iso-Butan und RC318 zwei trockene und mit Propan und R134a zwei feuchte Arbeitsmittel.

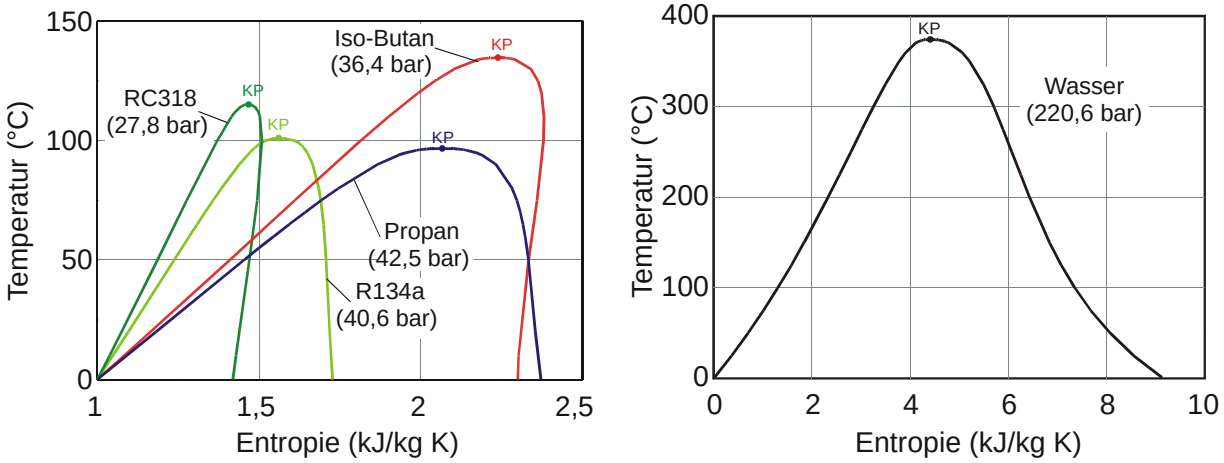


Abbildung IV-8: Links: Nassdampfgebiete von vier organischen Arbeitsmitteln im Temperatur-Entropie-Diagramm. Angabe in Klammern: kritischer Druck. Rechts: Nassdampfgebiet von Wasser zum Vergleich.

Aus Gleichung (IV-11) lässt sich die erste Anforderung an das Arbeitsmittel ableiten. Der Quotient von spezifischer Wärmekapazität des flüssigen Arbeitsmittels und Verdampfungsenthalpie c_{plant}/r_{plant} sollte möglichst groß sein. Je weiter sich der obere Prozessdruck an den kritischen Druck annähert, desto kleiner wird die Verdampfungsenthalpie und desto größer wird die spezifische Wärmekapazität des flüssigen Arbeitsmittels. Diese Änderung führt gleichzeitig dazu, dass sich der Prozess im Temperatur-Entropie-Diagramm weiter der Dreiecksform annähert. Es ist also günstig, wenn der Prozess so gestaltet werden kann, dass die kritische Temperatur des Arbeitsmittels etwas über der oberen Prozesstemperatur liegt. Das Arbeitsmittel sollte dementsprechend so ausgewählt werden, dass der kritische Punkt dicht bei der Temperatur der Wärmequelle liegt. Diese Forderung deckt sich mit den Ergebnissen von *Invernizzi und Bombarda (1997)*. *Invernizzi und Bombarda* folgern aus einer Reihe von Variationsrechnungen, dass ein Arbeitsmittel optimal mit einer Wärmequelle zum Einsatz kommt, deren Temperatur etwas oberhalb der kritischen Temperatur des Arbeitsmittels liegt.

Die Forderung nach einer möglichst hohen Verdampfungsenthalpie, wie sie z.B. *Maizza und Maizza (1996)* aufstellen, ist auf den ersten Blick nicht zielführend. *Maizza und Maizza* zielen auf die Carnotisierung des Prozesses, indem ein möglicht großer Teil der Wärme während der Verdampfung zugeführt wird. Wie oben gezeigt ist aber der rechteckige Carnot-Prozess bei der vorliegenden dreieckigen Charakteristik von Wärmequelle und Wärmesenke wenig geeignet.

Das Arbeitsmittel soll aber erlauben, bei gegebener Temperatur von Wärmequelle und Wärmesenke ein möglichst großes Druckverhältnis von oberem zu unterem Prozessdruck zu realisieren. Anschaulich lässt sich diese Forderung gut in der Darstellung der Dampfdruckkurven in der logarithmischen Darstellung des Dampfdruckes über die negative reziproke absolute Temperatur (Raoult'sches Diagramm, Abbildung IV-9) zeigen. Dieses Diagramm erlaubt außerdem, direkt die Drucklage des jeweiligen Arbeitsmittels aus der Temperatur abzulesen. Die Steigung der Dampfdruckkurve im Raoult'schen Diagramm ist nach der Clausius-Clapeyron-Gleichung gerade proportional zur Verdampfungsenthalpie (siehe z.B. *Traupel, 1971*). Damit versprechen Arbeitsmittel mit großer Verdampfungs-enthalpie doch Vorteile, und zwar nicht aufgrund einer möglichen Carnotisierung des Prozesses, sondern aufgrund des größeren zu erwartenden Druckverhältnisses der Turbine.

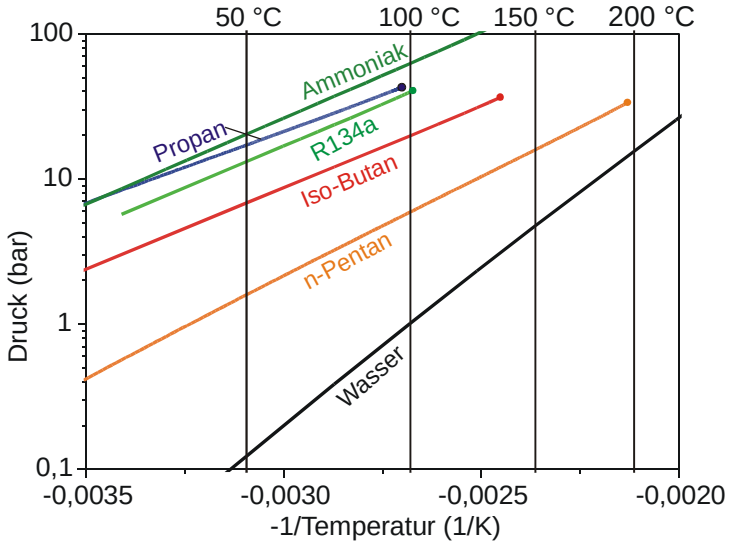


Abbildung IV-9: Dampfdruckkurven verschiedener Arbeitsmittel im Raoult'schen Diagramm.

Um unnötige Überhitzung des Dampfes während der Expansion und Tröpfchenbildung (und damit Gefahr des Tropfenschlages) zu vermeiden, sollte die Steigung der Taulinie im Temperatur-Entropie-Diagramm möglichst senkrecht (isentrop) sein. Bei retrograden Arbeitsmitteln sollte die spezifische Wärmekapazität des dampfförmigen Arbeitsmittels klein sein, um die bei der Enthitzung abzuführende Wärme gering zu halten.

Neben den Anforderungen an die thermodynamischen Eigenschaften der Arbeitsmittel, die aus der Prozessführung resultieren, bestehen eine Reihe von Anforderungen hinsichtlich der Eigenschaften bei der Wärmeübertragung sowie Voraussetzungen, die den dauerhaften

Einsatz des Arbeitsmittels in einer Maschine ermöglichen. So verbessert eine hohe Wärmeleitfähigkeit die Wärmeübertragung in den Apparaten, d.h. verringert die Verluste bei der Wärmeübertragung. Gute Wärmeübertragungseigenschaften bei konvektivem Wärmetransport mit freier Konvektion werden außerdem durch eine geringe Oberflächenspannung und geringe Viskosität gewährleistet. Diese beiden gewünschten Eigenschaften sorgen zudem dafür, dass die Leistung der Speisepumpe klein bleibt. Das Arbeitsmittel muss ausreichende thermische Stabilität aufweisen, nicht korrosiv und passend zu den Schmierstoffen, Dichtungsmaterialien und in der Maschine verwendeten Materialien sein. Es sollte unbrennbar oder zumindest schwer entflammbar und nicht explosiv sein. Zudem muss das Arbeitsmittel der aktuellen Gesetzgebung entsprechen. So sind zum Beispiel Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe wegen ihres ozonzerstörnden Potenzials nicht mehr zulässig. Es sollte außerdem kein oder nur geringes Treibhauspotenzial aufweisen und in ausreichenden Mengen kommerziell verfügbar sein.

IV.1.4 Entwurf der ORC-Prozesse

Im vorhergehenden Abschnitt wurden die verschiedenen Möglichkeiten zur Verbesserung des Wirkungsgrades benannt. Einige Maßnahmen wie z.B. die Überhitzung des Frischdampfes und die regenerative Vorwärmung des flüssigen Arbeitsmittels sind für geothermisch angetriebene ORC wenig geeignet. Der tatsächliche Nutzen der anderen Maßnahmen lässt sich nur anhand des Gesamtsystems beurteilen.

Im Folgenden wird der Entwurf der ORC-Anlagen exemplarisch anhand der Eckwerte einer Fallstudie im Norddeutschen Becken gezeigt. Die Fallstudie basiert auf einem Projekt, in dem Thermalwasser aus fast 4300 m Tiefe mit 150°C für geothermische Stromerzeugung genutzt werden soll (siehe *Huenges et al., 2002*). Der Massenstrom des Thermalwassers wird mit 20 kg/s angenommen. Die Auskühlung des Thermalwassers ist nicht vorgegeben. Das Kühlwasser tritt mit 15 °C in den Kondensator ein und wird im Kondensator um 5 K erwärmt. Der Massenstrom des Kühlwassers ist nicht vorgegeben.

Die im vorhergehenden Abschnitt dargestellten Möglichkeiten der Verbesserung werden hinsichtlich ihres Nutzens - bemessen an der Generatorleistung - sowie der dafür notwendigen Aufwendungen - bemessen an dem Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche $k \cdot A$ - untersucht. Es wird an dieser Stelle auf das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche zurückgegriffen, weil der Wärmedurchgangskoeffizient k stark von der Bauart der Wärmeübertrager, den Strömungsverhältnissen bei der Wärmeübertragung und nicht zuletzt den Wärmeträgermedien abhängt.

Für die folgenden Darstellungen wird ein mit einem Kreislaufrechenprogramm erstelltes numerisches Modell verwendet. Die Vorgehensweise bei der Modellierung, die zu Grunde liegenden Annahmen und die Randbedingungen sind im Anhang F.3 zusammenfassend dargestellt. Für die Berechnungen werden außerdem folgende Annahmen und Vereinfachungen getroffen: Das Arbeitsmittel verlässt den Verdampfer mit 100%

Dampfgehalt, aber nicht überhitzt. Es werden nur unterkritische Prozesse betrachtet. Eine Unterkühlung des Kondensates am Kondensatoraustritt wird nicht berücksichtigt. Der Druckverlust des Thermalwassers in Vorwärmer und Verdampfer beträgt insgesamt 3 bar. Der Druckverlust des Kühlwassers beträgt 2 bar. Die Druckverluste im Kraftwerkskreislauf betragen 0,5 bar im Vorwärmer, 0,3 bar im Verdampfer und 0,07 bar im Kondensator. Dem Enthitzer werden keine Druckverluste zugeordnet. Druckverluste in der Verrohrung werden vernachlässigt. Irreversibilitäten in den Turbomaschinen gehen als Faktor über die isentropen und mechanischen Wirkungsgrade ein (s. Abschnitte IV.1.3.1, III.3.4, Anhang F.3).

Das Ziel der Auslegungsrechung ist es, den Zustand des Arbeitsmittels, des Kühlwassers und des Thermalwassers an allen Punkten des Prozesses sowie die noch unbekannten Massenströme von Arbeitsmittel und Kühlwasser zu bestimmen. Die zur Verfügung stehenden freien Parameter lassen sich anschaulich am Wärmeübertragungsdiagramm in Abbildung IV-10 illustrieren. Temperatur, Massenstrom und spezifische Wärmekapazität des Thermalwassers legen den Anfangspunkt und die Steigung der Geraden ‚Thermalwasser' fest. Sie sind - zumindest aus der Sicht des Kraftwerksplaners - gegeben und nicht zu ändern. Eintrittstemperatur und die Wärmekapazität des Kühlmediums sollen ebenfalls gegeben sein. Der Anfangspunkt der Geraden ‚Kühlwasser' liegt daher fest, ihre Steigung ist proportional zum Massenstrom des Kühlwassers.

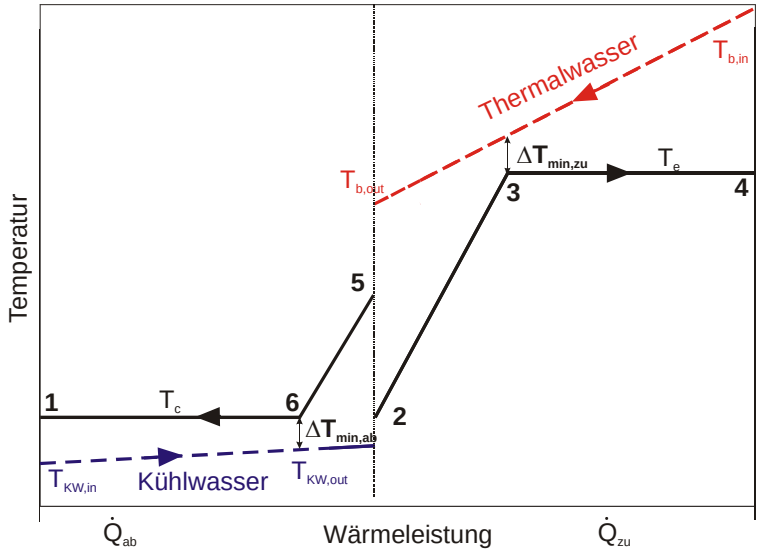


Abbildung IV-10: Wärmeübertragungsdiagramm des ORC-Prozesses mit retrogradem Arbeitsmittel. Druckverluste sind nicht dargestellt.

Aus dem Massenstrom des Arbeitsmittels $\dot{m}_{plant}$ und der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr $\Delta T_{min,zu}$ folgen die Verdampfungstemperatur T_e (s. Gleichung (IV-3)) und die Auskühlung des Thermalwassers im Verdampfer. Somit liegen die Punkte 3 und 4 des Kraftwerkskreislaufs, die im Verdampfer übertragene Wärmeleistung und die Temperatur des Thermalwassers am Übergang Verdampfer/Vorwärmer fest. Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers und damit die insgesamt an den Prozess übertragene Wärmeleistung folgt aus der Energiebilanz um den Vorwärmer, wie in Abschnitt IV.1.3.1 gezeigt wurde.

Die Abdampftemperatur Temperatur T_5 wird mit Gleichung (A-4) berechnet. Sie hängt vom isentropen Wirkungsgrad der Turbine, dem unteren Prozessdruck und den Stoffwerten des Arbeitsmittels ab. Der Massenstrom des Kühlmediums (d.h. die Steigung der Geraden ‚Kühlwasser') folgt aus der Energiebilanz um Enthitzer und Kondensator, d.h. der insgesamt abzuführenden Wärmeleistung. Wenn die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr $\Delta T_{min,ab}$ bekannt ist, kann die Kondensationstemperatur T_6 (und damit der Kondensationsdruck) aus der Steigung der Kühlwasserwassergeraden bestimmt werden.

Bei den genannten Randbedingungen (bekannte Thermalwassertemperatur und -massenstrom, bekannte Eintritts- und Austrittstemperatur Kühlwasser) stehen also im ORC-Prozess zum Entwurfszeitpunkt mit dem Massenstrom des Arbeitsmittels, der minimalen Temperaturdifferenz bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr sowie der Wahl des Arbeitsmittels vier freie Parameter zur Verfügung.

Variationsrechnungen sollen zeigen, wie das System auf Änderungen jedes einzelnen Parameters reagiert. Dafür wird ein Referenzfall mit minimalen Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr von je 20 K definiert. Diese minimalen Temperaturdifferenzen wurden nach den Angaben von *Invernizzi und Bombarda (1997)* ausgewählt. Im Referenzfall wird Iso-Butan als Arbeitsmittel im Kraftwerkskreislauf eingesetzt. Für den Massenstrom des Arbeitsmittels wird kein Referenzwert vorgegeben.

Das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche $k \cdot A$ wird für die einzelnen Wärmeübertrager mit Gleichung (A-3) berechnet.

IV.1.4.1 Massenstrom des Arbeitsmittels - Verdampfungstemperatur

In Abschnitt IV.1.3.1 wurde für verlustfreie Prozesse gezeigt, dass eine Verdampfungstemperatur existiert, bei der die abgegebene mechanische Leistung maximal wird. Aus der Verdampfungstemperatur folgen der Massenstrom des Arbeitsmittels und die Rücklauftemperatur der Thermalwassers im Punkt der maximalen Leistung.

Diese Zusammenhänge gelten auch dann, wenn die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte des Arbeitsmittels und die Druckverluste im Kraftwerkskreislauf berücksichtigt werden. Der Punkt der maximalen Leistung kann allerdings nicht mehr analytisch abgeleitet werden, sondern wird mit Variationsrechnungen bestimmt. Dafür wird der Massenstrom des Arbeitsmittels vom kleinsten bis zum maximalen Massenstrom variiert.

Der minimale Massenstrom des Arbeitsmittels liegt theoretisch bei 0 kg/s. Dies würde aber im vorliegenden Fall eine Verdampfungstemperatur größer als die kritische Temperatur (Arbeitsmittel Iso-Butan mit T_{krit} = 134,7 °C) erfordern. Da von Überhitzung und von überkritischen Prozesse abgesehen werden soll, ist der minimale Massenstrom im Kraftwerkskreislauf erreicht, wenn die Verdampfungstemperatur in die Nähe der kritischen Temperatur kommt (hier: $T_e \approx 0{,}9 \cdot T_{krit}$, resultiert aus Geltungsbereich der verwendeten Zustandsgleichungen). Mit zunehmendem Massenstrom des Arbeitsmittels sinkt die Verdampfungstemperatur. Der maximale Massenstrom des Arbeitsmittels ist erreicht, wenn die Verdampfungstemperatur gleich der Temperatur am Turbinenaustritt wird. Abbildung IV-11

zeigt die Ergebnisse der Variationsrechnung im Vergleich zur mechanischen Leistung des idealen ORC, bei dem lediglich Verluste bei der Wärmezufuhr auftreten (berechnet mit Gleichung (IV-10)).

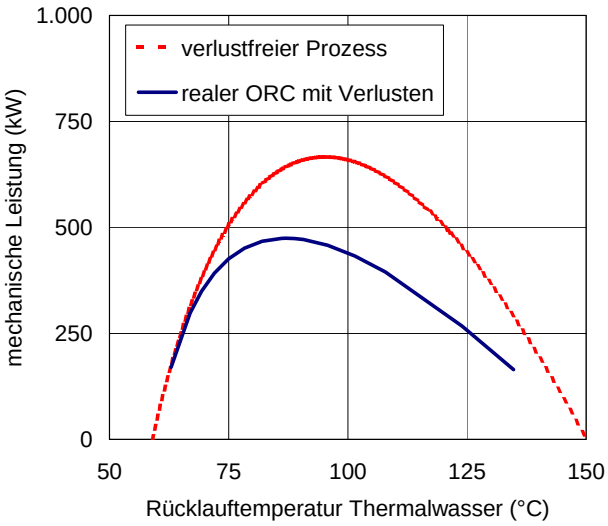


Abbildung IV-11: Mechanische Leistung eines realen ORC (berechnet mit numerischem Modell) im Vergleich zum idealen ORC, bei dem lediglich Verluste bei der Wärmezufuhr auftreten (berechnet mit Gleichung (IV-10) und (IV-5)). Minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr in beiden Fällen 20 K, Kondensationstemperatur 39 °C. Arbeitsmittel Iso-Butan (realer Prozess). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die maximale Leistung des realen Prozesses liegt bei 71 % der maximalen Leistung im idealen Prozess. Die zugehörige Rücklauftemperatur des Thermalwassers ist im realen Prozess mit 87 °C niedriger als die Rücklauftemperatur im idealen Prozess (95,5 °C).

Auffällig ist die geringere Steigung im rechten Ast der Kurve des realen Prozesses. Im Vergleich dazu verhält sich der ideale Prozess mit konstant angenommenen Stoffwerten nahezu achsensymmetrisch. Die beim realen Prozess auftretende Asymmetrie resultiert aus der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte. Je höher die Rücklauftemperatur des Thermalwassers wird, desto höher wird auch die Verdampfungstemperatur und nähert sich so immer weiter der kritischen Temperatur. Damit wird die in Abschnitt IV.1.3.4 genannte Forderung nach einem hohen Wert des Quotienten der spezifischen Wärmekapazität und der Verdampfungsenthalpie c_{plant}/r_{plant} immer weitgehender erfüllt. So nähert sich der reale Prozess aufgrund der mit steigender Temperatur günstiger werdenden Stoffdaten dem idealen Prozess an. Die Kurve kann allerdings nicht extrapoliert werden – bei einem weiteren Anheben der Verdampfungstemperatur würde die kritische Temperatur überschritten werden.

Im linken Ast der Kurve werden idealer und realer Prozess fast deckungsgleich. Der reale Prozess kommt hier in den Bereich, bei dem obere und untere Prozesstemperatur fast gleich werden. Fast die gesamte Wärme wird bei der Verdampfung, d.h. bei der oberen Prozesstemperatur, zugeführt. Damit nimmt der Prozess im Temperatur-Entropie-Diagramm

eine nahezu rechteckige Form an. Der thermische Wirkungsgrad nähert sich dem Carnot-Wirkungsgrad, mit dem die Generatorleistung des idealen Prozesses berechnet wurde.

Die Wärmeübertragerfläche nimmt mit zunehmender Rücklauftemperatur des Thermalwassers ab (s. Abbildung IV-12). Die Verminderung der Wärmeübertragerfläche resultiert aus der geringeren Auskühlung des Thermalwassers und der damit kleiner werdenden Wärmeübertragerleistung. Die Temperaturverhältnisse innerhalb der Wärmeübertrager ändern sich nur wenig, selbst wenn der Massenstrom des Arbeitsmittels halbiert wird (s. Abbildung IV-13).

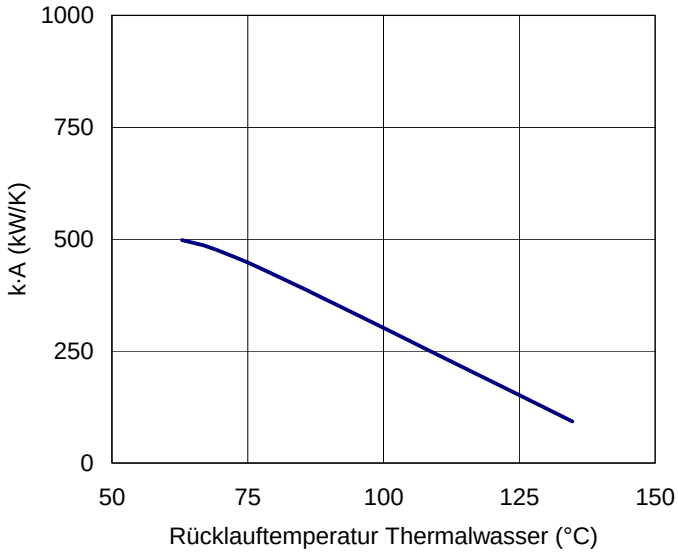


Abbildung IV-12: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des ORC-Prozesses. Arbeitsmittel Iso-Butan, Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

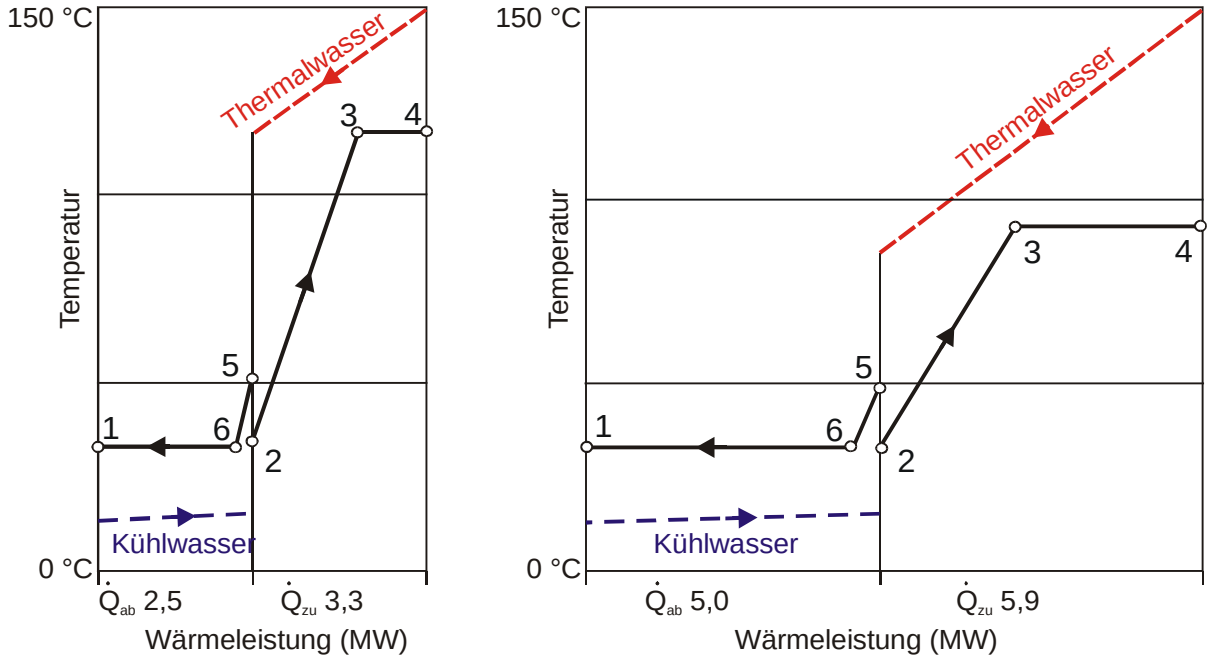


Abbildung IV-13: Einfacher ORC, Wärmeübertragungsdiagramme für 2 verschiedene Massenströme des Arbeitsmittels. Links: 7,042 kg/s (T_e = 117 °C), rechts 14,2 kg/s (T_e = 92 °C). Arbeitsmittel Iso-Butan (realer Prozess). Temperatur des Thermalwasser 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Für jede Kombination von Wärmequelle und Wärmesenke existiert ein Punkt der maximalen Leistung. Aus Gründen der Klarheit werden im Folgenden nur noch diese Punkte betrachtet. Größere Auskühlung des Thermalwassers (Auslegung links des Punktes der maximalen Leistung) ist wie in Abschnitt IV.1.3.1 gezeigt thermodynamisch nicht sinnvoll. Geringere Auskühlung des Thermalwassers kommt für die gleichzeitige Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme in Frage, wird aber in der vorliegenden Arbeit nicht weitergehend untersucht.

IV.1.4.2 Auslegung der Wärmeübertrager – Minimale Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr

Die minimalen Temperaturdifferenzen bei der Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr sind charakteristische Größen zur Auslegung der Wärmeübertrager. Wenn die kleinsten auftretenden Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr verringert werden, wird eine Zunahme der Generatorleistung bei gleichzeitiger Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche erwartet. Die Erhöhung der Generatorleistung resultiert zum Einen aus der größeren Auskühlung des Thermalwassers, dem Prozess wird mehr Wärme zugeführt (s. auch Abbildung IV-14). Der Punkt der maximalen Leistung verschiebt sich also hin zu geringeren Rücklauftemperaturen des Thermalwassers. Zum Anderen wird die Wärme mit einem höheren thermischen Wirkungsgrad, der sich aus der größeren Differenz zwischen oberer und unterer Prozesstemperatur ergibt, umgesetzt. Bei größeren minimalen Temperaturdifferenzen ist entsprechend mit kleinerer Generatorleistung und geringerer Wärmeübertragerfläche zu

rechnen. Im Folgenden werden die Auswirkungen, die aus der Änderung dieser beiden Parameter resultieren, anhand der Ergebnisse von Variationsrechnungen diskutiert.

Abbildung IV-14 zeigt die umgesetzte Wärmeleistung des ORC-Prozesses bei Variation der kleinsten Temperaturdifferenz bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr jeweils von 5 K bis 30 K, aufgeschlüsselt nach den Wärmeübertragern. Der thermische Wirkungsgrad ist jeweils als Zahlenwert angegeben. Es wird nur jeweils eine Temperaturdifferenz geändert, die andere liegt bei 20 K fest. Abbildung IV-15 enthält das Produkt der jeweils erforderlichen Wärmeübertragerfläche und des Wärmedurchgangskoeffizienten. Die jeweilige Generatorleistung ist ebenfalls als Zahlenwert eingetragen. In den Abbildungen bezeichnet jeder Datenpunkt eine Anlagenkonfiguration im Punkt der maximalen Leistung.

Die Generatorleistung zeigt eine nahezu lineare Anhängigkeit gegenüber einer Änderung der minimalen Temperaturdifferenzen. Die minimalen Temperaturdifferenzen bei Wärmeabfuhr und Wärmezufuhr haben dabei vergleichbar großen Einfluss. Bei Änderung der minimalen Temperaturdifferenz der Wärmezufuhr von 5 K bis 30 K variiert die Generatorleistung von +43 % bis –23 %. Bei der Variation der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr zeigt sie eine Variationsbreite von +39 % bis –22 % des Referenzwertes.

Die Wärmeübertragerfläche dagegen hängt nicht linear von den minimalen Temperaturdifferenzen ab, sondern nimmt mit sinkenden minimalen Temperaturdifferenzen immer stärker zu. Zudem ist sie gegenüber der Änderung der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr wesentlich empfindlicher als gegenüber der Änderung der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr. Dieses Verhalten kann anhand des Wärmeübertragungsdiagramms (Abbildung IV-10) anschaulich erklärt werden. Eine Verringerung der minimalen Temperaturdifferenzen bei Wärmeabfuhr und Wärmezufuhr bedeutet ein Absenken der Kondensationstemperatur bzw. Anheben der Verdampfungstemperatur. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz in dem jeweiligen Wärmeübertrager sinkt. Dies entspricht im Wärmeübertragungsdiagramm einer Verkleinerung der Fläche zwischen den Kurven des warmen und des kalten Fluides. Diese Veränderung der Fläche ist beim Kondensator deutlich größer als beim Verdampfer.

In diesem Zusammenhang ist es informativ, die Verteilung der Wärmeübertragerleistung und –fläche auf die Komponenten näher aufzuschlüsseln. Abbildung IV-14 illustriert den Einfluss der minimalen Temperaturdifferenzen auf die Wärmeübertragerleistung der einzelnen Wärmeübertrager. Zunächst wird mit sinkenden Temperaturdifferenzen mehr thermische Leistung umgesetzt. Die Leistung der Wärmeübertrager verändert sich allerdings nicht gleichförmig. Die Wärmezufuhr vergrößert sich mit sinkenden minimalen Temperaturdifferenzen stärker als die Wärmeabfuhr. Diese unterschiedliche Änderung resultiert letztendlich aus dem thermischen Wirkungsgrad, der bei kleineren minimalen Temperaturdifferenzen größere Werte annimmt. Die Zahlenwerte sind ebenfalls in Abbildung IV-14 enthalten.

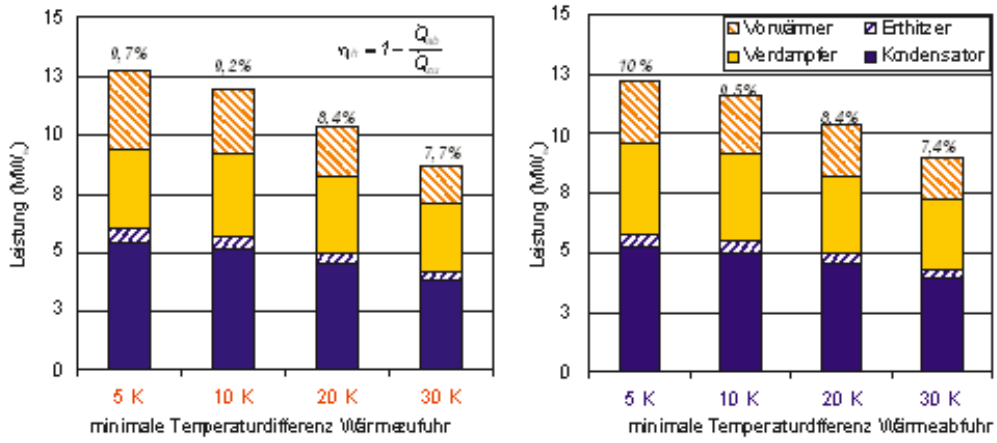


Abbildung IV-14: Wärmeübertragerleistung im ORC-Prozess, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern mit Angabe der Zahlenwerte des thermischen Wirkungsgrades. Variation der minimalen Temperatur der Wärmezufuhr (links) und Wärmeabfuhr (rechts). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

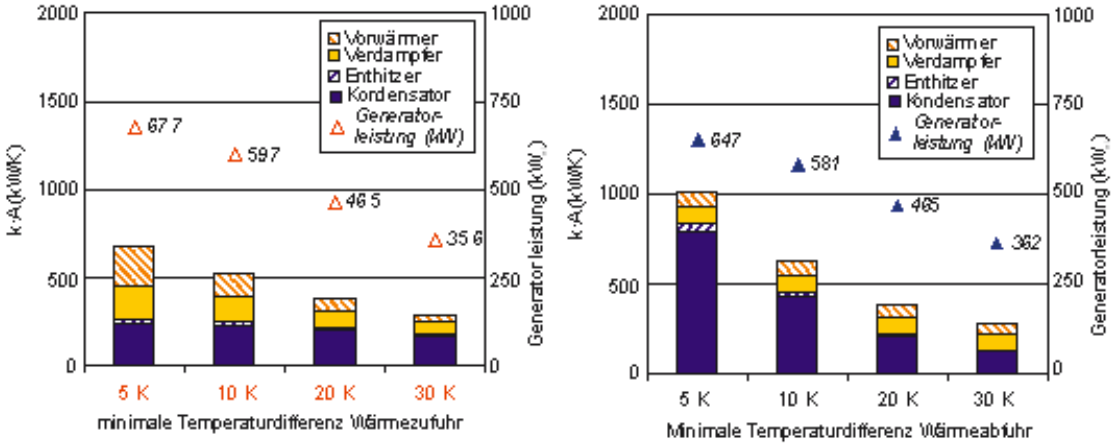


Abbildung IV-15: Wärmeübertragerfläche, aufgeschlüsselt nach Komponenten mit Angabe der Zahlenwerte der Generatorleistung. Variation der minimalen Temperatur bei der Wärmezufuhr (links) und Wärmeabfuhr (rechts). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die Gesamtfläche von Enthitzer und Kondensator beträgt im Referenzfall (beide minimale Temperaturdifferenzen 20 K) das 1,4-fache der Gesamtfläche von Vorwärmer und Verdampfer (s. Abbildung IV-15). Eine Verringerung der minimalen Temperaturdifferenzen bei der Wärmeabfuhr führt dazu, dass sich dieses Verhältnis aufgrund der stärkeren Zunahme der Kondensatorfläche erheblich vergrößert. Bei einer minimalen Temperaturdifferenz der Wärmeabfuhr von 5 K beträgt es 4,6.

Dagegen sinkt das Verhältnis von Wärmeübertragerfläche der Wärmeabfuhr zu Wärmeübertragerfläche der Wärmezufuhr bei einer Verringerung der minimalen Temperatur-

differenz bei der Wärmezufuhr auf 5 K bis auf den Wert 0,65 ab. Die absolute Fläche des Kondensators nimmt bei sinkender minimaler Temperaturdifferenz der Wärmezufuhr dagegen ebenfalls zu. Diese Verringerung resultiert aus dem insgesamt größeren Wärmeumsatz. Dies wird auch durch den höheren thermischen Wirkungsgrad nicht ausgeglichen.

Da kleinere minimale Temperaturdifferenzen eine erhöhte Generatorleistung – und damit einen größeren Gewinn – aber gleichzeitig auch größere Wärmeübertrager – d.h. größeren Aufwand – erfordern, wird die Auslegung der Wärmeübertrager letztendlich unter Berücksichtigung ökonomischer Gesichtspunkte erfolgen. Aufgrund der hohen Empfindlichkeit der Wärmeübertragerfläche gegenüber der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr ist es zielführend, bei der Wärmeabfuhr eine größere minimale Temperaturdifferenz zu wählen als bei der Wärmezufuhr. Dem wird in den folgenden Abschnitten Rechnung getragen.

IV.1.4.3 Wahl des Arbeitsmittels

Die Wahl des Arbeitsmittels ermöglicht es, den Prozess an den jeweils vorliegenden Temperaturbereich anzupassen. Abschnitt IV.1.3.4 enthält grundlegende Betrachtungen zu den Anforderungen an die Arbeitsmittel. Im Folgenden wird untersucht, welchen Einfluss das Arbeitsmittel auf die Generatorleistung und die erforderliche Wärmeübertragefläche hat. Insgesamt werden zwei trockene (Iso-Butan, Iso-Pentan) und zwei feuchte (Ammoniak, R134a) Arbeitsmittel sowie Wasser zum Vergleich betrachtet. Die Thermalwassertemperatur beträgt 150 °C. Die Arbeitsmittel wurden so ausgewählt, dass ihre kritischen Temperaturen den Bereich von ca. 100 ° bis ca. 190 °C umfassen. Die kritischen Daten sowie die Strukturformeln der Arbeitsmittel finden sich in Tabelle IV-1. Reines Ammoniak sowie Wasser werden berücksichtigt, um einen Vergleich zu dem im Abschnitt IV.2 diskutierten Kalina-Prozess zu ermöglichen.

Die Definition von zwei Fällen (Referenz und Best Case, s. Tabelle IV-2) erlaubt die parallele Untersuchung des gekoppelten Einflusses der Auslegung der Wärmeübertrager (Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr) und des isentropen Wirkungsgrads der Turbine. Alle drei Parameter haben großen Einfluss auf die Generatorleistung.

	Referenz	Best Case
Minimale Temperaturdifferenz Wärmzufuhr	20 K	5 K
Minimale Temperaturdifferenz Wärmabfuhr	20 K	7 K
isentroper Wirkungsgrad Turbine	75 %	85 %

Tabelle IV-2: Eckwerte der Fälle Referenz und Best Case.

Die Eckwerte des Systems werden aus dem vorhergehenden Abschnitt übernommen. Es werden wieder ausschließlich Kreisläufe ohne Überhitzung betrachtet, das Arbeitsmedium verlässt den Verdampfer als Sattdampf. Von dieser Vorgabe wird lediglich dann abgewichen, wenn bei feuchten Arbeitsmitteln die Endnässe des Abdampfes auf 5 % steigt. Einer höheren Endnässe wird durch Überhitzung entgegengewirkt, um Maschinenschäden durch

Tropfenschlag zu vermeiden.

Mit Variationsrechnungen werden für jedes Arbeitsmittel die Punkte der maximalen Leistung (Maximum Power Points MPP) für beide Fälle bestimmt. Die Ergebnisse dieser Rechnungen sind in Form der Generatorleistung und des Produktes von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient in Abbildung IV-16 zusammengefasst. Anhang G.1 enthält die Zahlenwerte der zehn Anlagenkonfigurationen.

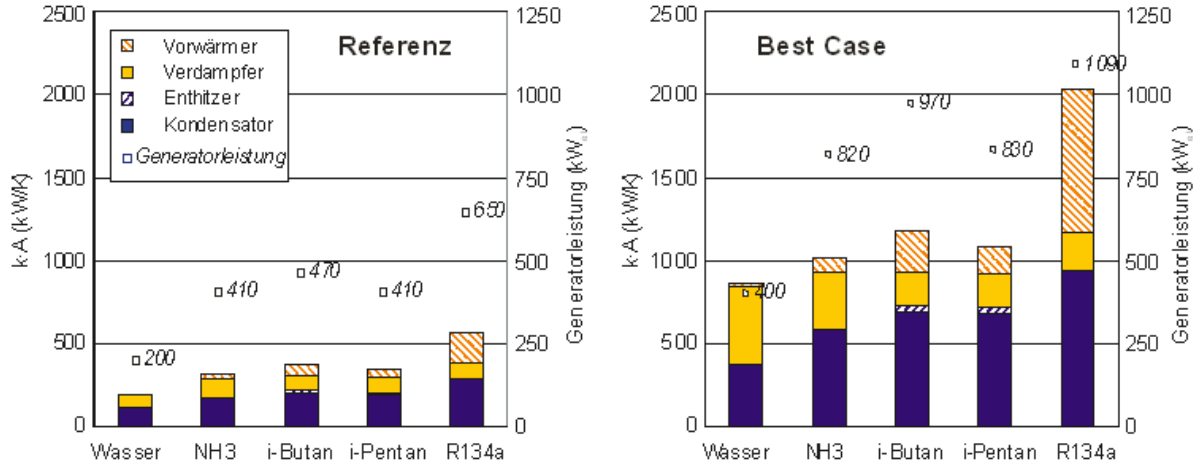


Abbildung IV-16: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient sowie Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC mit verschiedenen Arbeitsmitteln für zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Im Referenzfall variiert die Generatorleistung von 410 kW_{el} (Ammoniak, Iso-Pentan) bis 650 kW_{el} (R134a). Mit reinem Wasser werden nicht mehr als 200 kW_{el} Generatorleistung erreicht.

Die gleichzeitige Variation der Maschinenparameter bewirkt eine wesentlich größere Änderung der Leistung als die Wahl des Arbeitsmittels. Beim Übergang vom Referenzfall zum Best Case, d.h. bei Verbesserung der Maschinen, steigt die Generatorleistung für alle Arbeitsmittel auf ungefähr das Zweifache an. Allerdings muss dafür für alle Arbeitsmittel ein Mehrfaches (3 – 4,5fach) der Wärmeübertragerfläche bereitgestellt werden.

Die Generatorleistung ist proportional zum Produkt der Wärmeleistung, die dem Prozess zugeführt wird - ausgedrückt durch den Auskühlungswirkungsgrad - und der Güte des Prozesses - ausgedrückt durch den thermischen Wirkungsgrad. Beide Wirkungsgrade steigen beim Übergang vom Referenzfall zum Best Case (s. Abbildung IV-17).

Die Unterschiede in der Generatorleistung, die bei den verschiedenen Arbeitsmitteln auftreten, lassen sich ebenfalls gut mit Hilfe dieser beiden Wirkungsgrade erklären. Der Auskühlungswirkungsgrad der Systeme mit Wasser liegt weit unter dem aller anderen Systeme. Die Anpassung der Wasserdampfprozesse an die Charakteristik der Wärmequelle ist aufgrund der Stoffeigenschaften mangelhaft und kann auch durch eine Vergrößerung der Wärmeübertragerflächen nicht verbessert werden. Bei der vorliegenden Thermalwasser-

temperatur ist Wasser als Arbeitsmittel in einem Kraftwerksprozess ungeeignet.

Der Auskühlungswirkungsgrad der Systeme mit Ammoniak ist zwar deutlich höher als bei den Wasserdampfprozessen, erreicht aber nicht die Werte der organischen Arbeitsmittel. Dies wird aber durch den höheren thermischen Wirkungsgrad aufgefangen, so dass mit Ammoniak nur eine geringfügig kleinere Generatorleistung erzielt wird als z.B. mit Iso-Pentan.

Die kritische Temperatur von Iso-Butan beträgt 134,7 °C. Damit erfüllt Iso-Butan die in Abschnitt IV.1.3.4 und der Literatur (z.B. *Invernizzi und Bombarda, 1997*) genannte Forderung, dass die kritische Temperatur organischer Arbeitsmittel etwas unter der Temperatur der Wärmequelle liegen sollte. Die kritischen Temperaturen von Iso-Pentan und R134a liegen mit 187,3 °C und 101,03 °C deutlich über bzw. unter der Thermalwassertemperatur von 150 °C.

Damit wird die beste Systemauslegung mit Iso-Butan als Arbeitsmittel erwartet. Der Vergleich der Generatorleistung der beiden Kohlenwasserstoffe Iso-Butan und Iso-Pentan bestätigt diese Erwartung. Der thermische Wirkungsgrad der Systeme mit den beiden Arbeitsmitteln unterscheidet sich nur wenig (Best Case 12,6 % Iso-Butan, 12,1 % Iso-Pentan, Referenzfall beide Systeme 8,4 %). Die höhere Generatorleistung der Systeme mit Iso-Butan resultiert also vor allem aus der besseren Anpassung dieser Prozesse an die Charakteristik der Wärmequelle, welche zu einem höheren Auskühlungswirkungsgrad führt.

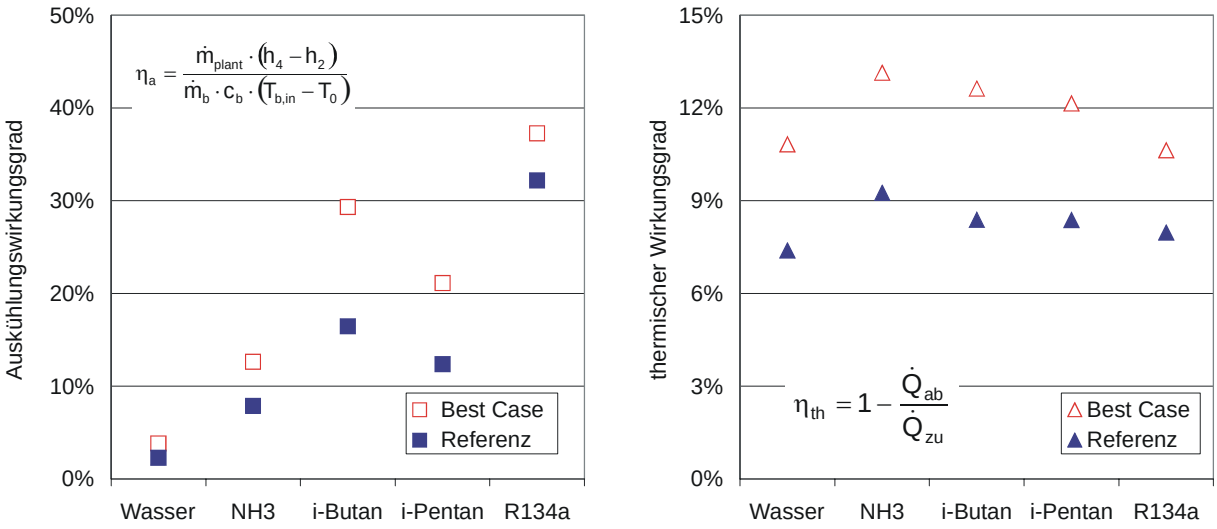


Abbildung IV-17: Auskühlungswirkungsgrad (links) und thermischer Wirkungsgrad rechts) geothermisch angetriebener ORC mit verschiedenen Arbeitsmitteln für zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die Systeme mit R134a erzeugen 25 % (Best Case) bzw. 20 % (Referenzfall) mehr Generatorleistung als die Systeme mit Iso-Butan, erfordern aber auch wesentlich größere Wärmeübertragerflächen. Der Grund liegt in der – gewünschten – Anpassung des Prozesses an die dreieckige Form der Wärmecharakteristik von Wärmequelle und Wärmesenke. Je

dichter die Verdampfungstemperatur am kritischen Punkt des Arbeitsmittels liegt, desto größer wird der Anteil der bei der Vorwärmung übertragenen Wärme. Letztendlich wird durch diese Anpassung das Thermalwasser stärker ausgekühlt. Dies äußert sich in den hohen Auskühlungswirkungsgraden (s. Abbildung IV-17). Nun liegen aber für den Referenzfall im Wärmeübertragungsdiagramm der Prozesse mit R134a die Kurven von warmem und kaltem Fluid im Vorwärmer nahezu parallel. Durch die Verminderung der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr und –abfuhr beim Übergang zum Best Case verringert sich der Abstand zwischen diesen Linien. Dies führt dazu, dass die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz im Vorwärmer sehr klein (< 5 K) wird. Dadurch nimmt die erforderliche Wärmeübertragerfläche stark zu. In Abbildung IV-16, rechts ist zu erkennen, dass für R134a insbesondere die Wärmeübertragerfläche des Vorwärmers unverhältnismäßig groß wird. Inwiefern diese Mehraufwendungen gerechtfertigt sind, kann nur durch Einbeziehen ökonomischer Kriterien entschieden werden

Eine erster Hinweis lässt sich aus dem Quotienten des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche $k \cdot A$ und Generatorleistung P_{gen} ableiten. Wenn das Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient für den Aufwand – letztendlich die Anfangsinvestition – und die Generatorleistung für den Nutzen stehen, kann dieser Quotient als einfaches ökonomisches Effektivitätskriterium verwendet werden. Abbildung IV-18 enthält die Werte für die betrachteten Arbeitsmittel, jeweils für den Referenzfall und den Best Case. Im Referenzfall liegen die organischen Arbeitsmittel sowie Ammoniak alle im Bereich um 0,8 $kW_{th}/K\ kW_{el}$. Lediglich das System mit Wasser als Arbeitsmittel erreicht mit 1 $kW_{th}/K\ kW_{el}$ einen deutlich schlechteren Wert. Mit dem Wechsel zum Best Case differenziert sich das Feld. Die Systeme mit Ammoniak und die Kohlenwasserstoffe liegen weiterhin dicht beieinander, um einen Wert von 1,25 $kW_{th}/K\ kW_{el}$. Das System mit R134a dagegen liegt mit 1,7 $kW_{th}/K\ kW_{el}$ deutlich darüber. Das Arbeitsmittel Wasser erzielt mit 2,14 $kW_{th}/K\ kW_{el}$ weiterhin den höchsten Wert. Damit sind Wasser und R134a, bei Berücksichtigung ökonomischer Kriterien unter den genannten Randbedingungen (Thermalwassertemperatur 150 °C, Kühlwassertemperatur 20 °C), voraussichtlich weniger gut als Arbeitsmittel in geothermisch angetriebenen ORC-Kraftwerken geeignet als die Kohlenwasserstoffe Iso-Butan und Iso-Pentan sowie Ammoniak. Von den drei letztgenannten Arbeitsmitteln erbringt Iso-Butan die höchste Generatorleistung.

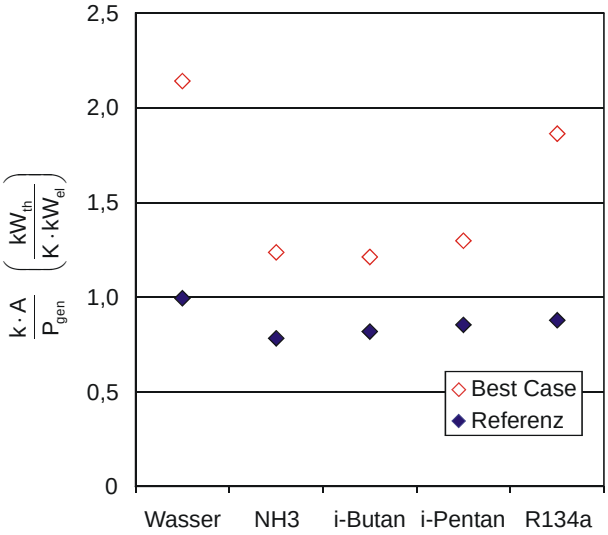


Abbildung IV-18: Quotient des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche und Generatorleistung eines geothermischen angetrieben ORC für verschiedene Arbeitsmittel und zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Ammoniak und Iso-Pentan liegen sowohl hinsichtlich der Generatorleistung als auch hinsichtlich der Wärmeübertragerfläche gleichauf. Unter thermodynamischen Gesichtpunkten sind sie als gleichwertig anzusehen. Allerdings hat Ammoniak einen besseren thermischen Wirkungsgrad und einen schlechteren Auskühlungswirkungsgrad. Die Anpassung an die Wärmequelle gelingt weniger gut als mit den Kohlenwasserstoffen, dafür ist aber der Kraftwerksprozess effizienter.

Der Vergleich der mit den verschiedenen Arbeitsmitteln im Best Case erzielten Ergebnisse illustriert, welche Änderung die Anpassung des Prozesses an die in Abschnitt III.1.2 geforderte dreieckige Form mit sich bringt. Zunächst steigt der Auskühlungswirkungsgrad, und die bei der Wärmezufuhr auftretenden Verluste verringern sich. Die insgesamt kleineren Temperaturdifferenzen in den Wärmeübertragern erfordern größere Wärmeübertragerflächen. Die Auswahl des Arbeitsmittels für eine bestimmte Thermalwassertemperatur wird beide Gesichtspunkte - die erzielbare Generatorleistung (resultiert aus dem Produkt von Auskühlungswirkungsgrad und thermischem Wirkungsgrad) und die erforderliche Wärmeübertragerfläche - berücksichtigen. Bei der betrachteten Thermalwassertemperatur von 150 °C und unter den genannten Randbedingungen ist Iso-Butan unter den berücksichtigten Arbeitsmitteln am besten geeignet. Es erlaubt eine gute Anpassung des Prozesses an die Charakteristik der Wärmequelle, ohne übermäßig große Wärmeübertragerflächen zu erfordern. Damit wird der Befund aus Abschnitt IV.1.3.4 bestätigt. Das Arbeitsmittel sollte so ausgewählt werden, dass im Punkt der maximalen Leistung die Verdampfung bei einer Temperatur etwas unterhalb der kritischen Temperatur erfolgt.

IV.1.4.4 Empfehlungen für den Systementwurf

Aus den Ergebnissen der vorhergehenden Abschnitte lassen sich folgende Empfehlungen für den Entwurf geothermisch angetriebener ORC-Kraftwerke ableiten:

Für den Entwurf der ORC-Prozesse sind der Massenstrom des Arbeitsmittels, die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr, die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr und die Wahl des Arbeitsmittels geeignete Auslegungsparameter.

Der Massenstrom des Arbeitsmittels sollte so eingestellt werden, dass der Prozess im Punkt der maximalen Leistung liegt. Für den Fall, dass Vorgaben hinsichtlich einer einzuhaltenden Mindesttemperatur des Thermalwassers am Austritt aus dem Kraftwerk bestehen, kann der Massenstrom des Arbeitsmittels entsprechend verringert werden.

Die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr sollte kleiner sein als bei der Wärmeabfuhr. Werte von 5 K (Wärmezufuhr) und 7 K (Wärmeabfuhr, Wasserkühlung) haben sich als praktikabel erwiesen.

Die Wahl des Arbeitsmittels hat entscheidenden Einfluss sowohl auf die Generatorleistung, d.h. den Nutzen, als auch auf die erforderliche Wärmeübertragerfläche, d.h. die Kosten des Systems. Dies gilt insbesondere dann, wenn die oben empfohlenen Werte für die minimalen Temperaturdifferenzen der Wärmezufuhr und –abfuhr (5 bzw. 7 K) gewählt werden. Ein organisches Arbeitsmittel sollte so gewählt werden, dass seine kritische Temperatur bei ca. dem 0,9fachen der Thermalwassereintrittstemperatur liegt. Eine höhere kritische Temperatur verringert die Generatorleistung, eine kleinere kritische Temperatur führt zu übermäßig großen Wärmeübertragerflächen.

IV.2 Kalina-Kreislauf

Die Kalina-Kreisläufe (Kalina Cycle®) sind eine Familie von Kraftwerksprozessen, deren gemeinsames Merkmal die Verwendung von Ammoniak-Wasser als Arbeitsmittel ist. Im Zeitraum von August 1982 bis August 2004 wurden dem Erfinder Alexander I. Kalina rund 20 Patente erteilt (z.B. *Kalina, 1982*, *Kalina, 2004*).

Die Mischung ist zeotrop. Ammoniak ist die leichter flüchtige Komponente, Wasser dient als Lösungsmittel. Die Phasenübergänge der Verdampfung und Kondensation werden im Kalina-Prozess durch eine Desorption bzw. Absorption ersetzt. Die entsprechenden Bauteile werden im Folgenden daher als Absorber (statt Kondensator wie bei Einstoffarbeitsmitteln) und Desorber (statt Verdampfer) bezeichnet. Beide Vorgänge sind nicht isotherm.

Im Wesentlichen entsprechen die Kalina Kreisläufe einem Clausius-Rankine-Prozess mit einem hohen Grad an interner Wärmerückgewinnung sowie zusätzlichen Destillations- und Rektifikationseinheiten. Die Verschaltung der internen Wärmeübertrager sowie das Ergänzen bzw. Weglassen der Rektifikationseinheiten soll eine gute Anpassung an einen weiten Temperaturbereich möglicher Wärmequellen erlauben.

In der Literatur wird eine Reihe von Systemen, alle geeignet für Wärmequellen mit Temperaturen größer als 500 °C, diskutiert (*Kalina, 1984*, *Wall et al., 1989*, *Park und Sonntag, 1990*, *Marston, 1990*, *Rogdakis und Antonopoulos, 1991*, *Rogdakis, 1996*, *Dejfors et al., 1998*, *Nag und Gupta, 1998*, *Xu et al., 2000*). Diese Temperatur wird in Deutschland mit geothermischen Vorkommen nicht erreicht. *Mlcak (2002)* stellte drei Kalina-Kreisläufe, die sich für die Nutzung von Geothermievorkommen zwischen 100 °C bis 200 °C eignen, vor. Eines diese Systeme wurde in Husavik, Island realisiert *(Leibowitz aund Mlcak, 1999)*. Dieses System wird im Folgenden näher untersucht.

IV.2.1 Funktionsprinzip

Abbildung IV-19 zeigt den Kalina-Kreislauf KCS 34 (Kalina Cycle System) nach *Leibowitz und Mlcak (1999)* und *Mlcak (2002)*. Die Erdwärme wird im Desorber und Vorwärmer auf die in der Hochtemperatur- (High Temperature, HT-Rekuperator) und Niedertemperatur-Wärmerückgewinnung (Low Temperature, LT-Rekuperator) vorerwärmte Grundlösung übertragen. In einem Abscheider werden ammoniakreicher Dampf und ammoniakarme Lösung getrennt. Die ammoniakarme Lösung wird direkt in den HT-Rekuperator geleitet und wärmt dort die Grundlösung vor. Der Dampf entspannt in der Turbine und treibt dabei den Generator an. Anschließend werden beide Stoffströme im Mischer wieder zusammengeführt. Ein Teil der bei dieser Absorption freiwerdenden Wärme wird direkt im LT-Rekuperator zurückgewonnen. Der Niedertemperatur-Rekuperator ist also ein flüssigkeitsgekühlter Absorber. Die vollständige Absorption des Ammoniaks im Wasser erfolgt unter Wärmeabfuhr im Absorber. Am Absorberaustritt liegt wieder die Grundlösung vor, die von der Speisepumpe auf das höhere Druckniveau gebracht und im LT-Rekuperator erwärmt wird.

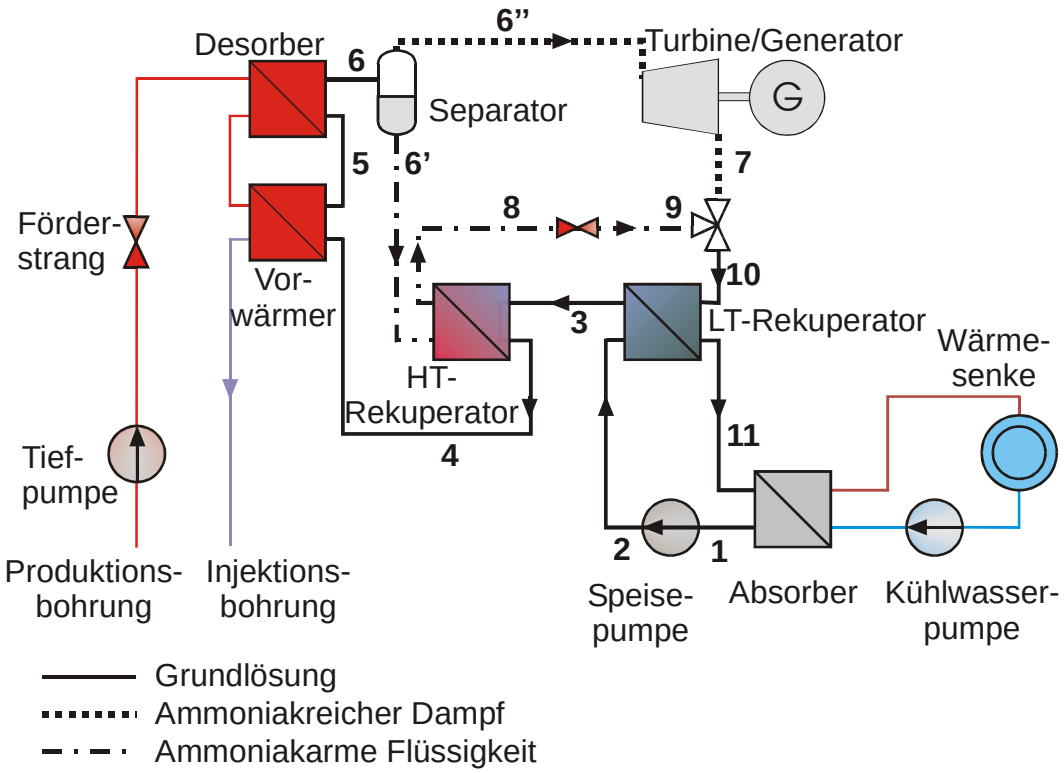


Abbildung IV-19: Kalina-Kreislauf KCS 34 nach Leibowitz und Mlcak (1999) *und* (Mlcak, 2002).

Die Darstellung des Prozesses in einem schematischen Diagramm der Siede- und Taulinien für den oberen und unteren Prozessdruck erleichtert das Verständnis der Zustandsänderungen, insbesondere der Zustandsänderungen mit Konzentrationswechsel. Abbildung IV-20 zeigt die Siede- und Taulinien der Ammoniak-Wasser-Mischung für zwei Drücke. Die Darstellung ist nicht maßstäblich, sondern in der Temperaturachse gestreckt, um die Details deutlicher sichtbar zu machen.

Der Punkt 1 (Absorberaustritt) befindet sich direkt auf der Siedelinie des unteren Prozessdruckes. Dies gilt, wenn die Grundlösung nicht unterkühlt ist. Die Pumpe (1→2) bringt die Grundlösung vom unteren Prozessdruck auf den oberen Prozessdruck. Die Flüssigkeit befindet sich jetzt auf hohem Druck und ist deutlich unterkühlt. Von 2 nach 3 wird die Grundlösung mit der im LT-Rekuperator freiwerdenden Absorptionswärme (hier bewegt sich die Grundlösung von 10 nach 11) vorgewärmt. In der zweiten Stufe der regenerativen Speisewasservorwärmung wird im HT-Rekuperator die Wärme der warmen, ammoniakarmen Lösung (diese bewegt sich von 6’ nach 8) für die weitere Vorwärmung der Grundlösung genutzt. Nur im Vorwärmer (4→5) und im Desorber (5→6) wird Wärme von außen an den Prozess übertragen. Im Vorwärmer wird die Grundlösung weiter erwärmt bis die Siedelinie beim hohen Prozessdruck erreicht ist (Punkt 5) und anschließend im Desorber teilweise verdampft. Am Desorberaustritt (Punkt 6) liegt ein Zweiphasengemisch vor, das im Separator in ammoniakarme Flüssigkeit (6’) und ammoniakreichen Dampf (6’’) getrennt wird. Der ammoniakreiche Dampf entspannt in der Turbine bis auf den unteren Prozessdruck und bis zu

einer maximalen Feuchte (Punkt 7). Da es sich bei dem Gemisch um ein feuchtes Arbeitsmittel handelt, muss die Endnässe am Turbinenaustritt kontrolliert werden, um Tropfenschlag zu vermeiden. In Abbildung IV-20 ist die maximale Endnässe durch die gestrichelte Linie unterhalb der Taulinie bei unterem Prozessdruck angedeutet.

Die ammoniakarme Flüssigkeit entspannt in einer Drossel (8→9), nachdem sie im HT-Rekuperator Wärme zur Vorwärmung der Grundlösung abgegeben hat. Die Drosselung führt bis über die Taulinie, Punkt 9 liegt im Zweiphasengebiet. Abbildung IV-20 enthält die Gleichgewichtspunkte 9' und 9''.

Beide Ströme, ammoniakarme Flüssigkeit und ammoniakreicher Dampf, liegen jetzt bei gleichem Druck vor. Sie werden zusammengeführt, der Mischpunkt ist der Punkt 10 (Gleichgewichtspunkte 10' und 10''). Die Absorptionswärme wird zum Teil innerhalb des Prozesses zur regenerativen Vorwärmung der Grundlösung genutzt (10→11), der nicht nutzbare Teil wird im Absorber an die Umgebung abgeführt (11→1).

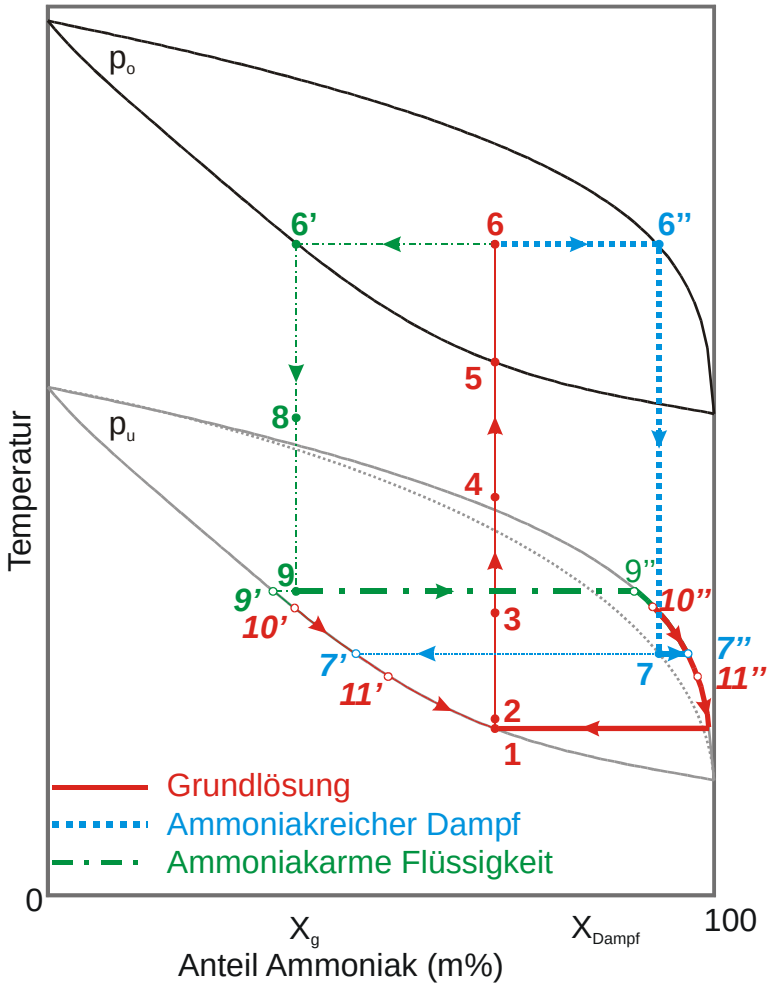


Abbildung IV-20: Darstellung des Kalina-Kreislaufs im Siedediagramm der Ammoniak-Wasser-Mischung. Druckverluste sind nicht dargestellt. Die Darstellung ist nicht maßstabsgerecht; zur besseren Übersichtlichkeit sind die Linien des oberen (p_o) und unteren Prozessdruckes (p_u) auseinandergezogen.

In Abbildung IV-20 zeigt sich bereits, dass in dem Prozess durch die nicht-isothermen Phasenübergänge eine große Temperaturspreizung bei der Wärmezufuhr (5→6) und eine kleine Temperaturspreizung bei der Wärmeabfuhr (11→1) realisiert werden. Genau diese Eigenschaft sollte ja der Kreisprozess aufweisen, der eine endliche Wärmequelle nutzt (s. Abschnitt III.1.2), um die Verluste bei der Wärmeübertragung möglichst gering zu halten.

IV.2.2 Stand der Umsetzung

Bisher wurden weltweit vier Kraftwerke nach dem Kalina Prinzip gebaut und in Betrieb genommen. Zwei der Anlagen stehen in Japan und je eine in den USA und auf Island. Die Eckwerte sind in Tabelle IV-3 zusammengestellt. Zwei der Kraftwerke sind zur Zeit noch in Betrieb. Neben diesen vier Anlagen wurde in Japan eine Versuchsanlage mit 60 kW_{el} gebaut *(Jonsson, 2003).* Eine weitere Anlage ist seit 2000 in Nevada, USA geplant, bisher (Oktober 2004) erfolgte allerdings noch kein Baubeginn.

Ort	Canoga Park, Kalifornien, USA	Fukuoka, Japan	Tokyo, Japan	Husavik, Island
Anlage	Technikums-anlage	Demonstra-tionsanlage	kommerzielle Anlage	kommerzielle Anlage
Betreiber	DOE Energy Technology Engineering Center		Sumito Metals / Sumitomo Steel's Kashima Steel Works	Gemeinde Husavik
Planer	Exergy, DOE	Ebara Corporation of Japan	Ebara Corporation	Exergy, VGK
Wärmequelle	Abgas	kommunale Müllver-brennungsanlage	Abwärme / Kühlwasser	Geothermie
Temperatur der Wärmequelle	515 °C		98 °C	121 °C
Elektrische Leistung	3 MW_{el} / 6 MW_{el} (nach Umbau 1995)	2,6 MW_{el}	3,1 MW_{el}	2 MW_{el}
Inbetriebnahme	1992	1999	1999	2000
Stilllegung	1996 / 1997	2000		
Laufzeit insgesamt	8600 h	15000 h		

Tabelle IV-3: Realisierte Kraftwerke nach dem Kalina Prinzip, nach Siemens (2002), Jonsson (2003) *und* Exergy (2002).

Gajewski et al. (1989) sahen die größten technischen Schwierigkeiten in der Zersetzung des Ammoniaks und den damit erforderlichen erheblichen Aufwendungen zum Ausschleusen der Zersetzungsprodukte. Dies wurde von den Betreibern der Anlage in Husavik, Island, die

regelmäßig über Erfolg und Erfahrungen, die sie beim Dauerbetrieb gewinnen, berichten, nicht bestätigt *(Maack und Valdimarsson, 2002, Hjartarson et al., 2003)*. In dem Kraftwerk zeigte sich aber - neben Schwierigkeiten mit konventionellen Anlagenteilen wie z.B. dem Separator - dass die Ammoniak-Wasser-Mischung die Auslegung der Wärmeübertrager ein Vorgehen nach der Methode der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz nicht erlaubt (s. auch Anhang F.3.1.1). Infolgedessen musste die Absorberfläche vergrößert werden. Nach ca. zweijährigen Betrieb traten vollflächige Korrosionserscheinungen in der Turbine auf. Die Turbine wurde im Frühjahr 2004 ausgewechselt. Die Betreiber sind zuversichtlich, dass im Anschluss ein ununterbrochener, erfolgreicher Betrieb möglich sein wird.

IV.2.3 Verfahren zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades der Kalina-Prozesse

In Sattdampfprozessen, die einen Reinstoff als Arbeitsmittel verwenden, kann der thermische Wirkungsgrad unter anderem durch Anheben des Frischdampfdruckes oder Absenken des Kondensationsdruckes verbessert werden. Diese beiden Maßnahmen sind mit dem Anheben der Frischdampftemperatur bzw. dem Absenken der Kondensationstemperatur verbunden, da für einen Reinstoff Druck und Temperatur innerhalb des Zweiphasengebietes aneinander gekoppelt sind (isobare, isotherme Phasenübergänge). Im Kalina-Kreislauf dagegen wird ein Zweistoffgemisch verwendet. Damit sind Temperatur und Druck innerhalb des Zweiphasengebietes voneinander unabhängig. Die eindeutige Zustandsbeschreibung des flüssigen bzw. dampfförmigen Arbeitsmittels erfordert die Angabe von drei Größen, z.B. Druck, Temperatur und Zusammensetzung. Im Folgenden wird geprüft, inwieweit die oben genannten Methoden dennoch zur Optimierung des Kalina-Prozesses eingesetzt werden können.

Für die folgenden Betrachtungen ist es nützlich, ein maßstäbliches Diagramm der Siede- und Taulinien bei verschiedenen Drücken hinzuzuziehen. Abbildung IV-21 zeigt Siede- und Taulinien des Gemisches bei 1 bis 50 bar. Die obere Prozesstemperatur ist durch die Wärmequelle nach oben begrenzt. Die rote durchgezogene Linie bei 150°C symbolisiert diese Grenze. Die Schnittpunkte der Linie mit den Taulinien kennzeichnen die möglichen Zustandspunkte, wenn der Dampf als Sattdampf vorliegt.

Die blaue gepunktete Linie bezeichnet die untere Prozesstemperatur. Dies ist die Temperatur am Absorberaustritt. Unter der Vorgabe, dass das Arbeitsmittel am Absorberaustritt flüssig, aber nicht unterkühlt ist, kann bei bekannter Absorptionstemperatur der Absorberdruck direkt im Siedediagramm abgelesen werden. Die Schnittpunkte der gepunkteten Linie mit den Taulinien zeigen die möglichen Zustandspunkte in Abhängigkeit von der Zusammensetzung der Grundlösung.

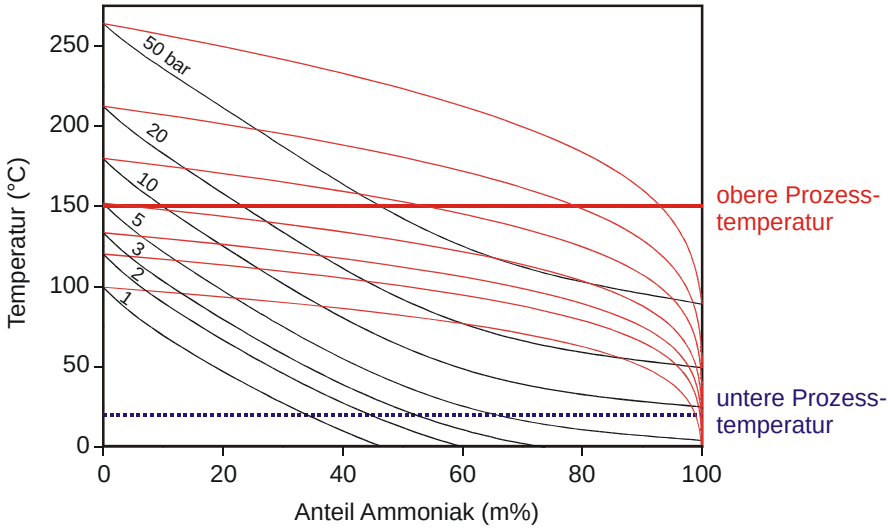


Abbildung IV-21: Ammoniak-Wasser, Siedelinien und Taulinien bei 1 – 50 bar. Die roten Linien symbolisieren die Temperatur der Wärmequelle (maximale obere Prozesstemperatur) und der Wärmesenke (minimale untere Prozesstemperatur).

IV.2.3.1 Anheben des Frischdampfdruckes

Da sich das Arbeitsmittel am Desorberaustritt im Zweiphasengebiet befindet, sind im Kalina-Prozess Frischdampfdruck und –temperatur voneinander unabhängig. Für die folgende Betrachtung sollen obere und untere Prozesstemperatur sowie die Zusammensetzung der Grundlösung konstant sein, um das Anheben des Frischdampfdrucks als Einzelmaßnahme zu beleuchten. Da an der Zusammensetzung der Grundlösung nichts geändert wird, ist der Abdampfdruck ebenfalls konstant.

Bei einem Anheben des Desorptionsdruckes steigt der Ammoniakgehalt des Dampfes an (s. Abbildung IV-21). Mit steigendem Ammoniakgehalt nimmt die spezifische Enthalpie des Dampfes ab *(Tillner-Roth und Friend, 1998a).* Dies gilt für den Frischdampf wie für den Abdampf. Da aber die spezifische Enthalpie bei kleinen Drücken stärker abnimmt als bei hohen Drücken, steht der Turbine eine größere Enthalpiedifferenz zur Verfügung.

Abbildung IV-22 illustriert die Zusammenhänge im Temperatur-Entropie-Diagramm sowie im Enthalpie-Entropie-Diagramm. Die Abbildung zeigt die Taulinien für zwei verschiedene Ammoniakkonzentrationen sowie jeweils eine dazugehörige Isobare. Die Isobare symbolisiert den unteren Prozessdruck. Die Sterne in dem Diagramm symbolisieren den Dampf jeweils am Eintritt in die Turbine (konstante Temperatur von 135 °C). Die dazugehörigen Desorptionsdrücke sind 17,2 bar (Ammoniakgehalt des Dampfes 85 %) und 41,3 bar (Ammoniakgehalt des Dampfes 95 %). Es ist deutlich zu erkennen, dass die Enthalpiedifferenz in der Turbine mit zunehmendem Ammoniakgehalt des Dampfes größer wird. Gleichzeitig reicht aber auch die Entspannung weiter in das Nassdampfgebiet hinein, es ist demzufolge mit einer Zunahme der Endnässe am Turbinenaustritt zu rechnen. Dies ist bei der Auslegung der Kalina-Prozesse zu berücksichtigen (s. auch Abschnitt III.3.3.2).

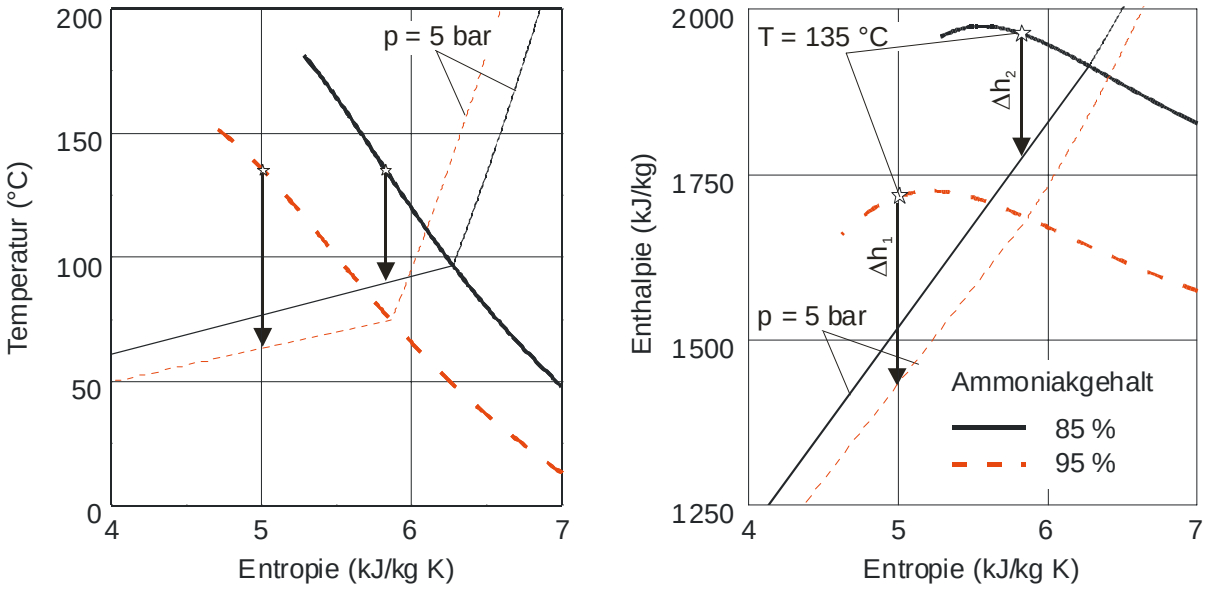


Abbildung IV-22: Taulinien (fette Linien) im Temperatur-Entropie-Diagramm (links) und im Enthalpie-Entropie-Diagramm (rechts) für zwei verschiedene Ammoniakkonzentrationen zur Illustration der beim Anheben des Desorptionsdruckes eintretenden Änderungen. Die möglichen Frischdampfzustände sind durch Sterne gekennzeichnet (gleichbleibende Frischdampftemperatur von 135 °C). Der Abdampfdruck ist konstant (5 bar). Die schmalen Linien bezeichnen die entsprechenden Isobaren (5 bar), ebenfalls für die zwei Ammoniakkonzentrationen.

Mit dem Anheben des Desorptionsdruckes sinkt der Dampfgehalt am Austritt des Desorbers (Hebelgesetz, s. Abbildung IV-21). Die Leistung der Turbine ist gleich dem Produkt von Dampfmassenstrom und Enthalpiegefälle in der Turbine. Da das Enthalpiegefälle in der Turbine mit zunehmendem Desorptionsdruck steigt, während der Dampfmassenstrom sinkt, wird ein Desorptionsdruck erwartet, bei dem die Turbinenleistung maximal wird.

IV.2.3.2 Absenken des Absorberdruckes

Das Absenken der unteren Prozesstemperatur bei gleichbleibender Zusammensetzung der Grundlösung führt, genau wie bei Kraftwerksprozessen mit Reinstoff als Arbeitsmittel, zu einer Verringerung des unteren Prozessdrucks und damit zu einer Erhöhung der Turbinenleistung. Bei den Kalina-Prozessen kann das Absenken des unteren Prozessdrucks außerdem durch eine Verringerung der Ammoniakkonzentration der Grundlösung erreicht werden – bei gleichbleibender Temperatur am Absorberaustritt.

IV.2.3.3 Überhitzung des Frischdampfes

Der Kalina-Kreislauf, wie in Abbildung IV-19 und Abbildung IV-20 gezeigt, ist ein Sattdampfprozess. Im Gegensatz zum ORC erfolgt keine vollständige Verdampfung des Arbeitsmittels, sondern vielmehr eine teilweise Desorption des ammoniakreichen Dampfes. Die vollständige Verdampfung und anschließende Überhitzung ist möglich. In diesem Fall liegt ein gewöhnlicher Clausius-Rankine-Prozess mit zeotropem Arbeitsmittel vor. Ein

solcher Prozess mit Ammoniak-Wasser als Arbeitsmittel wurde z.B. von *(Ibrahim, 1996)* untersucht. In der vorliegenden Arbeit werden diese Prozesse nicht weitergehend diskutiert.

Daneben besteht die Möglichkeit, lediglich den im Separator abgetrennten, ammoniakreichen Dampf zu überhitzen. Solche Kalina-Prozesse werden in der Literatur vielfach diskutiert (*Kalina, 1984*, *Wall et al., 1989*, *Park und Sonntag, 1990*, *Marston, 1990*, *Rogdakis und Antonopoulos, 1991*, *Rogdakis, 1996*, *Dejfors et al., 1998*, *Nag und Gupta, 1998*, *Xu et al., 2000*). Sie sehen die Kondensation des ammoniakreichen Dampfes, anschließende Druckerhöhung und Wärmezufuhr bis zur vollständigen Verdampfung und Überhitzung der ammoniakreichen Lösung vor. Fast alle dieser Prozesse wurden für Wärmequellen mit Temperaturen über 500 °C entworfen und sind daher für die Nutzung geothermischer Vorkommen in Deutschland nicht geeignet. Eine Ausnahme bildet der Prozess von *Ibrahim und Klein (1996)*, die eine Wärmequelle mit 182°C berücksichtigten. Das von ihnen betrachtete System sei deshalb kurz dargestellt, in den Betrachtungen des Abschnitts IV.2.4 wird es aber nicht weitergehend berücksichtigt.

Ibrahim und Klein erweiterten den einfachen Sorptionsprozess um eine Druckstufe. Die Trennung von ammoniakreichem Dampf und ammoniakarmer Flüssigkeit erfolgt direkt nach der regenerativen Vorwärmung des Arbeitsmittels im Rekuperator im Mitteldruckteil des Prozesses (s. Abbildung IV-23). Ein Teilstrom der ammoniakarmen Flüssigkeit wird dem ammoniakreichen Dampf direkt nach dem Separator wieder zugemischt, um die Zusammensetzung des Arbeitsmittels im Hochdruckteil des Prozesses zu kontrollieren. Der ammoniakreiche Dampf wird in einem zweiten Absorber vollständig absorbiert. Anschließend erfolgen die Druckerhöhung auf den oberen Prozessdruck, Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung des Dampfes.

Durch die Überhitzung des Dampfes kann die Nässe des Abdampfes begrenzt werden (s. auch Abschnitt III.3.3.2). Außerdem erfolgt die Wärmezufuhr bei einer höheren mittleren Temperatur.

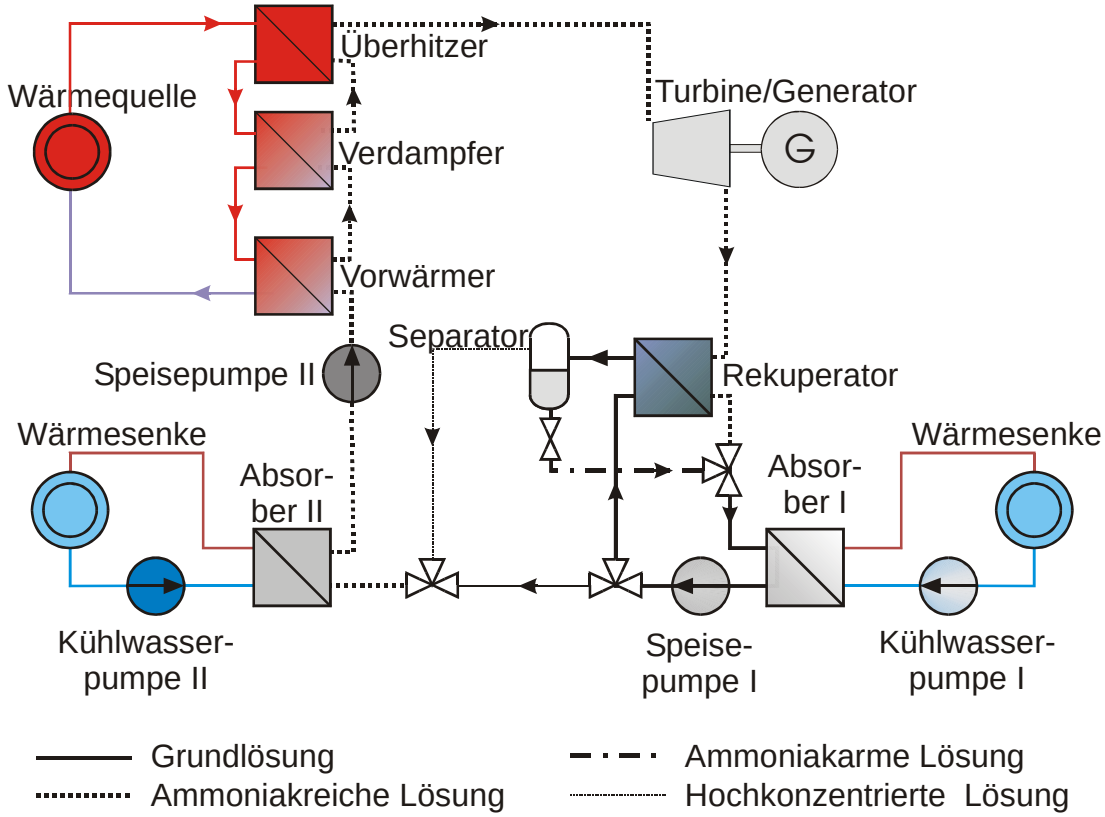


Abbildung IV-23: Kalina-Kreislauf mit Rektifikation, entworfen für eine Wärmequelle mit 182 °C, nach Ibrahim und Klein (1996).

IV.2.3.4 Regenerative Speisewasservorwärmung – Rekuperation

Im Kalina-Prozess dienen die internen Wärmeübertrager HT-Rekuperator und LT-Rekuperator der regenerativen Vorwärmung des Arbeitsmittels. Durch den Einsatz der Rekuperatoren werden die vom Thermalwasser zuzuführende und die an die Wärmesenke abzuführende Wärmemenge verringert. Die regenerative Vorwärmung des Arbeitsmittels hat bei dem Kalina-Prozess genauso wie bei den ORC-Prozessen keine Auswirkung auf die dem Kreislauf entzogene technische Arbeit, wohl aber auf die zuzuführende (Rücklauftemperatur des Thermalwassers) und abzuführende (Massenstrom Kühlwasser) Wärmemenge und damit letztendlich auf den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses.

Für den Kalina-Prozess lässt sich der Einsatz der Rekuperatoren ebenfalls im Wärmeübertragungsdiagramm (Abbildung IV-24) veranschaulichen. Mit der ammoniakarmen Lösung steht am Separatoraustritt ein Strom bei oberer Prozesstemperatur zur Verfügung, dessen Abkühlung für die Prozessführung notwendig ist (6'→8). Es ist naheliegend, diesen Wärmestrom im HT-Rekuperator zur regenerativen Vorwärmung der flüssigen Grundlösung zu nutzen (3→4), statt die Wärme im Absorber an die Umgebung abzuführen. Der LT-Rekuperator ist dem Absorber vorgeschaltet. Durch ihn wird ein Teil der sonst im Absorber an die Umgebung abzuführenden Wärme (10→11) innerhalb des Prozesses zurückgeführt (2→3). Damit verhält sich der LT-Rekuperator wie ein gewöhnlicher Rekuperator in den ORC-Prozessen mit dem einzigen Unterschied, dass es sich hier um einen Absorber handelt.

Anhand des Wärmeübertragungsdiagrams soll betrachtetet werden, wieviel Wärme maximal innerhalb des Prozesses zurückgewonnen werden kann. Als obere Grenze wird die gesamte zur Vorwärmung benötigte Wärmemenge angesetzt, die Grundlösung würde in den internen Vorwärmern bis zum Punkt 5 (Eintritt in den Desorber) gelangen. In Abbildung IV-24 wird bereits deutlich, dass in diesem Fall die bei der Abkühlung der ammoniakarmen Lösung anfallende Wärmeleistung nicht ausreicht, der Einsatz des LT-Rekuperators ist unbedingt erforderlich. Der mit Thermalwasser beheizte Vorwärmer (4→5) entfiele dagegen völlig.

Die untere Grenze ist erreicht, wenn beide internen Wärmeübertrager verschwinden und die bei der regenerativen Vorwärmung des Arbeitsmittels übertragene Wärmeleistung $\dot{Q}_{re}$ gleich Null wird.

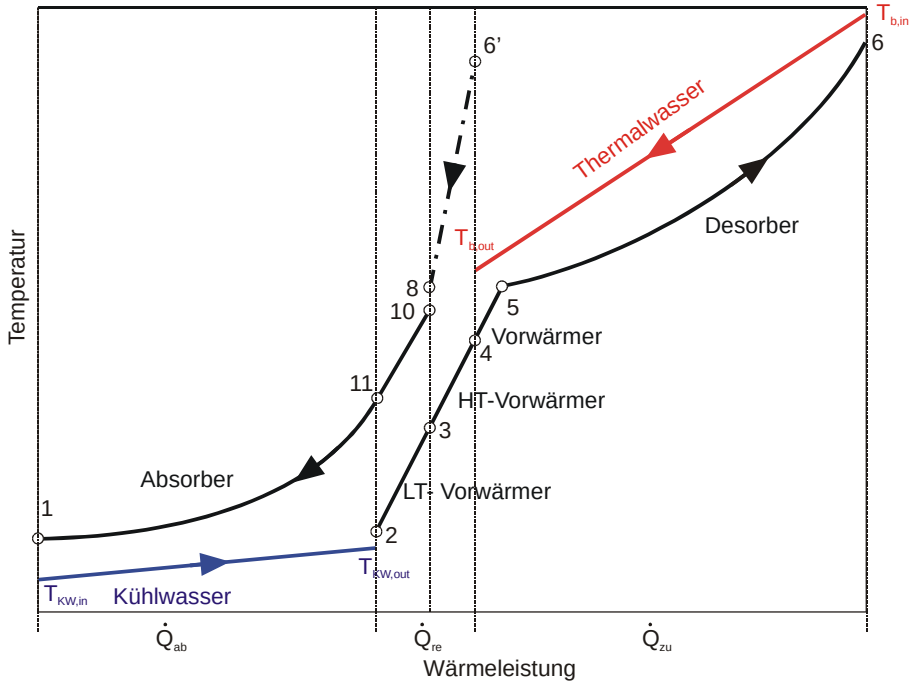


Abbildung IV-24: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34.

Die internen Wärmeübertrager sind für die Funktion des Prozesses nicht erforderlich. Ihr Einsatz führt aber zu einer Verkleinerung von Absorber und Vorwärmer und verbessert den thermischen Wirkungsgrad des Prozesses. Die Dimensionierung dieser internen Wärmeübertrager, d.h. die insgesamt in den internen Wärmeübertragern übertragene Wärmeleistung sowie deren Verteilung auf HT- und LT-Rekuperator, wird in Abschnitt IV.2.4.4 diskutiert.

IV.2.3.5 Arbeitsmittel in Kalina-Prozessen

Die Verwendung eines Zweistoffstoffgemisches als Arbeitsmittel ist das Hauptmerkmal der Kalina-Kreisläufe. Analog zur Wahl des Arbeitsmittels bei den ORC-Prozessen bietet hier die Wahl der Zusammensetzung der Grundlösung eine Möglichkeit, den Prozess zu verbessern.

Es soll zunächst beleuchten werden, welchen Einfluss diese Wahl auf die Zusammensetzung des ammoniakreichen Dampfes und der ammoniakarmen Lösung hat. Im zweiten Schritt interessiert, ob und wenn ja welche Auswirkungen diese Wahl auf die Generatorleistung hat. In den folgenden Betrachtungen sollen der obere und der untere Prozessdruck unveränderlich sein.

Am Desorberaustritt liegt das Zweistoffgemisch in zwei Phasen vor. Der ammoniakreiche Dampf und die ammoniakarme Flüssigkeit liegen auf der Tau- bzw. Siedelinie. Nach der Gibb'schen Phasenregel reicht die Angabe von zwei Zustandsgrößen - z.B. Temperatur und Druck - aus, um den Zustand von Dampf und Flüssigkeit eindeutig zu beschreiben.

In Abbildung IV-20 wird dies deutlich: Bei Änderung der Zusammensetzung der Grundlösung bei konstanter Temperatur und konstantem Druck am Desorberaustritt, d.h. Verschieben des Punktes 1 in der Horizontalen, bleiben die Punkte 6' und 6'' an der gleichen Stelle - zumindest solange das 2-Phasengebiet nicht verlassen wird. Die Zusammensetzung des ammoniakreichen Dampfes (und der ammoniakarmen Lösung) resultieren allein aus Druck und Temperatur am Desorberaustritt und sind daher unabhängig von der Zusammensetzung der Grundlösung. Lediglich das Mengenverhältnis von Dampf und Flüssigkeit wird durch die Zusammensetzung der Grundlösung beeinflusst: Ein höherer Ammoniakgehalt der Grundlösung führt zu einem größeren Dampfgehalt am Austritt des Desorbers.

Wenn, wie oben angenommen, der Absorptionsdruck konstant bleiben soll, führt die Änderung der Zusammensetzung der Grundlösung zu einer Änderung der Temperatur am Austritt des Absorbers. Diese sinkt mit zunehmender Ammoniakkonzentration (s. auch Abschnitt IV.2.3.1). Damit werden für zunehmenden Ammoniakgehalt der Grundlösung bei gleichbleibendem oberen und unteren Prozessdruck sowie gleichbleibender Austrittstemperatur am Desorber folgende Auswirkungen erwartet :

- Der Dampfmassenstrom durch die Turbine nimmt zu.
- Das spezifische Enthalpiegefälle in der Turbine bleibt gleich, da sich der Absorptionsdruck nicht ändert.
- Die Generatorleistung wird folglich ansteigen (konstante Differenz der spezifischen Enthalpie im Dampf, erhöhter Dampfmassenstrom).
- Die Temperatur am Absorberaustritt sinkt und nähert sich der Temperatur der Wärmesenke. Folglich sind für die Wärmeabfuhr größere Wärmeübertragerflächen erforderlich.

Bei den gegebenen Randbedingungen, d.h. festgelegter oberer und unterer Prozessdruck, zeichnet sich kein Optimum ab, vielmehr nimmt die Generatorleistung mit steigender Ammoniakkonzentration in der Grundlösung zu. Gleichzeitig wächst die erforderliche Wärmeübertragerfläche.

Es existiert eine untere und eine obere Grenze der Ammoniakkonzentration der Grundlösung. Die untere Grenze ist erreicht, wenn das Arbeitsmittel bei gegebenem

Desorptionsdruck am Austritt des Desorbers das Zweiphasengebiet nicht erreicht hat, sondern als unterkühlte Flüssigkeit vorliegt. Die obere Grenze ist erreicht, wenn das Arbeitsmittel bei gegebenem Desorptionsdruck die Taulinie überschreitet und am Desoberberaustritt als überhitzter Dampf vorliegt. Beide Grenzen könnten durch Variation des Desorptionsdrucks verschoben werden. Dies ist aber nicht anzustreben, da, wie in Abschnitt IV.2.3.1 gezeigt, ein Desorptionsdruck existiert, bei dem die Generatorleistung ein Maximum erreicht.

In Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmequelle muss daher innerhalb der genannten Grenzen eine Zusammensetzung der Grundlösung gefunden werden, die einen geeigneten Kompromiss zwischen aufzuwendender Wärmeübertragerfläche und erzeugbarer Generatorleistung darstellt. Dies erfordert die Berücksichtigung ökonomischer Kriterien.

IV.2.4 Entwurf der Kalina-Prozesse

In den nachfolgenden Betrachtungen wird von festen äußeren Randbedingungen, d.h. Eintrittstemperatur und Massenstrom des Thermalwassers sowie Eintrittstemperatur und zulässige Erwärmung des Kühlwassers, ausgegangen.

Bei dem Kalina-Prozess handelt es sich um einen modifizierten Clausius-Rankine-Prozess, es ist daher naheliegend, die gleichen Entwurfsparameter wie bei dem ORC-Prozess (minimale Temperaturdifferenzen bei der Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr, Massenstrom des Arbeitsmittels sowie Auswahl des Arbeitsmittels) zu verwenden. Im Folgenden wird geprüft, inwieweit dieses Vorgehen zielführend ist, ob die vorhandenen Auslegungsparameter ausreichend sind und ob einzelne im ORC-Prozess verwendete Entwurfsparameter durch besser geeignete Größen ersetzt werden sollten. Für die Veranschaulichung wird im wesentlichen das Wärmeübertragungsdiagramm (Abbildung IV-25) und ergänzend das Raoult'sche Diagramm (Abbildung IV-26) verwendet.

Aufgrund der nicht isothermen Desorption und Absorption liegen beim Kalina-Prozess die minimalen Temperaturdifferenzen bei der Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr nicht immer am Eintritt oder Austritt eines Apparates. So zeigt Abbildung IV-25, dass die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr innerhalb des Absorbers auftritt. Die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr dagegen wird am Eintritt oder am Austritt des Desorbers erwartet. Nun ist es aber wenig zweckmäßig, eine Temperaturdifferenz, die an einem nicht genau definierten Ort auftritt, zum Systementwurf zu verwenden. Daher werden anstelle der minimalen Temperaturdifferenz bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr der obere und der untere Prozessdruck als Auslegungsparameter gewählt.

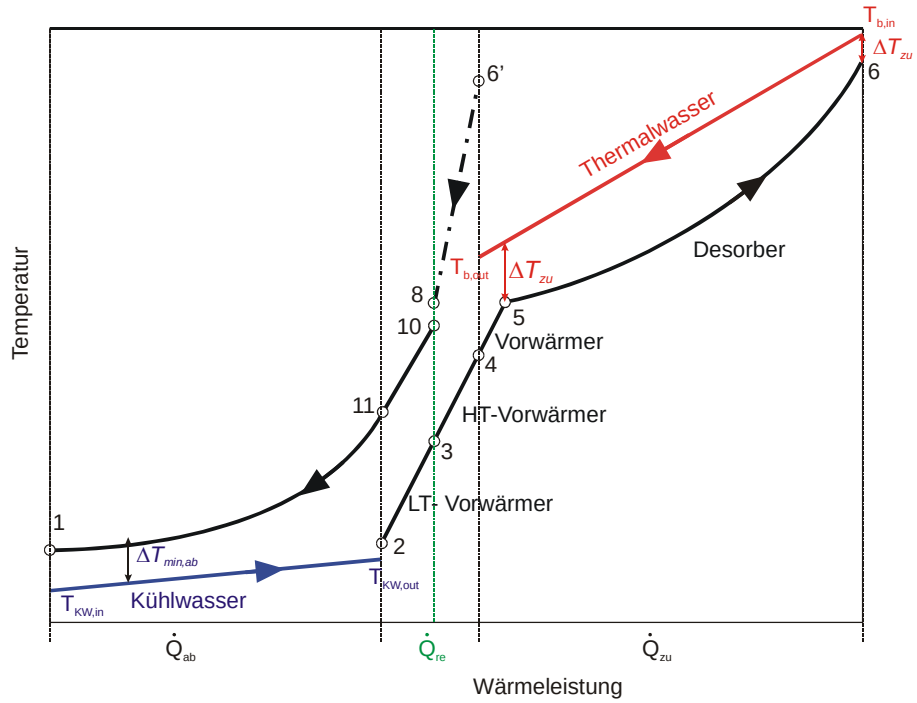


Abbildung IV-25: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34.

Mit der Wahl des unteren und des oberen Prozessdruckes (Absorptions- und Desorptionsdruck) wird in Abbildung IV-26 ein Rechteck aufgespannt, in das der Prozess eingefügt werden muss. Die minimal bzw. maximal erreichbaren Temperaturen in den Punkten 1 (Absorberaustritt) und 6 (Desorberaustritt) liegen durch die Temperaturen der Wärmesenke und der Wärmequelle fest.

Die Zusammensetzung der Grundlösung legt die Temperatur im Punkt 1 und damit die jeweilige Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Kühlwasser am Absorberaustritt fest. Aus dieser Temperaturdifferenz resultiert die Wärmeübertragerfläche des Absorbers: Eine höhere Ammoniakkonzentration verkleinert die Temperaturdifferenz zum Kühlwasser und vergrößert so die erforderliche Absorberfläche.

Die zugeführte $\dot{Q}_{zu}$ und abgeführte Wärmeleistung $\dot{Q}_{ab}$ sind über den Massenstrom des Arbeitsmittels gekoppelt. Der Massenstrom des Arbeitsmittels erweist sich, genau wie bei den ORC-Prozessen, als geeigneter Auslegungsparameter.

Am Eintritt in den Desorber (Punkt 5) befindet sich das Arbeitsmittel auf der Siedelinie. Da die Zusammensetzung fest liegt, ist durch die Angabe des oberen Prozessdruckes die Siedetemperatur festgelegt. Mit Angabe der Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Thermalwasser am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber wird die Auskühlung des Thermalwassers im Desorber, d.h. die im Desorber übertragene Wärmeleistung, bestimmt.

Diese zugeführte Wärmeleistung bestimmt die Ausdampfungsbreite, d.h. Temperatur und Zusammensetzung der ammoniakarmen Lösung im Gleichgewichtspunkt Punkt 6. Der ammoniakarme Dampf entspannt in der Turbine ausgehend von Gleichgewichtspunkt 6 bis auf den unteren Prozessdruck. Der Zustand am Turbinenaustritt (7) wird mit Gleichung (A-4)

und der Zustandsgleichung berechnet. Die ammoniakarme Flüssigkeit wärmt zunächst die Grundlösung vor (6→8), bevor sie in der Drossel ebenfalls bis auf den unteren Prozessdruck entspannt (8→9). In der Linie (8→9) ist in Abbildung IV-26 ein Knick zu erkennen. An dieser Stelle überquert die ammoniakarme Lösung die Siedelinie. Die weitere Entspannung bis zum unteren Prozessdruck ist folglich mit einer Desorption verbunden.

Die Temperatur in den Punkten 8 und 11 bzw. 3 und 4 folgt aus der Leistung der internen Wärmeübertrager. Damit sind in Abbildung IV-26 alle Punkte festgelegt, alle Drücke und Temperaturen des Arbeitsmittels sind bekannt.

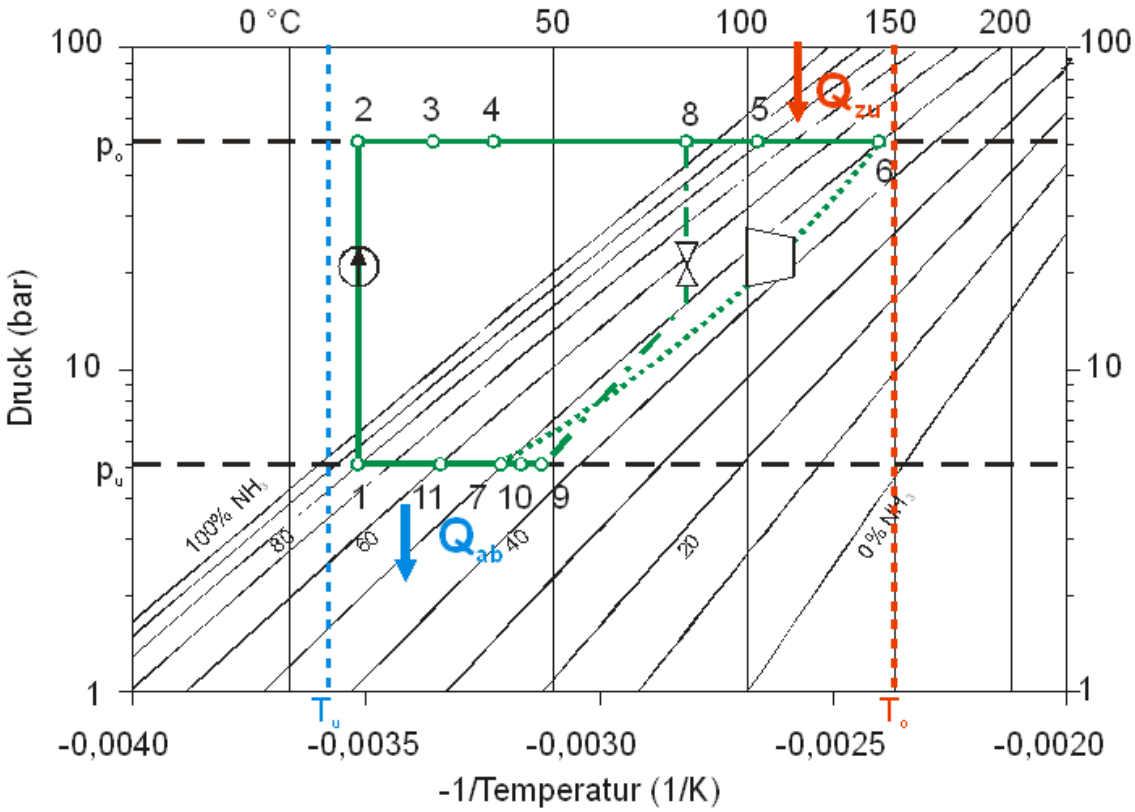


Abbildung IV-26: Raoult'sches Diagramm zur Auslegung der Kalina-Prozesse, Druckverluste sind nicht dargestellt. Die unterbrochene rote und blaue Linie symbolisieren die Eintrittstemperatur des warmen bzw. des kalten Stromes, die schwarzen unterbrochenen Linien den oberen und unteren Prozessdruck. Druckverluste sind nicht dargestellt.

Für den Entwurf des Kalina-Kreislaufs KCS 34 sind bei vorgegebenen äußeren Randbedingungen (Eintrittstemperatur, Massenstrom, Wärmekapazität des Thermalwassers, Eintrittstemperatur, Austrittstemperatur, Wärmekapazität des Kühlmediums) der Ammoniakgehalt der Grundlösung, Desorptionsdruck, Absorptionsdruck, Massenstrom des Arbeitsmittels sowie die Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber geeignete Auslegungsparameter. Die Änderung eines Parameters führt jeweils zu einem neuen Auslegungspunkt. Jeder der Parameter kann wiederum durch eine andere Größe ersetzt werden, z.B. der Absorptionsdruck durch die Fläche des Absorbers oder die Temperatur der Grundlösung am Absorberaustrit. Neben

diesen Parametern muss die Leistung der internen Wärmeübertrager, d.h. die Lage der Punkte 3 und 4 bestimmt werden. Die Leistung dieser Wärmeübertrager hat keinen Einfluss auf die erzeugbare Generatorleistung, aber auf die umgesetzte Wärme, d.h. den thermischen Wirkungsgrad sowie die insgesamt erforderliche Wärmeübertragerfläche.

Analog zum Vorgehen bei den ORC-Prozessen werden zunächst die Auswirkungen der Variation der einzelnen Auslegungsparameter auf die Generatorleistung und die Wärmeübertragerfläche beleuchtet. Da die Bauart der Wärmeübertrager nicht bekannt ist, wird die Wärmeübertragerfläche anhand des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche $k \cdot A$ bewertet.

Der Begriff Massenstrom des Arbeitsmittels bezeichnet dabei im Folgenden immer den Massenstrom der Grundlösung. Im Kalina-Prozess entsprechen - bei Vernachlässigung der Verluste in der Verrohrung - die Temperatur und der Druck am Desorberaustritt der Temperatur und dem Druck am Turbineneintritt. Im Folgenden werden daher vereinfachend für den Zustand des Arbeitsmediums an diesen beiden Punkten des Prozesses die Begriffe Frischdampftemperatur und Frischdampfdruck verwendet. Der Druck im Absorberaustritt entspricht dem Druck am Turbinenaustritt abzüglich der Druckverluste im Absorber. Da der Abdampfdruck eine aus der Kraftwerkstechnik bekannte charakteristische Größe ist, wird er im Folgenden zur Beschreibung des unteren Prozessdruckes verwendet.

Es wird ebenfalls mit den im Anhang F.3 beschriebenen numerischen Modellen gearbeitet. Die äußeren Randbedingungen orientieren sich an dem für die exemplarische Auslegung des ORC-Prozesses in Abschnitt IV.1.4 gewählten Fallbeispiel: Thermalwassertemperatur 150 °C, Massenstrom des Thermalwassers 20 kg/s, Eintrittstemperatur des Kühlwassers 15 °C, zulässige Erwärmung des Kühlwassers 5 K. Die Auskühlung des Thermalwassers wird nicht vorgegeben. Ausgehend von einem Referenzentwurf wird der Einfluss jedes einzelnen Parameters anhand von Variationsrechnungen untersucht. Der Referenzentwurf wird zu 7,5 bar Abdampfdruck, 35 bar Frischdampfdruck, Ammoniakkonzentration der Grundlösung 83 %, Massenstrom des Arbeitsmittels 5 kg/s, Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Thermalwasser am Desorbereintritt (Punkt 5) 5 K festgelegt. Die Daten des Referenzentwurfs wurden aus den Auslegungsdaten der Anlage in Husavik abgeleitet (s. *Leibowitz und Mlcak, 1999*).

IV.2.4.1 Massenstrom des Arbeitsmittels (Grundlösung) – Obere Prozesstemperatur

Die Änderungen des Prozesses, die aus der Variation des Massenstromes der Grundlösung resultieren, sollen zunächst anhand der Wärmeübertragungsdiagramme veranschaulicht werden. An dieser Stelle werden die Zusammenhänge für den Desorber und den Absorber diskutiert, die Auslegung der internen Wärmeübertrager wird in Abschnitt IV.2.4.4 dargestellt.

Abbildung IV-27 zeigt die Wärmeübertragungsdiagramme für zwei verschiedene Massenströme der Grundlösung, 5 kg/s und 10 kg/s. Alle anderen Auslegungsparameter

entsprechen dem oben definierten Referenzentwurf.

Die rote Gerade in Abbildung IV-27 symbolisiert jeweils das Thermalwasser. Ihre Steigung resultiert aus dem Massenstrom und der Wärmekapazität des Thermalwassers und liegt daher fest. Die Steigung aller Geraden innerhalb des Kraftwerksprozesses sowie der Verlauf der Kurven hängen vom Massenstrom des Arbeitsmittels ab. Bei kleinen Massenströmen des Arbeitsmittels (0,25 kg Grundlösung je kg Thermalwasser) ergibt sich das in Abbildung IV-27, links gezeigte Bild. Mit zunehmendem Massenstrom des Arbeitsmittels nimmt die Steigung aller Geraden und Kurven des Kraftwerksprozesses ab. Eine Verdoppelung des Massenstromes des Arbeitsmittels führt schließlich zu dem in Abbildung IV-27, rechts gezeigten Bild.

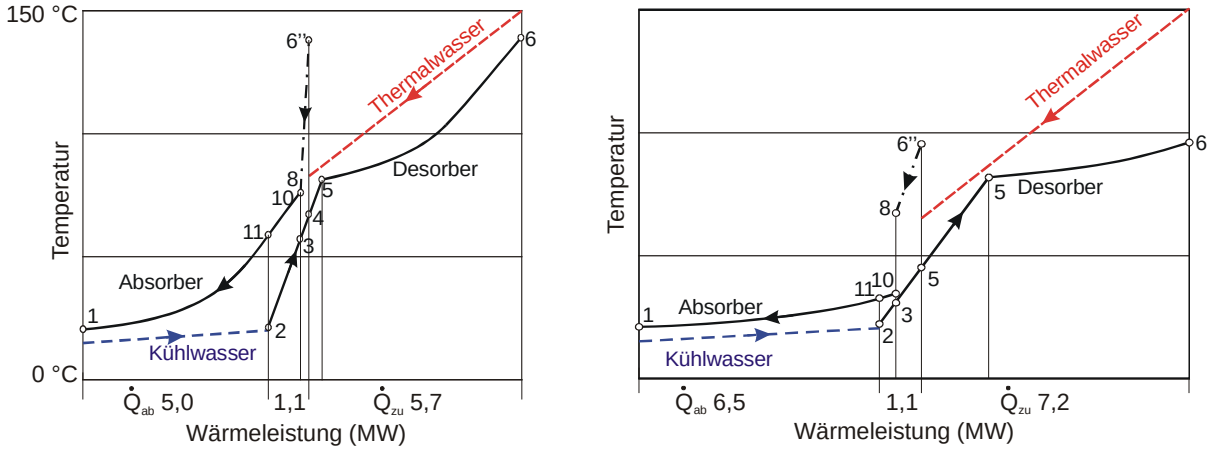


Abbildung IV-27: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei gleichem Desorptionsdruck (35 bar) für zwei verschiedene Massenströme der Grundlösung: 5 kg/s (links) und 10 kg/s (rechts). Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die Verdoppelung des Massenstromes der Grundlösung bei gleichbleibendem Desorptions- und Absorptionsdruck bewirkt folgende Änderungen innerhalb des Prozesses:

- Die Wärmeleistung zur Vorwärmung des Arbeitsmittels bis auf die Eintrittstemperatur in den Desorber verdoppelt sich.
- Da Eintrittstemperatur und Austrittstemperatur des Thermalwassers am Desorber fest liegen, bleibt die im Desorber zugeführte Wärmeleistung konstant. Um die Energiebilanz um den Desorber zu erfüllen, müssen die Temperatur und der Dampfgehalt am Austritt des Desorbers sinken. So sinkt die Frischdampftemperatur und die Linie 6''→8 (HT-Vorwärmer) erhält einen neuen Startpunkt und eine geringere Steigung (der Massenstrom der ammoniakarmen Flüssigkeit wird größer).
- Mit der sinkenden Temperatur am Desorberaustritt nimmt die Ammoniakkonzentration im ammoniakreichen Dampf zu (s. Siedeliniendiagramm, Abbildung IV-20, Abbildung IV-21). Da der Abdampfdruck unveränderlich sein soll, wird die Temperatur des

Abdampfes ebenfalls abnehmen (s. Abbildung IV-22). Damit sinken auch die Mischtemperatur aus Abdampftemperatur und Austrittstemperatur der ammoniakarmen Flüssigkeit aus dem HT-Rekuperator im Punkt 10 (Eintritt in den LT-Rekuperator) sowie die Temperatur der Grundlösung am Austritt des LT-Vorwärmers (Punkt 11).

Die Generatorleistung zeigt nur geringe Abhängigkeit vom Massenstrom der Grundlösung. Mit zunehmendem Massenstrom der Grundlösung wird zwar eine größere Wärmemenge umgesetzt, aber bei sinkendem thermischem Wirkungsgrad, denn die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr sinkt. Im Gegensatz zum ORC-Prozess halten sich beim Kalina-Prozess diese beiden Effekte in der Waage. Die für die Turbine zur Verfügung stehende Enthalpiedifferenz nimmt ab, aber nur in Maßen, weil sich nur die Temperatur ändert, aber nicht der Druck. Der Dampfgehalt am Desorberaustritt wird ebenfalls kleiner. Da aber insgesamt der Massenstrom steigt, wird in dem betrachteten Beispiel dieser Effekt sogar überkompensiert; mit steigendem Massenstrom der Grundlösung nimmt der absolute Massenstrom durch die Turbine ebenfalls zu. Die mechanische Leistung der Turbine ist das Produkt der Differenz der spezifischen Enthalpie und des Massenstromes. Letztendlich zeigt sich mit steigendem Massenstrom der Grundlösung eine geringfügige Zunahme der Generatorleistung. Das heißt für das in Abbildung IV-27 gezeigt Beispiel: Die insgesamt von 6’’nach 8 und von 10 nach 1 abgeführte Wärmemenge nimmt um ca. 24 % zu. Der thermische Wirkungsgrad sinkt von 14,4 % auf 10,9 %, obwohl die mechanische Leistung der Turbine von 718 kW auf 732 kW steigt.

Die Frischdampftemperatur nähert sich mit sinkendem Massenstrom des Arbeitsmittels der Thermalwassertemperatur an (vergleiche Abbildung IV-27, links und rechts). Für den Massenstrom des Arbeitsmittels existiert eine untere Grenze, bei der die Frischdampf-temperatur gleich der Thermalwassertemperatur wird (s. Abbildung IV-28). Im Gegensatz dazu liegt der minimale Massenstrom des Arbeitsmittels der ORC-Prozesse bei 0 kg/s bzw. wird lediglich dadurch limitiert, dass die Frischdampftemperatur die kritische Temperatur des Arbeitsmittels erreicht (s. Abschnitt IV.1.4.1).

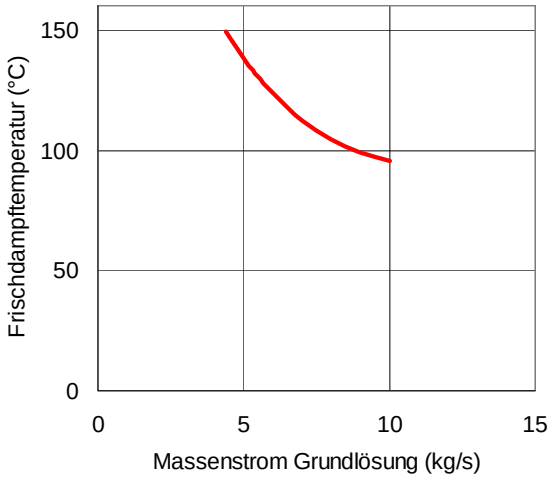


Abbildung IV-28: Frischdampftemperatur im Kalina-Kreislauf bei Variation des Massenstromes im Kraftwerk. Frischdampfdruck 35 bar. Zusammensetzung der Grundlösung 83 % Ammoniak. Abdampfdruck 7,5 bar.

Um die mit steigendem Massenstrom der Grundlösung zunehmenden Wärmeleistungen zur Verfügung zu stellen bzw. abzuführen wird einerseits das Thermalwasser stärker ausgekühlt und andererseits der Massenstrom des Kühlwassers erhöht. Im Absorber nähern sich die Temperaturen von Arbeitsmedium und Kühlwasser an, im Desorber dagegen werden die Temperaturdifferenzen zwischen Thermalwasser und Arbeitsmedium größer. Damit nimmt nicht nur die jeweils übertragene Wärmeleistung zu, sondern die Fläche des Absorbers wird mit steigendem Massenstrom des Arbeitsmittels stark ansteigen. Die Fläche des Desorbers dagegen steigt mit sinkendem Massenstrom des Arbeitsmittels an. Es wird damit ein Massenstrom des Arbeitsmittels erwartet, bei dem die Wärmeübertragerfläche ein Minimum erreicht.

Abbildung IV-29 zeigt das Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient (Summe aller Wärmeübertrager) in Abhängigkeit vom Massenstrom der Grundlösung.

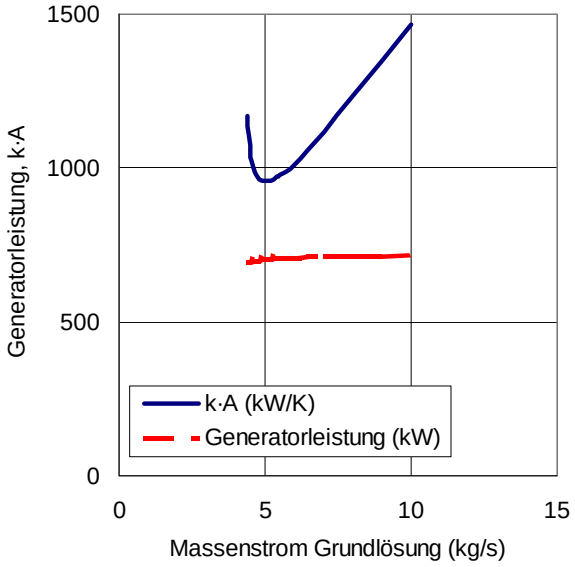


Abbildung IV-29: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche sowie Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Massenstromes der Grundlösung, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Das erwartete Minimum der Wärmeübertragerfläche liegt bei einem Massenstrom von 5 kg/s. Die mit sinkendem Massenstrom des Arbeitsmittel immer kleiner werdende Temperaturdifferenz im Desorber zeichnet verantwortlich für den linken Ast der Kurven in Abbildung IV-29. Die Annäherung der Absorptionstemperatur an die Kühlwassertemperatur dagegen bewirkt die Zunahme der Wärmeübertragerfläche im rechten Teil der Kurve. Dieses Minimum der Wärmeübertragerfläche wird bei allen Konstellationen erwartet, lediglich die Lage des Minimums wird sich voraussichtlich verschieben. Da die Wärmeübertragerfläche abseits des Minimums stark ansteigt, ohne dass sich die Generatorleistung wesentlich ändert, sollte beim Entwurf eines Kraftwerkes immer der Massenstrom der Grundlösung gewählt werden, aus dem die geringste Wärmeübertragerfläche resultiert.

Ein höherer Massenstrom des Arbeitsmittels bewirkt - wie oben gezeigt - eine größere Auskühlung des Thermalwassers. Damit ist also auch bei den Kalina-Prozessen die Rücklauftemperatur des Thermalwassers eine charakteristische - und von außen leicht zu messende - Größe. Im Folgenden erfolgt die Darstellung der Generatorleistung und des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche als Funktion der Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Abbildung IV-30 zeigt exemplarisch die aus Abbildung IV-29 bekannten Daten in dieser Darstellung. Das Minimum der Wärmeübertragerfläche und die zugehörige Generatorleistung sind durch Symbole gekennzeichnet. Der Massenstrom der Grundlösung nimmt mit zunehmender Rücklauftemperatur des Thermalwassers, d.h. von links nach rechts, ab.

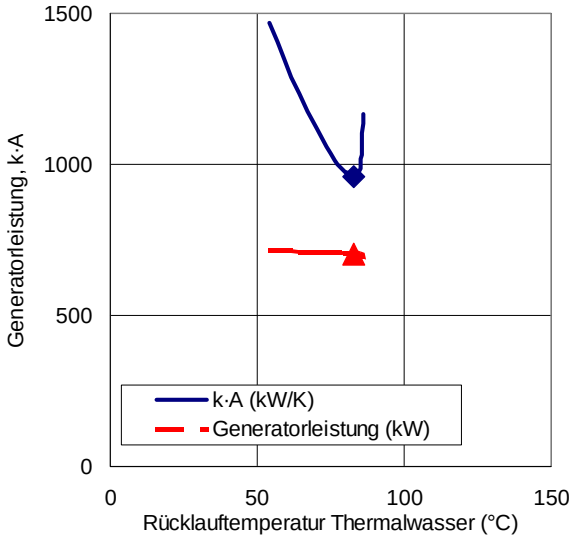


Abbildung IV-30: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche sowie Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Massenstromes der Grundlösung, dargestellt als Funktion der Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Der Massenstrom der Grundlösung nimmt mit zunehmender Rücklauftemperatur des Thermalwassers ab. Die markierten Datenpunkte bezeichnen das Minimum der Wärmeübertragerfläche. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Der Vergleich von Abbildung IV-30 mit Abbildung IV-11 und Abbildung IV-12 zeigt, dass beim Kalina-Prozess die durch Variation des Massenstromes des Arbeitsmittels erreichbare Änderung der Rücklauftemperatur des Thermalwassers kleiner ist als bei den ORC-Prozessen. Daher wird in den folgenden Abschnitten die Skalierung der Bildachsen angepasst.

IV.2.4.2 Frischdampfdruck (Desorptionsdruck)

Der Frischdampfdruck steht zunächst als freier Optimierungsparameter zur Verfügung. Allerdings wurde in Abschnitt IV.2.3.1 schon gezeigt, dass ein Frischdampfdruck existiert, bei dem die Generatorleistung ein Maximum erreicht. Dies soll mit Hilfe von Variationsrechnungen verifiziert werden. Dafür wird der Frischdampfdruck mit einer Schrittweite von 5 bar von 20 bar bis 50 bar variiert.

Abbildung IV-31 zeigt die Generatorleistung und das Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient für die betrachteten Frischdampfdrücke. Jeder Datenpunkt wurde durch Variation des Massenstromes der Grundlösung ermittelt. Für jeden Frischdampfdruck wurde der Massenstrom der Grundlösung bestimmt, bei dem die kleinste Wärmeübertragerfläche auftritt.

Das Maximum der Generatorleistung ist deutlich zu erkennen. Genauso wie beim ORC-Prozess findet sich also auch beim Kalina-Prozess ein oberer Prozessdruck, bei dem die

Generatorleistung maximal wird. Auch beim Kalina-Prozess steigt der thermische Wirkungsgrad des Prozesses mit steigender Rücklauftemperatur des Thermalwassers, während die dem Prozess zugeführte Wärmeleistung sinkt. Damit wurden die Erwartungen aus Abschnitt IV.2.3.1 und IV.1.3.1 bestätigt.

Die Wärmeübertragerfläche sinkt, ebenfalls wie beim ORC-Prozess, mit steigender Rücklauftemperatur des Thermalwassers.

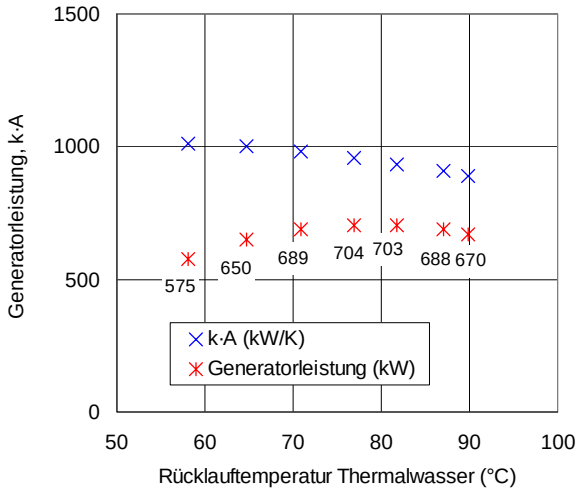


Abbildung IV-31: Generatorleistung und Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche (Summe aller Wärmeübertrager) des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Frischdampfdrucks von 20 bar bis 50 bar. Schrittweite der Variation 5 bar. Generatorleistung mit Angabe der Zahlenwerte. Der Frischdampfdruck nimmt von links (kleine Rücklauftemperaturen des Thermalwassers) nach rechts zu. Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Genau wie bei den ORC-Prozessen sollte auch beim Kalina-Prozess der obere Prozessdruck (hier der Desorberdruck) so gewählt werden, dass die Anlage im Punkt der maximalen Leistung oder im Bereich rechts davon liegt. Kleinere Frischdampfdrücke sind nicht sinnvoll, da hier trotz stärkerer Auskühlung des Thermalwassers eine kleinere Generatorleistung erzeugt wird. Zudem erfordert die stärkere Auskühlung des Thermalwassers größere Wärmeübertragerflächen und führt so zu einer höheren Anfangsinvestition.

Bei den gegebenen Randbedingungen wird mit 35 bar Frischdampfdruck die höchste Generatorleistung erzeugt. Das Maximum ist flach ausgebildet, bei 40 bar Frischdampfdruck beträgt die Generatorleistung nur 1 kW (0,1 %) weniger als im Maximum. Da die erforderliche Wärmeübertragerfläche mit dem Frischdampfdruck sinkt, scheint in der vorliegenden Situation ein Frischdampfdruck zwischen 35 bar bis 40 bar günstig.

IV.2.4.3 Abdampfdruck (Absorptionsdruck)

In den vorhergehenden Betrachtungen lag der Abdampfdruck bei konstant 7,5 bar. Es wird erwartet, dass ein Absenken des Abdampfdruckes zu einer Steigerung der Generatorleistung führt, da der Turbine dann eine größere Enthalpiedifferenz zur Verfügung steht.

Die Variation des Abdampfdruckes um jeweils 1 bar nach oben und unten zeigt den Einfluss des Abdampfdruckes auf die Generatorleistung und die Wärmeübertragerfläche. Es wird wiederum für jeden Absorptionsdruck der Massenstrom der Grundlösung bestimmt, bei dem die kleinste Wärmeübertragerfläche auftritt. Ergänzend wird dies jeweils für Frischdampfdrücke von 25 bar, 35 bar und 45 bar durchgeführt. Dies erlaubt eine Betrachtung zum Einfluss des Abdampfdrucks auf den Frischdampfdruck, bei dem die maximale Generatorleistung auftritt.

Bei allen drei betrachteten Abdampfdrücken wird jeweils mit 35 bar Frischdampfdruck die höchste Generatorleistung erreicht (Abbildung IV-32). Der Frischdampfdruck, bei dem die maximale Leistung erzielt werden kann, ist bei der betrachteten Schrittweite von 5 bar unabhängig von der Höhe des Abdampfdruckes. Die Rücklauftemperatur im Punkt der jeweils maximalen Generatorleistung sinkt geringfügig mit dem Abdampfdruck.

Eine Verringerung des Abdampfdrucks um 1 bar kann für das betrachtete Fallbeispiel die Generatorleistung um knapp 8 % erhöhen.

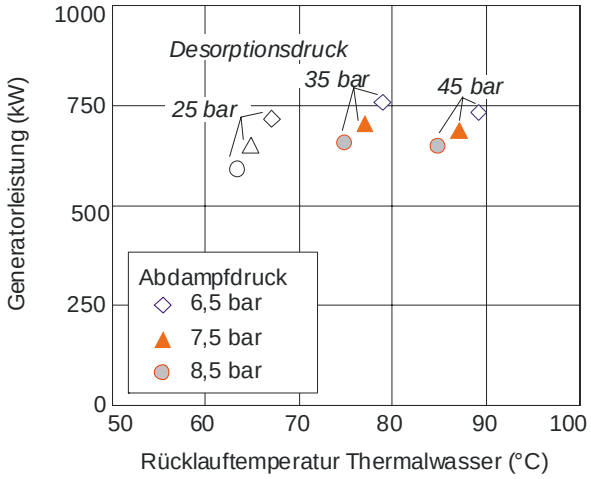


Abbildung IV-32: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei drei Abdampfdrücken (6,5 bar, 7,5 bar, 8,5 bar). Frischdampfdruck 35 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die gewünschte Verminderung des unteren Prozessdrucks erfordert eine Verringerung der Temperatur am Absorberaustritt (s. auch Abbildung IV-21). Damit nähern sich im Absorber die Temperaturen von Kühlwasser und Arbeitsmittel an (s. Abbildung IV-25). Die mittlere Temperaturdifferenz während der Wärmeabfuhr sinkt, d.h. die Fläche des Absorbers muss vergrößert werden. Diese notwendige Vergrößerung ist in Abbildung IV-33, die die Wärmeübertragerfläche aufgeschlüsselt nach den einzelnen Wärmeübertragern zeigt, gut zu

erkennen. Um die oben genannte Erhöhung der Generatorleistung zu erzielen, muss die Wärmeübertragerfläche der Gesamtanlage mehr als verdoppelt werden. Die beiden internen Wärmeübertrager sind in Abbildung IV-33 aufgrund ihrer geringen Größe nicht zu erkennen.

Die Erhöhung des Abdampfdruckes um 1 bar dagegen verringert die Generatorleistung um 7 %, die Wärmeübertragerfläche um 19 %.

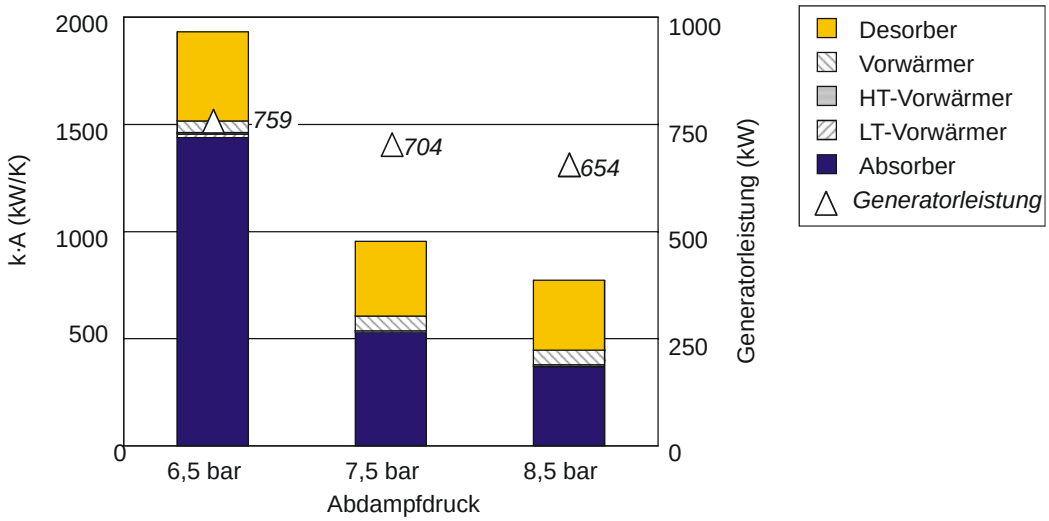


Abbildung IV-33: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern sowie Generatorleistung bei Variation des Abdampfdruckes (6,5 bar, 7,5 bar, 8,5 bar). Frischdampfdruck 35 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Bei der Auslegung eines Kalina-Kraftwerkes kann der Abdampfdruck nur unter Berücksichtigung ökonomischer Randbedingungen festgelegt werde: niedriger Abdampfdruck führt zu hoher Generatorleistung, aber auch großer Wärmeübertragerfläche. In diesem Punkt verhält sich der Kalina-Prozess genauso wie andere Kondensationskraftwerke.

IV.2.4.4 Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber

Wenn Frischdampfdruck und Zusammensetzung der Grundlösung fest liegen, bestimmt die Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Desorbereintritt die im Desorber übertragene Wärmeleistung. Eine kleinere Temperaturdifferenz bewirkt eine größere Auskühlung des Thermalwassers, die im Desorber übertragene Wärmeleistung wird größer. Damit nehmen der Dampfgehalt am Desorberaustritt und die Generatorleistung zu.

Der Vergleich der Prozesse, die für 2 K, 5 K und 10 K Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber ausgelegt werden, gibt Aufschluss über die Empfindlichkeit des Systems gegenüber diesem Parameter. Dafür wird bei konstantem Frischdampf- und Abdampfdruck (35 bar bzw. 7,5 bar) jeweils der Massenstrom der Grundlösung, der zu der geringsten Wärmeübertragerfläche führt, bestimmt. Der Ammoniakgehalt der Grundlösung beträgt 83 %.

Ausgehend vom Referenzentwurf (Temperaturdifferenz 5 K) führt die Verminderung der Temperaturdifferenz auf 2 K zu 5 % höherer Generatorleistung bei 17 % größerer Wärmeübertragerfläche. Die Vergrößerung der Temperaturdifferenz auf 10 K bewirkt die Verringerung der Generatorleistung um 8 % und der Wärmeübertragerfläche um 15 %. Die größte absolute Änderung der Wärmeübertragerfläche tritt im Desorber auf.

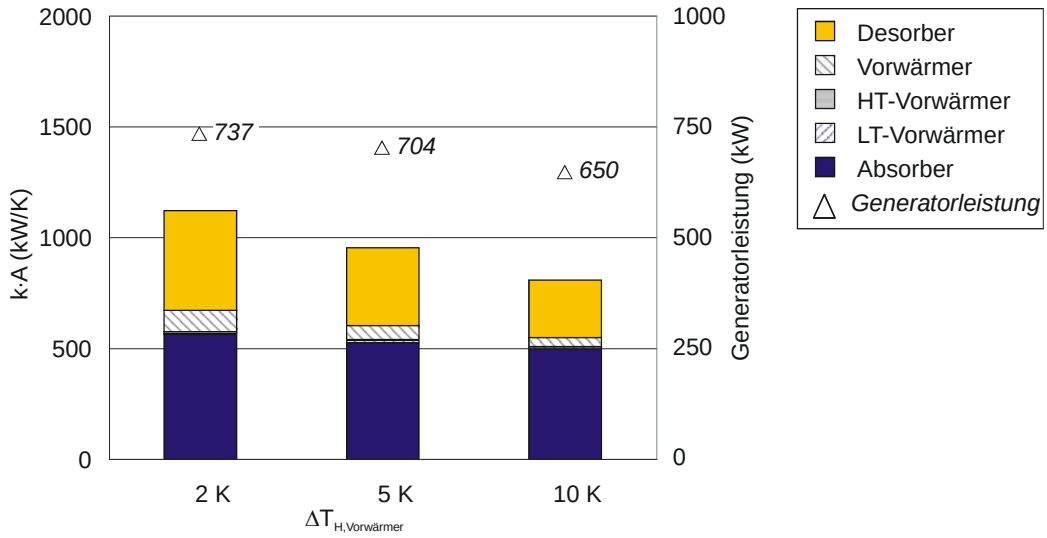


Abbildung IV-34: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern sowie Generatorleistung bei Variation der Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Das Verhalten des Kalina-Prozesses gegenüber einer Änderung der Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber entspricht dem Verhalten des ORC-Prozesses bei Variation der minimalen Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr. Auch die Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber kann nur unter Berücksichtigung ökonomischer Kriterien festgelegt werden. Für das betrachtete Fallbeispiel erscheint eine Temperaturdifferenz von 2 K bis 5 K sinnvoll.

IV.2.4.5 Auslegung der internen Wärmeübertrager

Die beiden internen Wärmeübertrager tragen nur einen geringen Teil zur insgesamt erforderlichen Wärmeübertragerfläche bei (< 2,5 %, s. Abbildung IV-33 und Abbildung IV-34). Die Leistung der internen Wärmeübertrager beträgt weniger als 20 % der dem Arbeitsmittel von Punkt 2 bis Punkt 6 zugeführten Wärmeleistung. Obwohl die Auslegung der internen Wärmeübertrager zudem keinen Einfluss auf die Generatorleistung hat, soll sie an dieser Stelle diskutiert werden, da sie für einen vollständigen Prozessentwurf unerlässlich ist. Überdies sind diese internen Wärmeübertrager typisch für den Prozess; sie bewirken eine geringere Auskühlung des Thermalwassers (s. Abbildung IV-35) bei gleichbleibender

Generatorleistung, d.h. Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades.

Im Folgenden wird die Auslegung der internen Wärmeübertrager anhand des Referenzfalles (Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %, Temperaturdifferenz am Übergang Vorwärmer/Desorber 5 K) beispielhaft gezeigt.

Zunächst werden geeignete Kennzahlen für die Dimensionierung der Wärmeübertrager definiert. Dem Arbeitsmittel wird vom Punkt 2 (Eintritt LT-Vorwärmer) zum Punkt 6 (Austritt Desorber) des Kreislaufs die Wärmeleistung $\dot{Q}_{zu} + \dot{Q}_{re}$ zugeführt (Gleichung (IV-15)). Bei der Auslegung der internen Wärmeübertrager wird die insgesamt in den Rekuperatoren übertragene Wärmeleistung $\dot{Q}_{re}$ sowie deren Verteilung auf die beiden Wärmeübertrager bestimmt. Zweckmäßig werden als Kennzahlen der Dimensionierung der Anteil der Wärmeleistung der Rekuperatoren an der insgesamt zugeführten Wärmeleistung R_G sowie der Anteil der Wärmeleistung des HT-Rekuperators an der in den Rekuperatoren übertragenen Wärmeleistung R_H gewählt.

$$\dot{Q}_{2\to 6} = \dot{Q}_{zu} + \dot{Q}_{re} = \dot{Q}_{zu} + \left(\dot{Q}_{re,HT} + \dot{Q}_{re,LT}\right) \tag{IV-15}$$

$$R_G = \frac{\dot{Q}_{re}}{\dot{Q}_{zu} + \dot{Q}_{re}}$$

$$R_H = \frac{\dot{Q}_{re,HT}}{\dot{Q}_{re}}$$

In dem betrachteten Fallbeispiel wird das Thermalwasser ohne interne Wärmeübertrager durch den Prozess bis auf 70 °C ausgekühlt. Mit zunehmender Leistung der internen Wärmeübertrager nimmt die Rücklauftemperatur des Thermalwassers zu (s. Abbildung IV-35). Die Grundlösung soll in den internen Wärmeübertragern maximal bis zur Siedelinie (Punkt 5, Eintritt in den Desorber) vorgewärmt werden. Dies entspricht im betrachteten Fall 20 % der insgesamt der Grundlösung zugeführten Wärmeleistung. In diesem Fall verlässt das Thermalwasser das Kraftwerk mit einer Temperatur von 86 °C. Eine noch weiterführende Vorwärmung der Grundlösung in den internen Wärmeübertragern ist physikalisch möglich, führt aber, wie später gezeigt wird, zu unnötig großen Wärmeübertragerflächen.

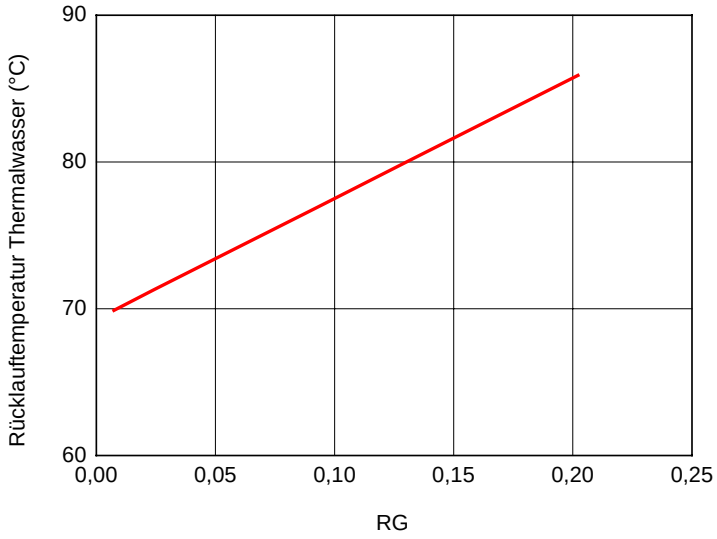


Abbildung IV-35: Auslegung der internen Wärmeübertrager. Rücklauftemperatur des Thermalwassers in Abhängigkeit von R_G*. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.*

Die Wärmeübertragungsdiagramme in Abbildung IV-36 illustrieren die Änderungen, die bei Variation der Größe der internen Wärmeübertrager auftreten. Die linke Abbildung zeigt den Prozess ohne interne Wärmeübertrager. Die ansonsten direkt innerhalb des Prozesses übertragene Wärmeleistung $\dot{Q}_{re}$ erscheint jetzt zweimal im Wärmeübertragungsdiagramm. Einmal muss diese Wärmeleistung im Absorber abgeführt werden, andererseits muss sie im Vorwärmer zugeführt werden. Die dadurch zusätzlich benötigten Wärmeübertragerflächen führen zu einer Vergrößerung der insgesamt erforderlichen Wärmeübertragerfläche. Diese ist in Abbildung IV-37 bereits für $R_G < 0{,}05$ zu erkennen. Die insgesamt erforderliche Wärmeübertragerfläche weist ein flaches Minimum zwischen $0{,}05 < R_G < 0{,}15$ auf. Der weitere Anstieg von R_G bewirkt eine Zunahme der insgesamt erforderlichen Wärmeübertragerfläche. Der Grund ist in Abbildung IV-36, rechts illustriert. Die Abbildung zeigt eine Situation, in welcher der flüssigen Grundlösung die gesamte zur Vorwärmung erforderliche Wärmeleistung in den internen Wärmeübertragern zugeführt wird. Die Temperaturdifferenzen am kalten Ende des HT-Vorwärmers und am warmen Ende des LT-Vorwärmers werden sehr klein. Damit steigt die Fläche zur Übertragung der Wärmeleistung stark an. Sie wird größer als die andernfalls (bei kleiner dimensionierten internen Wärmeübertragern) erforderliche zusätzliche Fläche im Absorber und Vorwärmer.

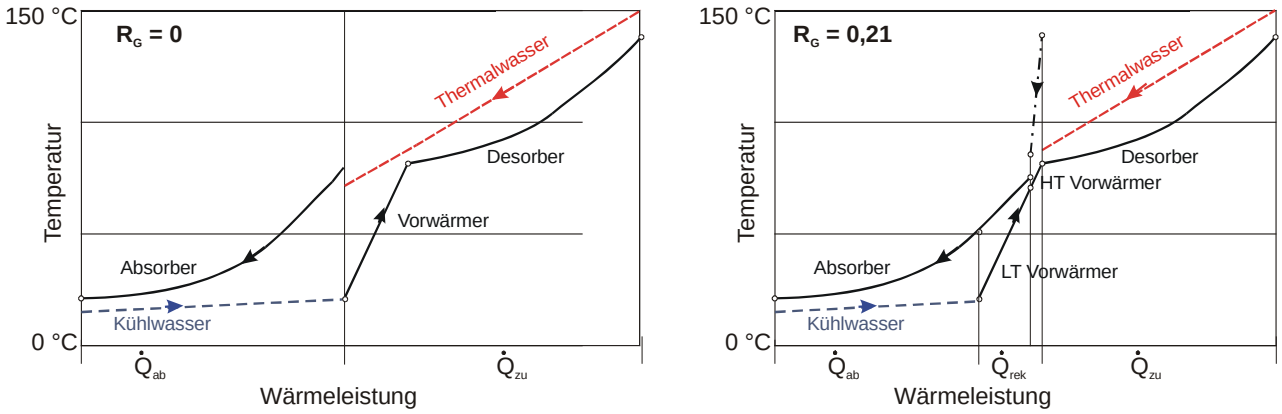


Abbildung IV-36: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34. Links: ohne rekuperative Vorwärmung in LT- und HT-Vorwärmer, rechts mit maximaler Vorwärmung durch interne Wärmeübertrager. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

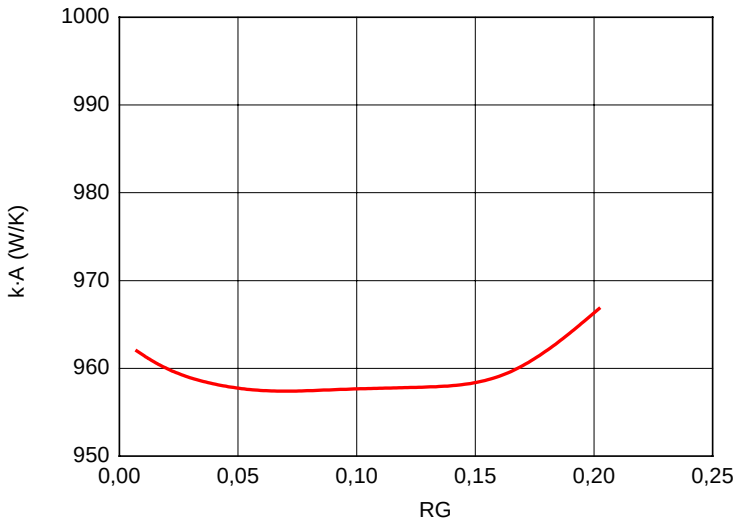


Abbildung IV-37: Auslegung der internen Wärmeübertrager. Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche in Abhängigkeit von R_G. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Letztendlich zeigen also beide in Abbildung IV-36 gezeigten Situationen keine sinnvolle Auslegung. Die internen Wärmeübertrager sollten vielmehr so dimensioniert werden, dass sie in dem Bereich des flachen Minimums, wie in Abbildung IV-37 zu sehen, liegen. Die oben angegebenen Grenzen des flachen Minimums von 5 % bis 15 % der insgesamt zugeführten Wärmeleistung gelten für den Referenzfall. Bei abweichenden Randbedingungen können sich die Werte ändern, ein Minimum der Wärmeübertragerfläche ist aber in jedem Fall zu

erwarten.

Die Wärmeleistung $\dot{Q}_{re}$ wird auf die beiden internen Wärmeübertrager verteilt. Abbildung IV-38 zeigt das Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizienten in Abhängigkeit von der Verteilung der Wärmeübertragerleistung auf die beiden Rekuperatoren für zwei Werte von R_G. Für beide Situationen ergeben sich Minima der Gesamtfläche. Die Minima liegen bei RH = 0,25 und RH = 0,5. Diese ungleichmäßige Verteilung resultiert aus der Tatsache, dass im HT-Rekuperator lediglich ein Teilmassenstrom zur Verfügung steht, um die Grundlösung vorzuwärmen. Die Wärmeleistung des HT-Rekuperators ist begrenzt, und je größer die insgesamt intern übertragene Wärmeleistung wird, desto kleiner wird der Anteil des HT-Rekuperators.

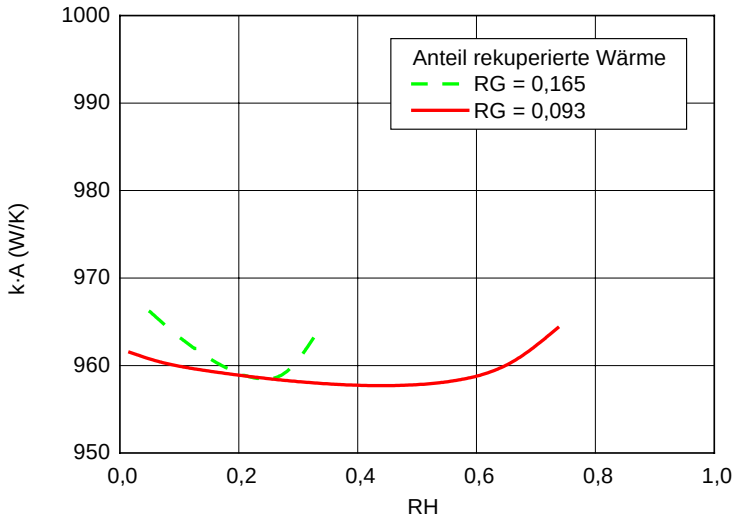


Abbildung IV-38: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche (k·A) der internen Wärmeübertrager in Abhängigkeit von der Verteilung der Leistung auf die beiden internen Wärmeübertrager. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Aus den Ergebnissen der Variationsrechnung lässt sich folgende Vorgehensweise für die Auslegung der internen Wärmeübertrager ableiten: Die insgesamt in den Rekuperatoren übertragene Wärmeleistung sollte so gewählt werden, dass die Gesamtfläche der Wärmeübertrager in dem in Abbildung IV-37 gezeigten Minimum liegt. Die Wärmeleistung sollte so auf die internen Wärmeübertrager verteilt werden, dass das in Abbildung IV-38 sichtbare Minimum erreicht wird.

Der Einsatz und die Dimensionierung der internen Wärmeübertrager haben keinen Einfluss auf den Systemwirkungsgrad, sind aber nützlich zur Verringerung der Wärmeübertragerfläche (Kosten) sowie zum Anheben der Rücklauftemperatur des Thermalwassers und damit vorteilhaft bei der gleichzeitigen Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme.

IV.2.4.6 Wahl des Arbeitsmittels – Ammoniakkonzentration der Grundlösung

Die Zusammensetzung der Grundlösung ist analog zu der Wahl des Arbeitsmittels bei den ORC-Prozessen zu sehen. Für den einfachen KCS 34 werden Auslegungspunkte für fünf Ammoniakkonzentrationen der Grundlösung (75 %, 80 %, 83 %, 86 %, 91 %) und verschiedene Frischdampfdrücke ermittelt. Dafür wird für jede Ammoniakkonzentration für 25, 35 und 45 bar Frischdampfdruck der Massenstrom der Grundlösung bestimmt, bei dem die geringste Wärmeübertragerfläche erforderlich ist.

In den folgenden Abbildungen (Abbildung IV-39 bis Abbildung IV-43) symbolisiert jeder Datenpunkt einen Auslegungspunkt. Die in den Rekuperatoren übertragene Wärmeleistung beträgt 14 % (Frischdampfdruck 25 bar) bzw. 17 % (Frischdampfdruck 35 bar und 45 bar) der insgesamt von Punkt 2 bis Punkt 6 dem Arbeitsmittel zugeführten Wärmeleistung. Diese Vorgehensweise ermöglicht bei gleichbleibendem Frischdampfdruck die Vergleichbarkeit der Konfigurationen hinsichtlich der Auskühlung des Thermalwassers (Auskühlungswirkungsgrad) und des thermischen Wirkungsgrades.

Für jede Zusammensetzung der Grundlösung existiert ein Frischdampfdruck, bei dem die Generatorleistung maximal wird. Für das betrachtete Fallbeispiel beträgt der Frischdampfdruck im Punkt der maximalen Leistung 35 bar unabhängig von der Zusammensetzung der Grundlösung. Mit zunehmender Ammoniakkonzentration der Grundlösung flacht das Maximum ab. In Abschnitt IV.2.3.5 wurde gezeigt, dass bei steigender Ammoniakkonzentration eine Zunahme der Generatorleistung zu erwarten ist. Dies wird durch die Ergebnisse der Variationsrechnung bestätigt.

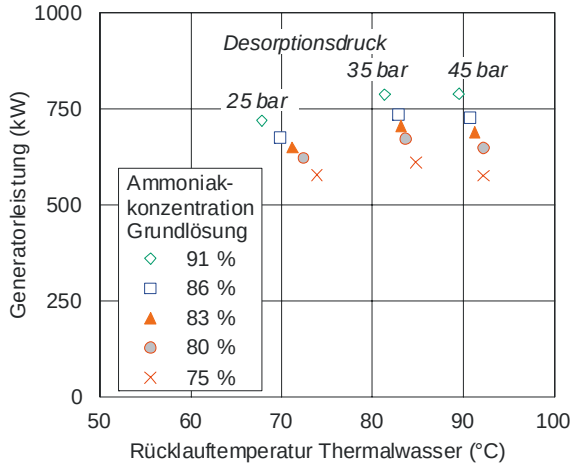


Abbildung IV-39: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 in Abhängigkeit von Frischdampfdruck (25 bar, 35 bar, 45 bar) und Ammoniakgehalt der Grundlösung (75 %, 80 %, 83 %, 86 % und 91 %). Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Bei konstantem Frischdampfdruck von 35 bar wird die Generatorleistung bei Erhöhung des Ammoniakgehaltes der Grundlösung von 83 % auf 91 % um 12 % von 704 kW_{el} auf 787 kW_{el} gesteigert. Die Verminderung der Ammoniakkonzentration führt zu einer um 13 % kleineren Generatorleistung (610 kW_{el}). Im betrachteten Bereich hängt die Generatorleistung

linear von der Zusammensetzung der Grundlösung ab (s. auch Abbildung IV-40).

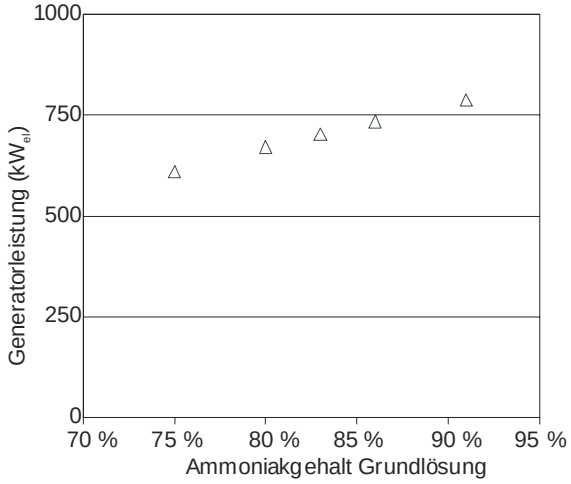


Abbildung IV-40: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Ammoniakgehaltes der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Die mit steigender Ammoniakkonzentration zunehmende Generatorleistung resultiert im Wesentlichen aus dem steigenden thermischen Wirkungsgrad, weniger aus einer stärkeren Auskühlung des Thermalwassers (s. Abbildung IV-41). Aus energetischer Sicht ist also eine möglichst hohe Ammoniakkonzentration in der Grundlösung wünschenswert.

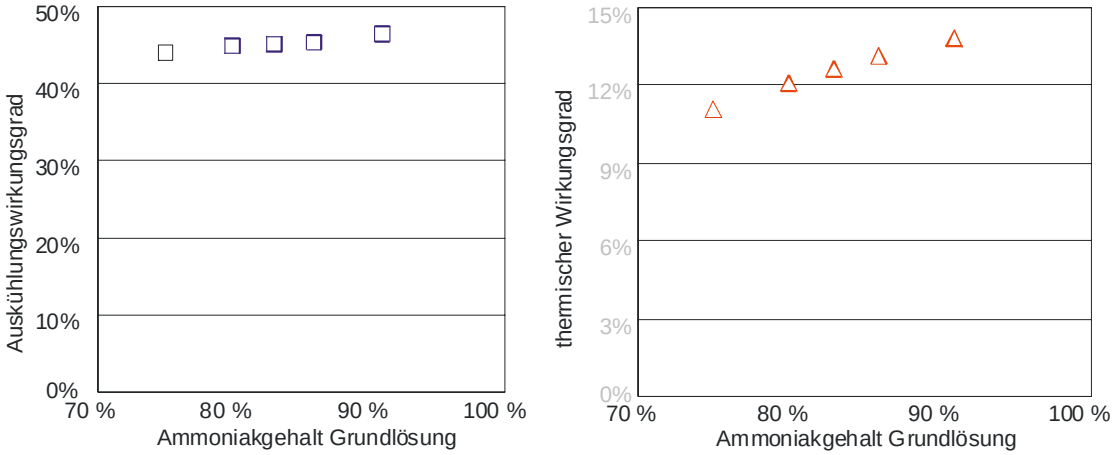


Abbildung IV-41: Auskühlungswirkungsgrad (links) und thermischer Wirkungsgrad (rechts) des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Ammoniakgehaltes Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Der lineare Zusammenhang zwischen Ammoniakgehalt der Grundlösung und Generatorleistung gilt allerdings nur innerhalb fester Grenzen und lässt sich nicht extrapolieren. Die untere Grenze der Ammoniakkonzentration ist erreicht, wenn bei einem bestimmten Frischdampfdruck das Arbeitsmittel unterhalb der Siedelinie bleibt, selbst wenn es bis zur

Eintrittstemperatur des Thermalwassers erwärmt wird. Diese Grenze wird bei den Variationsrechnungen nicht erreicht. Sie wird z.B. bei 45 bar Frischdampfdruck mit 57 % , bei 35 bar bei 36 % und bei 25 bar bei 28 % Ammoniakgehalt überschritten (alle Werte berechnet mit *NIST (2002)*.

Mit zunehmender Ammoniakkonzentration der Grundlösung sinkt die Temperatur im Absorber. Die obere Grenze der Ammoniakkonzentration ist erreicht, wenn die Temperatur der Grundlösung am Absorberaustritt (Punkt 1) gleich der Eintrittstemperatur des Kühlwassers wird. Bei einem Ammoniakgehalt der Grundlösung von 91 % und dem festgelegten Abdampfdruck von 7,5 bar ist diese Situation fast erreicht. Als Konsequenz dieser Temperaturannäherung im Absorber nimmt die erforderlich Fläche des Absorbers überproportional zu. Diese Erkenntnis steht nur im scheinbaren Gegensatz zu der Aussage in Abschnitt IV.2.3.5, nach der die obere Grenze der Ammoniakkonzentration erreicht ist, wenn das Arbeitsmittel am Desorberaustritt die Siedelinie überschreitet. Tatsächlich gelten beide Grenzen, und bei 91 % Ammoniakgehalt der Grundlösung liegt nicht nur die Temperatur am Absorberaustritt mit 17,9 °C knapp über der Kühlwassertemperatur, sondern gleichzeitig ist mit einem Dampfgehalt von 99 % am Desorberaustritt die Taulinie fast erreicht.

In Abbildung IV-42 ist der Anstieg der Wärmeübertragerfläche gut zu erkennen. Die Erhöhung der Generatorleistung um 12 % durch Anheben des Ammoniakgehaltes der Grundlösung von 83 % auf 91 % ist mit einer Vergrößerung der gesamten Wärmeübertragerfläche um den Faktor 1,8 verbunden. Die Verringerung der Ammoniakkonzentration der Grundlösung um den gleichen Betrag dagegen bewirkt lediglich eine Verkleinerung der Wärmeübertragerfläche um ca. 25 %.

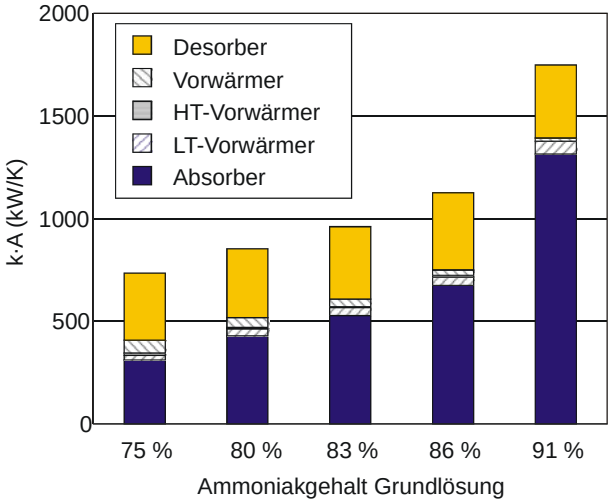


Abbildung IV-42: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeteilt nach Komponenten, bei Variation des Ammoniakgehaltes der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

In der beschriebenen Situation (festgelegter oberer und unterer Prozessdruck) handelt es

sich auch bei der Zusammensetzung der Grundlösung um einen Parameter, der sich nur unter Berücksichtigung ökonomischer Randbedingungen festlegen lässt. Das in Abschnitt IV.1.4.3 definierte einfache Kostenkriterium der bezogenen Wärmeübertragerfläche zeigt, dass bei einer Ammoniakkonzentration größer 85 % die spezifischen Investitionskosten voraussichtlich stark ansteigen. Unter den betrachteten Randbedingungen erscheinen Ammoniakkonzentrationen von 80 bis 85 % sinnvoll (Abbildung IV-43).

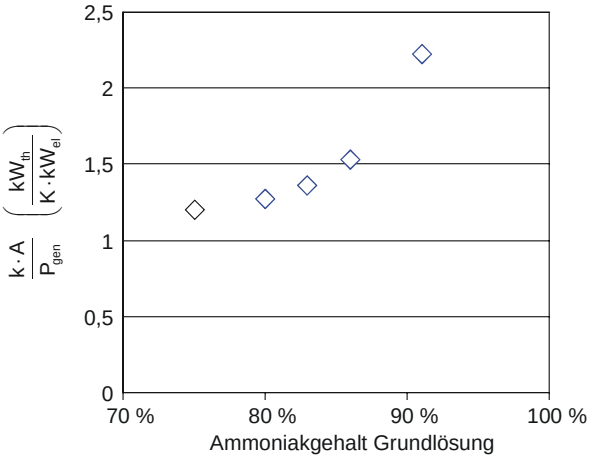


Abbildung IV-43: Quotient des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche und Generatorleistung eines geothermisch angetriebenen Kalina-Prozesses für verschiedene Ammoniakkonzentrationen der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

IV.2.4.7 Empfehlungen für den Systementwurf

Die Auslegung der Kalina-Prozesse wird mit dem Ziel einer hohen Generatorleistung bei vernünftigen Kosten - im vorliegenden Fall wurde die Wärmeübertragerfläche als Kostenäquivalent genutzt - durchgeführt. Insgesamt müssen bei der Auslegung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 sieben Parameter bestimmt werden: oberer und unterer Prozessdruck, Massenstrom der Grundlösung, Zusammensetzung der Grundlösung, Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang Vorwärmer/Desorber sowie die Gesamtleistung der internen Wärmeübertrager (R_G) und deren Verteilung auf HT- und LT-Rekuperator (R_H).

Von den sieben Auslegungsparametern sind vier direkt anhand von Minima der Wärmeübertragerfläche bzw. Maxima der Generatorleistung zu bestimmen. Zur dieser Gruppe zählen der Frischdampfdruck, der Massenstrom der Grundlösung und die beiden Parameter zur Auslegung der internen Wärmeübertrager R_G und R_H.

Ähnlich wie bei den ORC-Prozessen existiert ein Frischdampfdruck, bei dem die Generatorleistung maximal wird. Höhere Desorptionsdrücke führen zu einer geringeren Auskühlung des Thermalwassers und zu kleineren Wärmeübertragerflächen. Diese Auslegungspunkte können für die gleichzeitige Bereitstellung von elektrischer Energie und

Wärme interessant sein. Im betrachteten Fallbeispiel liegt der Frischdampfdruck, bei dem die höchste Generatorleistung erzielt wird, bei 35 bar bis 40 bar.

Für jeden Satz von Parametern existiert ein bestimmter Massenstrom der Grundlösung, bei dem die Wärmeübertragerfläche ein Minimum erreicht. Die Generatorleistung dagegen zeigt nur sehr geringe Abhängigkeit vom Massenstrom der Grundlösung. Es sollte daher immer der Massenstrom der Grundlösung gewählt werden, bei dem das Minimum der Wärmeübertragerfläche erreicht wird. In dem betrachteten Fallbeispiel liegt dieser Massenstrom bei ca. 0,25 kg Arbeitsmittel / 1 kg Thermalwasser.

Der Einsatz der internen Wärmeübertrager erlaubt, Einfluss auf die Rücklauftemperatur des Thermalwassers zu nehmen, ohne dass sich die Generatorleistung ändert, so dass ihre Dimensionierung insbesondere bei der gleichzeitigen Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme sorgfältig durchgeführt werden sollte. Wenn die Rücklauftemperatur des Thermalwassers frei wählbar ist, dienen die internen Wärmeübertrager dazu, die insgesamt erforderliche Wärmeübertragerfläche zu minimieren. Im betrachteten Fallbeispiel liegt ein (flaches) Minimum der insgesamt erforderlichen Wärmeübertragerfläche vor, wenn der Anteil der rekuperierten Wärmeleistung 5 – 15 % der zugeführten Wärmeleistung beträgt. Die Verteilung der rekuperierten Wärmeleistung auf die beiden internen Wärmeübertrager führt wieder zu einem Minimum der Wärmeübertragerfläche. In diesem Minimum trägt der HT-Rekuperator einen kleineren Teil zur rekuperierten Wärmeleistung bei als der LT-Rekuperator. Da die Fläche der internen Wärmeübertrager nicht mehr als ca. 5 % der insgesamt benötigten Fläche (aller Wärmeübertrager) beträgt, erscheint es nicht zwingend erforderlich, dass diese gleich beim ersten Entwurf optimal ausgelegt werden.

Bei den übrigen drei Parametern ist eine Erhöhung der Generatorleistung immer mit größeren Wärmeübertragerflächen verbunden. Ihre Bestimmung erfordert die Berücksichtigung wirtschaftlicher Randbedingungen wie spezifische Wärmeübertragerkosten oder Energiepreise. Zu dieser Gruppe zählen der untere Prozessdruck, die Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber sowie die Zusammensetzung der Grundlösung. Alle drei können nur innerhalb bestimmter physikalischer Grenzen variiert werden. So kann z.B. der untere Prozessdruck nur so weit abgesenkt werden, bis die Absorptionstemperatur die Temperatur des Kühlwassers erreicht. Bei diesen drei Parametern reagiert das System am empfindlichsten auf eine Änderung des unteren Prozessdrucks. Hier kann schon die Änderung um ±1 bar die Wärmeübertragerfläche verdoppeln. Die umgekehrte Schlussfolgerung, dass bei Halbierung der Absorberfläche der Abdampfdruck um 1 bar steigt, wurde durch die Erfahrungen mit der Anlage in Husavik *(Maack und Valdimarsson, 2002)* bestätigt.

Die Temperaturdifferenz am Übergang Vorwärmer/Desorber sollte sich zwischen 2 bis 5 K bewegen. Im betrachteten Fallbeispiel kann der Ammoniakgehalt in der Grundlösung im Bereich 80 – 86 % variiert werden. Diese Angaben können nicht mehr als Richtwerte darstellen, genaue Angaben sind nur bei Kenntnis der entsprechenden Wärmedurchgangskoeffizienten und der spezifischen, flächenbezogenen Kosten der Wärmeübertrager möglich.

V Vergleich der betrachteten Systeme

In den vorangegangenen Kapiteln wurden der ORC-Prozess und der Kalina-Prozess analysiert und die prinzipielle Vorgehensweise beim Entwurf entwickelt. Dabei wurden Temperatur und Massenstrom des Thermalwassers sowie die Temperatur des Kühlwassers fest gehalten. Als Qualitätskriterien dienten die Generatorleistung - stellvertretend für den Nutzen - und die Wärmeübertragerfläche – stellvertretend für den Aufwand.

Nun ist aber bei Geothermievorkommen in Deutschland mit Thermalwassertemperaturen von ca. 100 °C bis 200 °C zu rechnen, der Massenstrom des Thermalwassers hängt stark von der Transmissibilität (Permeabilität · Mächtigkeit) des Reservoirs ab und auch die Kühleinrichtungen können unterschiedlicher Art sein. Im Folgenden wird untersucht, wie sich Systeme, die nach den in Kapitel IV dargestellten Regeln entworfen werden, für Thermalwassertemperaturen zwischen 100 °C bis 200 °C bei Luftkühlung und Frischwasserkühlung verhalten.

V.1 Energetische Betrachtungen

Für Thermalwassertemperaturen von 100, 125, 150, 175 und 200°C werden für ORC-Anlagen und für Kalina-Anlagen die Punkte der maximalen Netzanschlussleistung bestimmt. Der Thermalwassermassenstrom beträgt 20 kg/s (72 t/h). Der dynamische Wasserspiegel wird bei konstant 200 m unter GOK angenommen. Druckverluste im Thermalwasserkreis und im Kraftwerkskreislauf werden wie in Tabelle V-1 zusammengestellt berücksichtigt.

Druckverluste im Thermalkreis	
Vorwärmer	1 bar
Verdampfer / Desorber	2 bar
Druckverluste im Kraftwerkskreis	
Vorwärmer	0,5 bar
Verdampfer / Desorber	0,3 bar
Kondensator / Absorber	0,07 bar
interne Wärmeübertrager (nur Kalina)	0,07 bar

Tabelle V-1: In den Anlagen berücksichtigte Druckverluste.

Als Kühlungsvarianten werden Frischwasserkühlung und Luftkühlung wie in Anhang F.3.3 beschrieben betrachtet. Die jeweiligen Druckverluste sind ebenfalls dort aufgeführt.

In den ORC-Anlagen wird der Punkt der maximalen Leistung durch die Variation des Frischdampfdruckes bestimmt. Für jeden Temperaturbereich wird ein passendes Arbeitsmittel eingesetzt. Die Auswahl der Arbeitsmittel erfolgt entsprechend den Ausführungen in Abschnitt IV.1 nach der kritischen Temperatur (s. Tabelle V-2). Das Arbeitsmittel wird jeweils so ausgewählt, dass die kritische Temperatur etwas unter der Thermalwasser-temperatur liegt. Die minimalen Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr betragen 5 bzw. 7 K.

Thermalwassertemperatur	100 °C	125 °C	150 °C	175 °C	200 °C
Arbeitsmittel	R290	RC318	R600a i-Butan	R600 n-Butan	i-C5 i-Pentan
Kritische Temperatur des Arbeitsmittels	96,7°C	115,2°C	134,7°C	152°C	187,4°C

Tabelle V-2: In den ORC-Anlagen eingesetzte Arbeitsmittel.

Bei den Kalina-Anlagen wird ebenfalls mit Variationsrechnungen der Punkt der maximalen Leistung bestimmt. Wie im vorhergehenden Abschnitt gezeigt, müssen hier zwei Parameter festgelegt werden: der Frischdampfdruck und der Massenstrom des Arbeitmittels. Der Frischdampfdruck wird mit einer Schrittweite von 1 bar variiert. Für jeden Frischdampfdruck wird mit Variationsrechnungen der Massenstrom des Arbeitmittels bestimmt, bei dem das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche minimal wird. Aus diesen Anlagenkonfigurationen wird für die folgenden Betrachtungen der Frischdampfdruck ausgewählt, mit dem die höchste Netzanschlussleistung erzielt wird.

Das für die Stoffdaten verwendete Modell der Ammoniak-Wasser Mischung von *Ziegler und Trepp (1984)* gilt nur bis maximal 50 bar und begrenzt daher den möglichen Frischdampfdruck nach oben. Der maximale Druck im Kraftwerkskreislauf besteht direkt nach der Pumpe. Da in Desorber, Vorwärmer und internen Wärmeübertragern Druckverluste von insgesamt 0,94 bar berücksichtigt werden, liegt der maximale Frischdampfdruck bei

49,06 bar. Frischdampfdrücke über 49 bar werden daher im Folgenden nicht berücksichtigt. Der Abdampfdruck beträgt 7,5 bar (Wasserkühlung) bzw. 8,5 bar (Luftkühlung). Die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Thermalwasser am Übergang vom Vorwärmer zum Verdampfer beträgt 5 K.

In allen Kalina-Anlagen wird eine Grundlösung mit 83 % Ammoniakgehalt eingesetzt. Dies bedeutet, neben der o.g. Limitierung des oberen Prozessdrucks aufgrund des Stoffmodells, eine zweite Einschränkung für die Auslegung dieser Anlagen, die aber aus Gründen der Klarheit in Kauf genommen wird. Der Anteil der Wärmeleistung der Rekuperatoren an der insgesamt zugeführten Wärmeleistung R_G beträgt 14 – 18 % (s. Tabelle V-3).

Thermalwassertemperatur	100 °C	125 °C	150 °C	175 °C	200 °C
Luftkühlung	14,5%	17,2%	18,0%	17,2%	17,3%
Wasserkühlung	14,3%	17,9%	18,5%	18,3%	15,2%

Tabelle V-3: Auslegung der Kalina-Anlagen: Anteil der Wärmeleistung der Rekuperatoren an der insgesamt zugeführten Wärmeleistung (R_G).

Anhang G.2 enthält die vollständigen Datensätze der im Folgenden diskutierten Anlagenkonfigurationen.

V.1.1 Frischdampfdruck, Rücklauftemperatur des Thermalwassers, Auskühlungswirkungsgrad

Bei konstanter Temperatur der Wärmequelle führt die Verschiebung des Punktes der maximalen Leistung beim Übergang von Wasserkühlung zu Luftkühlung zu einer Erhöhung von Frischdampftemperatur und –druck (ORC-Anlagen) bzw. des Frischdampfdrucks (Kalina-Anlagen). Im Punkt der maximalen Leistung liegt der Frischdampfdruck luftgekühlter Anlagen um 3 bis 10 bar über dem Frischdampfdruck wassergekühlter Anlagen.

Der Frischdampfdruck der ORC-Anlagen (Abbildung V-1) zeigt keine Abhängigkeit von der Temperatur der Wärmequelle. Er resultiert aus den Stoffwerten des jeweiligen Arbeitsmittels. In den Kalina-Anlagen steigt der Frischdampfdruck im Punkt der maximalen Leistung mit zunehmender Thermalwassertemperatur an. Luftgekühlte Kalina-Anlagen des Typs KCS 34 erreichen bei 175 °C Thermalwassertemperatur den durch das Stoffmodell vorgegebenen maximalen Frischdampfdruck, wassergekühlte stoßen bei 200 °C Thermalwassertemperatur an diese Grenze. Die in diesem Abschnitt gezeigten Ergebnisse beruhen für diese Bereiche auf einem Frischdampfdruck von genau 49 bar. Sie liegen damit abseits des Optimums und sind lediglich der Vollständigkeit halber in den Diagrammen berücksichtigt. Sie sind in den Diagramm durch offene Symbole gekennzeichnet (alle anderen Werte: ausgefüllte Symbole).

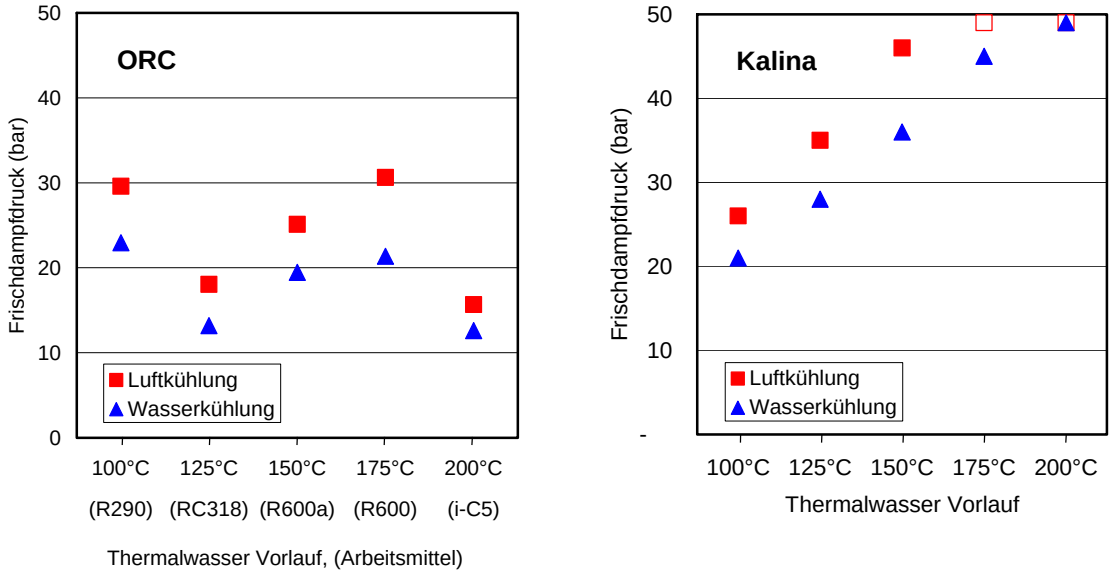


Abbildung V-1: Frischdampfdruck geothermisch angetriebener ORC-Anlagen (links, verschiedene Arbeitsmittel wie in Achsenbeschriftung angegeben) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

In luftgekühlten Anlagen (ORC- und Kalina-Anlagen) wird das Thermalwasser weniger stark ausgekühlt als in wassergekühlten Anlagen (s. Abbildung V-2). Dies resultiert aus der höheren unteren Prozesstemperatur (Kondensations- bzw. Absorptionstemperatur), die durch die höhere Temperatur der Wärmesenke erforderlich wird. Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers im Punkt der maximalen Leistung steigt also mit zunehmender Temperatur der Wärmesenke. Diese Abhängigkeit wurde bereits für die reversiblen Prozesse gefunden (s. Abschnitt III.3.3.1 Gleichung (III-21), Nullstelle der Ableitung von Gleichung (III-28)).

Der Übergang von Wasserkühlung zu Luftkühlung hebt die untere Prozesstemperatur der Kalina-Anlagen um 5 K, die der ORC-Anlagen um 10 K. Aufgrund der internen Wärmerückgewinnung bleibt aber bei den Kalina-Anlagen die Temperatur des Arbeitsmittels am Eintritt in den Vorwärmer gleich. Folglich zeigt sich auch beim Wechsel der Art der Kühlung bei den ORC-Anlagen eine größere Änderung der Rücklauftemperatur des Thermalwassers als bei den Kalina-Anlagen: Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers aus den ORC-Anlagen liegt bei Luftkühlung ca. 15 – 20 K höher als bei Wasserkühlung, bei den Kalina-Anlagen beträgt diese Differenz ca. 10 K. Dies äußert sich letztendlich in einer stärkeren Empfindlichkeit des Auskühlungswirkungsgrades der ORC-Anlagen gegenüber der Art der Kühlung (s. u., Abbildung V-3).

Die ORC-Anlagen kühlen das Thermalwasser weiter aus als die Kalina-Anlagen. Bei den ORC-Anlagen ist die Rücklauftemperatur des Thermalwassers im Punkt der maximalen Leistung unabhängig von der Temperatur der Wärmequelle. Gleichung (III-21) gilt nicht, da

unterschiedliche Arbeitsmittel eingesetzt werden. Die Auskühlung des Thermalwassers wird davon bestimmt, wie gut der Prozess durch die Eigenschaften des Arbeitsmittels an die Wärmequelle angepasst werden kann.

Bei den Kalina-Anlagen steigt die Rücklauftemperatur des Thermalwassers im Punkt der maximalen Leistung bis zu einer Thermalwassertemperatur von 150 °C mit zunehmender Temperatur der Wärmequelle an. Für Thermalwassertemperaturen von 175 °C und 200 °C liegt die Rücklauftemperatur des Thermalwassers bei 95 °C (Wasserkühlung) bzw. 100 °C (Luftkühlung). Bei diesen Vorlauftemperaturen wird im Kraftwerksprozess der maximale Frischdampfdruck erreicht (s.o. Abbildung V-1).

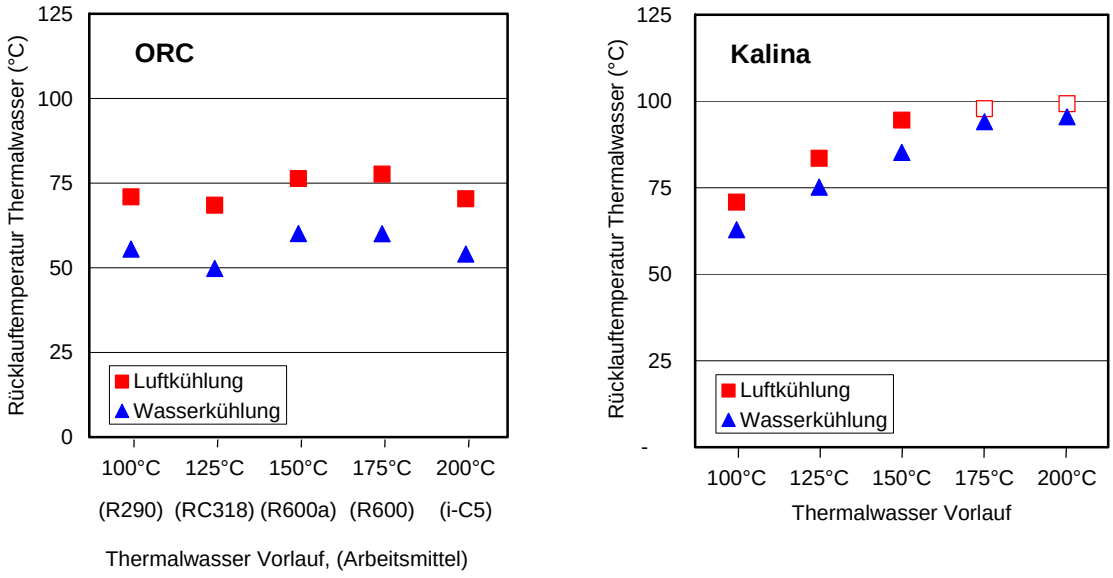


Abbildung V-2: Rücklauftemperatur des Thermalwassers geothermisch angetriebener ORC-Anlagen (links) und Kalina-Anlagen (rechts) im Punkt der maximalen Leistung in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur des Thermalwassers. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

Der Auskühlungswirkungsgrad beider Systeme (Abbildung V-3) steigt mit der Thermalwassertemperatur. Für die ORC-Anlagen bleibt die absolute Größe der in die Erde zurückgeleiteten Wärmeleistung zwar fast gleich, ihr Anteil wird aber aufgrund der insgesamt steigenden Wärmeleistung immer geringer. Bei den Kalina-Anlagen fällt der Anstieg des Auskühlungswirkungsgrades geringer aus. Die aufgrund der höheren Rücklauftemperaturen des Thermalwassers nicht genutzte Wärmeleistung steigt, sie bleibt im Gegensatz zu den ORC-Anlagen nicht konstant. Auch hier ist die Begrenzung des oberen Frischdampfdruckes für Thermalwassertemperaturen über 150 °C deutlich zu erkennen.

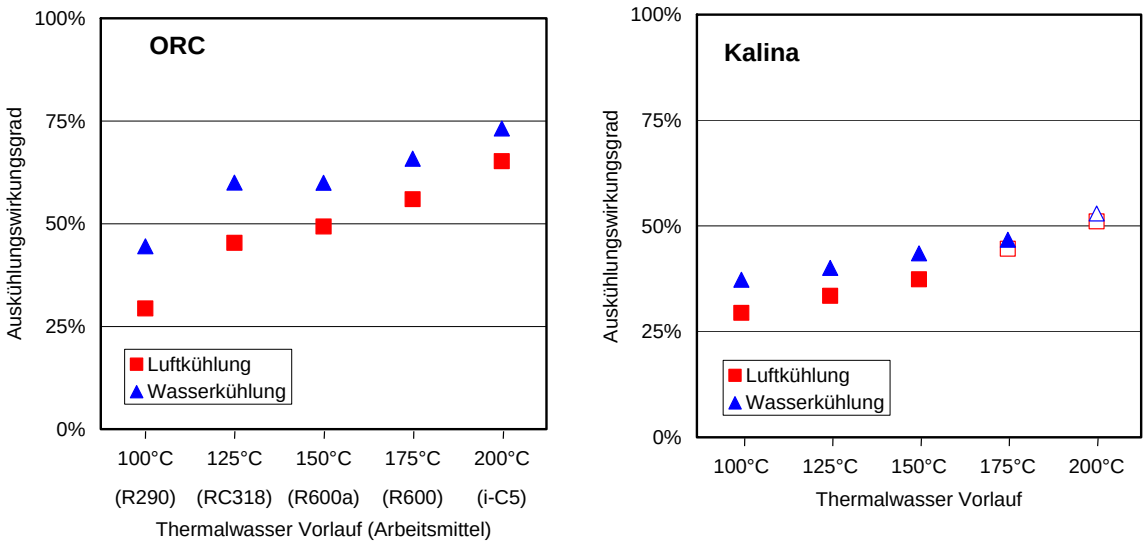


Abbildung V-3: Auskühlungswirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

V.1.2 Thermischer Wirkungsgrad

Der thermische Wirkungsgrad steigt mit steigender Thermalwassertemperatur an. Dies entspricht den Erwartungen, da die obere Prozesstemperatur mit der Thermalwassertemperatur zunimmt.

Die Kalina Anlagen erreichen einen höheren thermischen Wirkungsgrad als die ORC-Anlagen. Die Erwartung aus Abschnitt III.1.2 - Prozesse mit nicht-isothermen Phasenübergängen sollten thermodynamisch vorteilhafter als solche mit isothermen Phasenübergängen sein - hat sich bewahrheitet.

Der thermische Wirkungsgrad der Kalina-Anlagen steigt bis 150 °C linear an. Dies resultiert aus dem linearen Anstieg des Frischdampfdruckes und der Frischdampftemperatur in diesem Bereich. Luftgekühlte Kalina-Anlagen erzielen einen geringfügig höheren thermischen Wirkungsgrad als wassergekühlte Anlagen. Dies lässt sich anhand der in den Kreisläufen auftretenden Temperaturen erklären. Im Punkt der maximalen Leistung liegt die Kondensattemperatur luftgekühlter Anlagen ca. 4 K über der Kondensattemperatur wassergekühlter Anlagen. Die Temperatur am Desorbereintritt dagegen liegt bei luftgekühlten Anlagen um ca. 10 – 12 K über der Temperatur bei wassergekühlten Anlagen. Die Frischdampftemperatur ist bei luftgekühlten Anlagen ebenfalls höher als bei wassergekühlten. Diese ungleichmäßige Anhebung der mittleren Temperaturen der Wärmeübertragung – bei der Wärmezufuhr größer als bei der Wärmeabfuhr – führt letztendlich zu dem beobachteten höheren thermischen Wirkungsgrad im Punkt der maximalen Leistung.

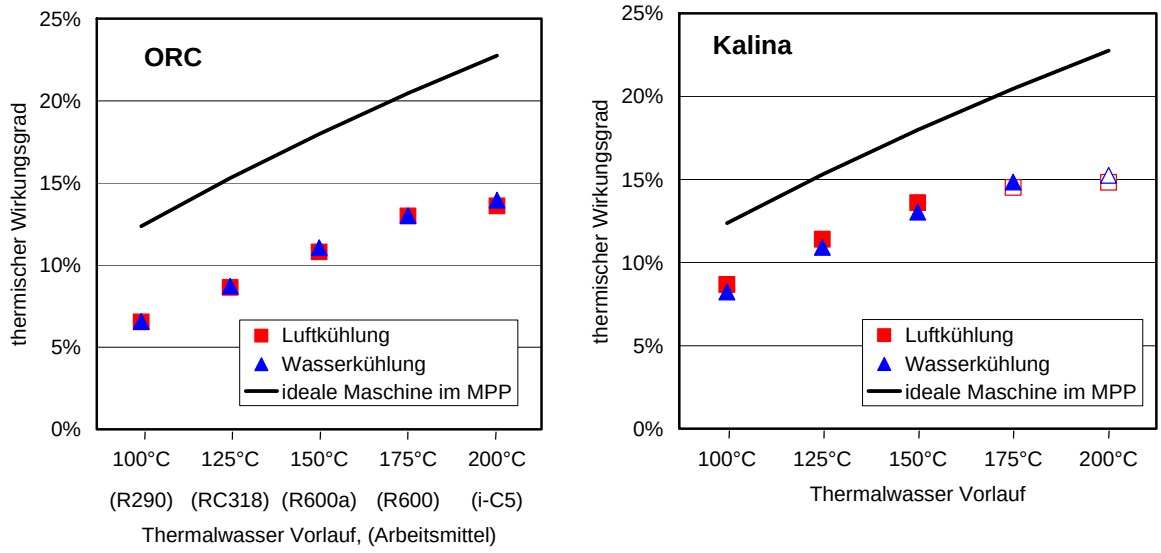


Abbildung V-4: Thermischer Wirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. Zum Vergleich in beiden Diagrammen: thermischer Wirkungsgrad einer idealen (verlustfreien) Maschine, die zwischen einem begrenzten warmen Reservoir und einem unbegrenzten kalten Reservoir im Punkt der maximalen Leistung MPP arbeitet.

Bei den ORC-Anlagen steigt beim Übergang von Wasserkühlung zu Luftkühlung die Frischdampftemperatur ebenfalls stärker an als die Kondensattemperatur. Trotzdem hat die Art der Kühlung bei den ORC-Anlagen nur sehr geringen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad. Der Grund liegt in der Zunahme des Anteils der bei der Vorwärmung zugeführten Wärmeleistung, was wiederum zu einer Absenkung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr führt.

Interessant ist dabei die Verteilung der zugeführten Wärme im Vergleich der ORC- und Kalina-Anlagen. Bei den ORC-Anlagen werden ca. 30 – 50 % der Wärme bei der Vorwärmung zugeführt. Dies ist durchaus erwünscht, denn es führt dazu, dass sich der Prozess im Temperatur-Entropie-Diagramm der dreieckigen Form annähert. Bei den Kalina-Anlagen dagegen werden nur ca. 20 bis 25 % der Wärme bei der Vorwärmung zugeführt, wovon der größere Teil (14 – 18 %) durch die Rekuperatoren geleistet wird. Die dreieckige Form wird hier durch den nicht-isothermen Phasenübergang ereicht.

V.1.3 Generatorleistung und Eigenbedarf

Für die Abschätzung der Wirtschaftlichkeit eines Kraftwerkes an einem bestimmten Standort ist entscheidend, welche Generatorleistung ein geothermisch angetriebenes Kraftwerks mit der dort vorhandenen Wärmequelle, charakterisiert durch Temperatur und

Massenstrom des Thermalwassers, erzeugen kann.

Abbildung V-5 und Abbildung V-6 zeigen die Generatorleistung in Abhängigkeit von der Förderrate für 100, 150 und 200 °C warmes Thermalwasser. Die Generatorleistung hängt linear von der Förderrate des Thermalwassers ab. Die Geraden für Wasserkühlung und Luftkühlung bilden jeweils die obere bzw. untere Grenze der erzeugbaren Generatorleistung.

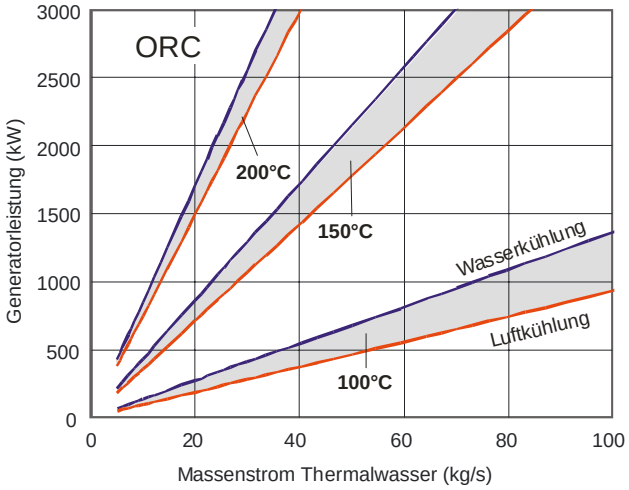


Abbildung V-5: Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC-Anlagen in Abhängigkeit vom Massenstrom und Temperatur des Thermalwassers, Luftkühlung und Wasserkühlung.

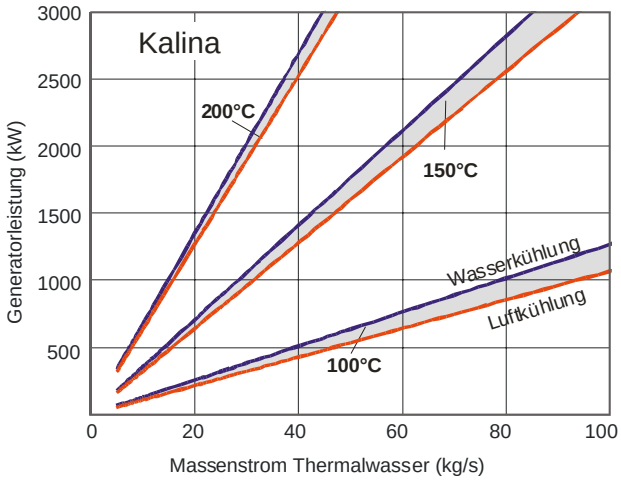


Abbildung V-6: Generatorleistung geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen System KCS 34 in Abhängigkeit vom Massenstrom und Temperatur des Thermalwassers, Luftkühlung und Wasserkühlung.

Die Generatorleistung der ORC-Anlagen zeigt gegenüber der Art der Kühlung eine größere Empfindlichkeit als die Generatorleistung der Kalina-Anlagen. Zudem hat die Art der Kühlung bei kleinen Thermalwassertemperaturen größeren Einfluss auf die Generatorleistung als bei hohen Thermalwassertemperaturen. Dies äußert sich jeweils in den größeren Flächen zwischen der Geraden für Luftkühlung und Wasserkühlung. Für die ORC-Anlagen sollte also gerade im unteren Temperaturbereich auf die Art der Kühlung Wert gelegt werden.

Die größere Empfindlichkeit der ORC-Anlagen gegenüber der Art der Kühlung resultiert aus dem Auskühlungswirkungsgrad, der ebenfalls für die ORC-Anlagen stärker von der Art der Kühlung abhängt als für die Kalina-Anlagen (s. Abschnitt V.1.1).

Abbildung V-7 zeigt die auf den Thermalwasserstrom des Thermalwassers bezogene Generatorleistung: Diese Darstellung ermöglicht den direkten Vergleich der beiden Kraftwerkssysteme. Die Generatorleistung ist proportional zum Produkt von thermischem Wirkungsgrad und Auskühlungswirkungsgrad. Der thermische Wirkungsgrad der Kalina-Anlagen ist höher als der thermische Wirkungsgrad der ORC-Anlagen. Ihr Auskühlungswirkungsgrad dagegen liegt insbesondere im oberen Temperaturbereich deutlich unter dem Auskühlungswirkungsgrad der ORC-Anlagen. Infolgedessen ermöglichen die ORC-Anlagen gerade für Thermalwassertemperaturen von 150 °C und höher eine größere Generatorleistung als die Kalina-Anlagen.

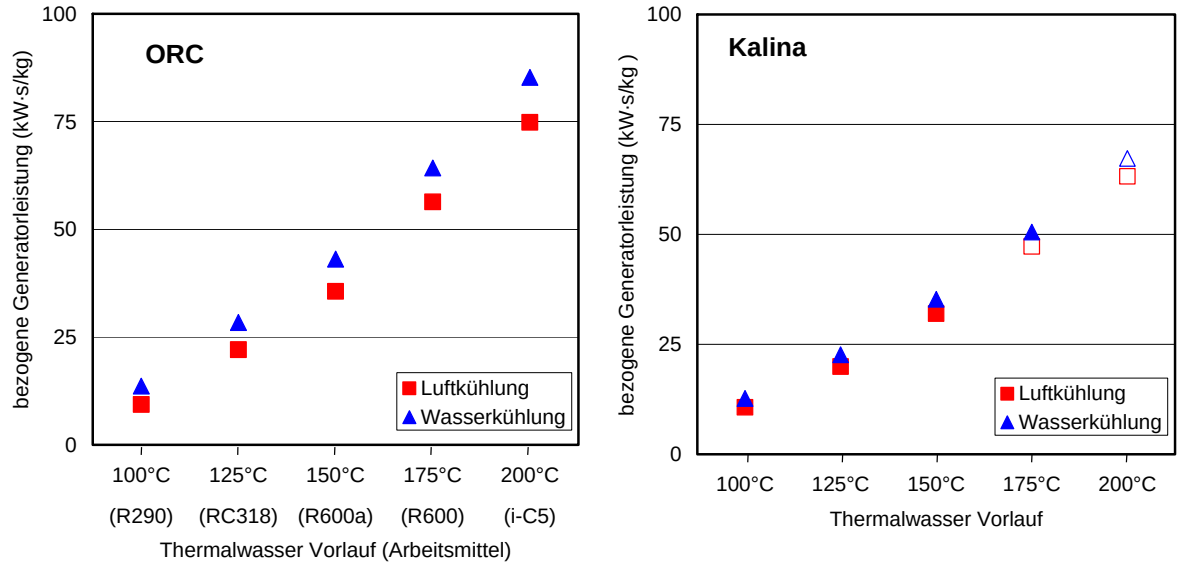


Abbildung V-7: Auf den Massenstrom des Thermalwassers bezogene Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Massenstrom des Thermalwassers 20 kg/s. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

Tiefpumpe, Speisepumpe und Kühlwasserpumpe bzw. Ventilatoren nutzen einen Teil der vom Generator erzeugten elektrischen Leistung zum Antrieb. Dieser Anteil wird als Eigenbedarf bezeichnet. Im Folgenden wird gezeigt, welchen Anteil der erzeugten Generatorleistung die einzelnen Verbraucher in Anspruch nehmen. Da für die folgenden Betrachtungen der dynamische Wasserspiegel, der Massenstrom des Thermalwassers und die Druckverluste im Thermalwasserkreis konstant angenommen werden, ist die Antriebsleistung der Tiefpumpe in allen Systemen gleich.

Der Eigenbedarf sinkt aufgrund des steigenden thermischen Wirkungsgrades mit

zunehmender Thermalwassertemperatur. Allerdings finden sich für die beiden Prozesse sowie für die zwei Kühlungsvarianten erhebliche Unterschiede in den Zahlenwerten. Bei wassergekühlten Anlagen verursacht die Tiefpumpe den größten Teil des Eigenbedarfs, bei luftgekühlten Anlagen dagegen sind die Antriebe der Ventilatoren die größten Verbraucher.

Der geringe thermische Wirkungsgrad der ORC-Anlagen führt, im Vergleich zu den Kalina-Anlagen, insbesondere bei Luftkühlung zu einem höheren Eigenbedarf bei der Wärmeabfuhr. Für Thermalwassertemperaturen um 100 °C kann bei ungünstigen Kühlungsverhältnissen der Eigenbedarf über die Generatorleistung steigen und so der Systemwirkungsgrad kleiner Null werden. In der betrachteten Systemkonfiguration ist dies für die Luftkühlung der Fall: Bei 100 °C Thermalwassertemperatur und dem angenommenen dynamischen Wasserspiegel von 200 m unter Geländeoberkante übersteigt die Gesamtleistung der Pumpen und Ventilatoren die Generatorleistung um 17 % (s. Abbildung V-8, rechts). In allen folgenden Betrachtungen wird diese Konfiguration nicht weitergehend berücksichtigt, für luftgekühlte ORC-Anlagen werden im Folgenden Thermalwassertemperaturen von mindestens 125 °C angenommen.

Der Eigenbedarf der wassergekühlten ORC-Anlagen beträgt zwischen knapp 50 % bis 12 % der Generatorleistung. Bei 100 °C Thermalwassertemperatur verbraucht die Tiefpumpe 24 % der Generatorleistung. Mit steigender Thermalwassertemperatur nimmt der Anteil des Eigenbedarfs an der Generatorleistung ab, bis er bei der 200 °C Thermalwassertemperatur insgesamt ca. 12 % beträgt. Davon trägt jedes Aggregat den gleichen Teil (4 %) bei. Der Eigenbedarf luftgekühlter ORC-Anlagen liegt in allen Fällen deutlich über dem Eigenbedarf wassergekühlter ORC-Anlagen. Bei einer Thermalwassertemperatur von 200 °C beträgt der Eigenbedarf luftgekühlter ORC-Anlagen immer noch über 40 % der Generatorleistung. Für den Antrieb der Ventilatoren werden 62 – 31 % der Generatorleistung benötigt.

Der Eigenbedarf der Kalina-Anlagen im Punkt der maximalen Leistung liegt deutlich unter dem Eigenbedarf wassergekühlter ORC-Anlagen. Auch die luftgekühlten Kalina-Anlagen abseits des Punktes der maximalen Leistung (Thermalwassertemperatur 175 °C und 200 °C) haben einen geringeren Anteil des Eigenbedarfs als die entsprechenden ORC-Anlagen. Lediglich für die wassergekühlte Kalina-Anlage bei 200 °C Thermalwassertemperatur liegt der Anteil des Eigenbedarfs an der Generatorleistung höher als bei der entsprechenden ORC-Anlage.

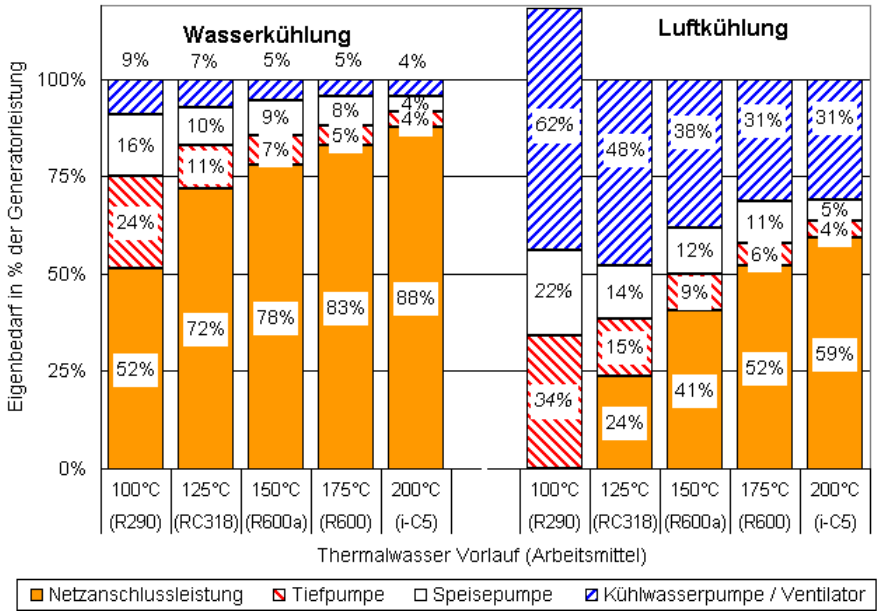


Abbildung V-8: Netzanschlussleistung (orange) und Eigenbedarf geothermisch angetriebener ORC-Anlagen in % der Generatorleistung für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C, Wasserkühlung (links) und Luftkühlung (rechts). Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt.

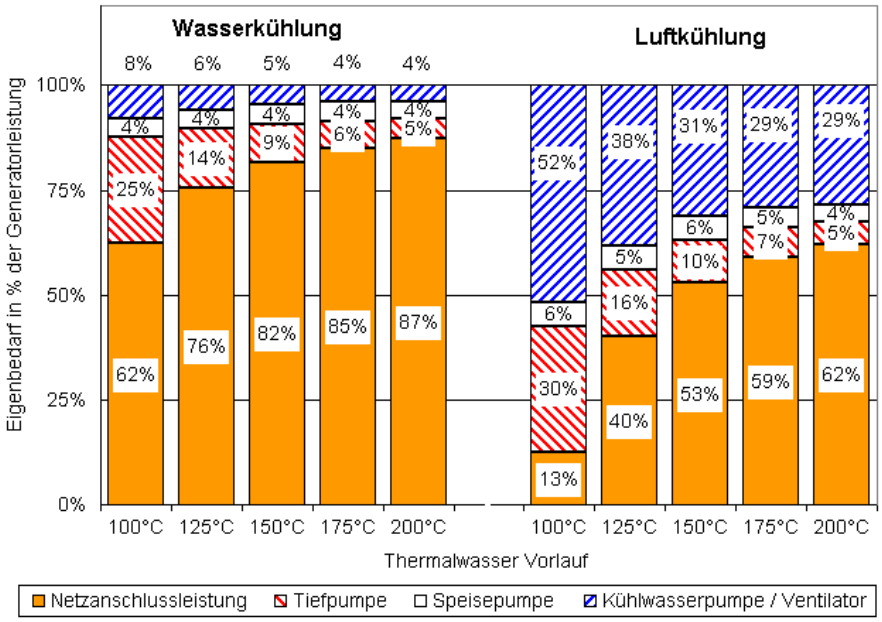


Abbildung V-9: Netzanschlussleistung (orange) und Eigenbedarf geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen, System KCS 34 in % der Generatorleistung für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C, Wasserkühlung (links) und Luftkühlung (rechts). Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Die Ammoniakkonzentration der Grundlösung beträgt in allen Anlagen 83 %.

V.1.4 Systemwirkungsgrad

Der Systemwirkungsgrad beider Systeme steigt mit zunehmender Thermalwassertemperatur linear an.

Wassergekühlte ORC-Anlagen erreichen unter den oben genannten Randbedingungen Systemwirkungsgrade zwischen 1,7 % (Thermalwasser 100 °C) bis 8,8 % (Thermalwasser 200 °C). Luftgekühlte ORC-Anlagen führen bei 100 °C Thermalwassertemperatur und den angenommenen Randbedingungen zu einer negativen Energiebilanz: die Generatorleistung reicht nicht aus, um den Eigenbedarf zu decken. Für Thermalwassertemperaturen zwischen 125°C bis 200°C erreichen sie Systemwirkungsgrade zwischen 1 % bis gut 5 %. Im gesamten Bereich liegt der Systemwirkungsgrad wassergekühlter ORC-Anlagen um 2,1 bis 3,6 Prozentpunkte über dem Systemwirkungsgrad luftgekühlter ORC-Anlagen. Der Abstand nimmt mit steigender Thermalwassertemperatur zu.

Der Systemwirkungsgrad wassergekühlter Kalina-Anlagen liegt mit 1,9 % bis 6,9 % um 1,6 bis 2,1 Prozentpunkte über dem Systemwirkungsgrad luftgekühlter Kalina Anlagen (0,3 % bis 4,8 %). Der Abstand nimmt mit steigender Thermalwassertemperatur geringfügig zu.

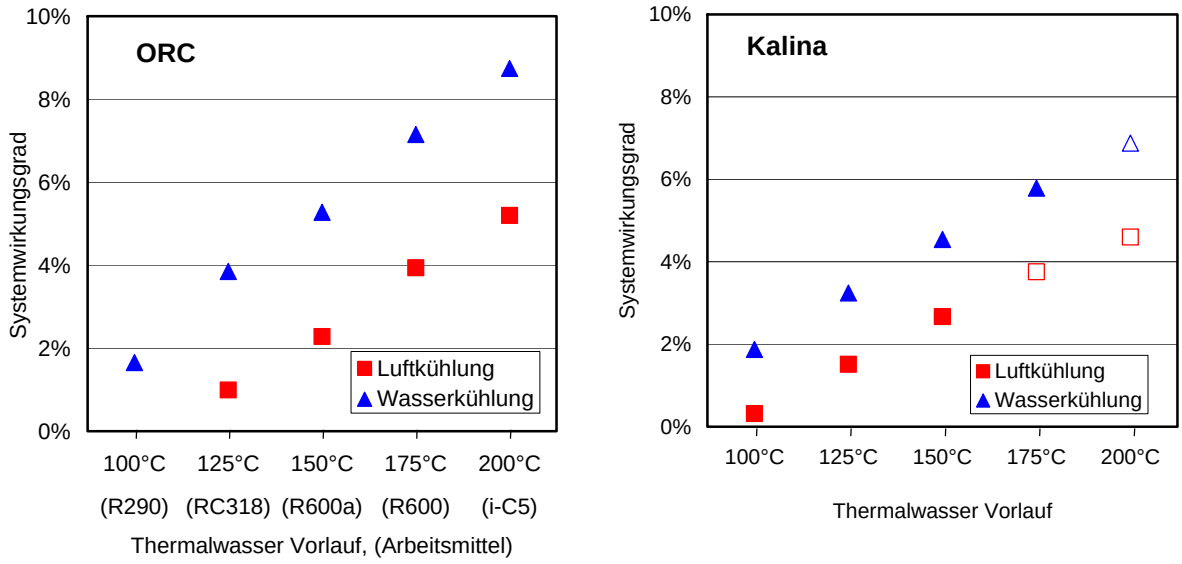


Abbildung V-10: Systemwirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

Luftgekühlt erreichen die Kalina Anlagen bis 150 °C Thermalwassertemperatur höhere Systemwirkungsgrade als die ORC Prozesse, wassergekühlt sind sie den ORC-Anlagen lediglich für 100 °C Thermalwassertemperatur überlegen. Für höhere Thermalwassertemperaturen und bei Wasserkühlung erzielen die ORC-Anlagen trotz des geringeren thermischen Wirkungsgrades - und dem damit verbundenen höheren Eigenbedarf - einen

besseren Systemwirkungsgrad als die Kalina-Anlagen. Der geringe Auskühlungswirkungsgrad der Kalina-Anlagen wird im Bereich über 125 °C auch durch den geringeren Eigenbedarf und den höheren thermischen Wirkungsgrad nicht kompensiert.

Damit sind die Kalina-Anlagen den ORC-Anlagen im niedrigen Temperaturbereich, und zwar insbesondere bei Luftkühlung, überlegen. Im oberen Temperaturbereich dagegen erscheinen die ORC-Anlagen vielversprechender.

An dieser Stelle muss nochmals auf die zu Beginn des Abschnitts (Seite 106) erwähnte Vereinfachung hingewiesen werden. In allen Kalina-Anlagen wird die gleiche Ammoniakkonzentration der Grundlösung, also das gleiche Arbeitsmittel, eingesetzt. In den ORC-Anlagen dagegen wurde das Arbeitsmittel individuell für jede Thermalwassertemperatur ausgewählt. Es wird erwartet, dass die Kalina-Anlagen bei einer Variation der Ammoniakkonzentration der Grundlösung höhere Generatorleistungen erzielen (s. auch Abschnitt IV.2.4.6).

Abbildung V-11 und Abbildung V-12 geben eine Übersicht der auftretenden Verluste, bezogen auf die insgesamt mit dem Thermalwasser am Bohrungskopf zur Verfügung stehenden Wärmeleistung. In den ORC-Anlagen treten die größten Verluste innerhalb des Prozesses auf, bei den Kalina-Anlagen dagegen bei der unzureichenden Auskühlung des Thermalwassers. Eine Verbesserung der ORC-Anlagen wird also in erster Linie auf eine Anhebung des thermischen Wirkungsgrades zielen. Denkbar wäre zum Beispiel die Verwendung eines zeotropen Arbeitsmittels. Die hohen Rücklauftemperaturen des Thermalwassers des Kalina-Prozesses KCS 34 sind ein Ergebnis der internen Wärmerückgewinnung. Sie sind von Vorteil, wenn die gleichzeitige Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme bzw. Kälte angestrebt wird. Für reine Kraftwerke dagegen sollten für Thermalwassertemperaturen über 125 °C modifizierte Anlagenkonzepte verwendet werden. Entsprechende Konzepte stellte z.B. *Mlcak (2002)* vor.

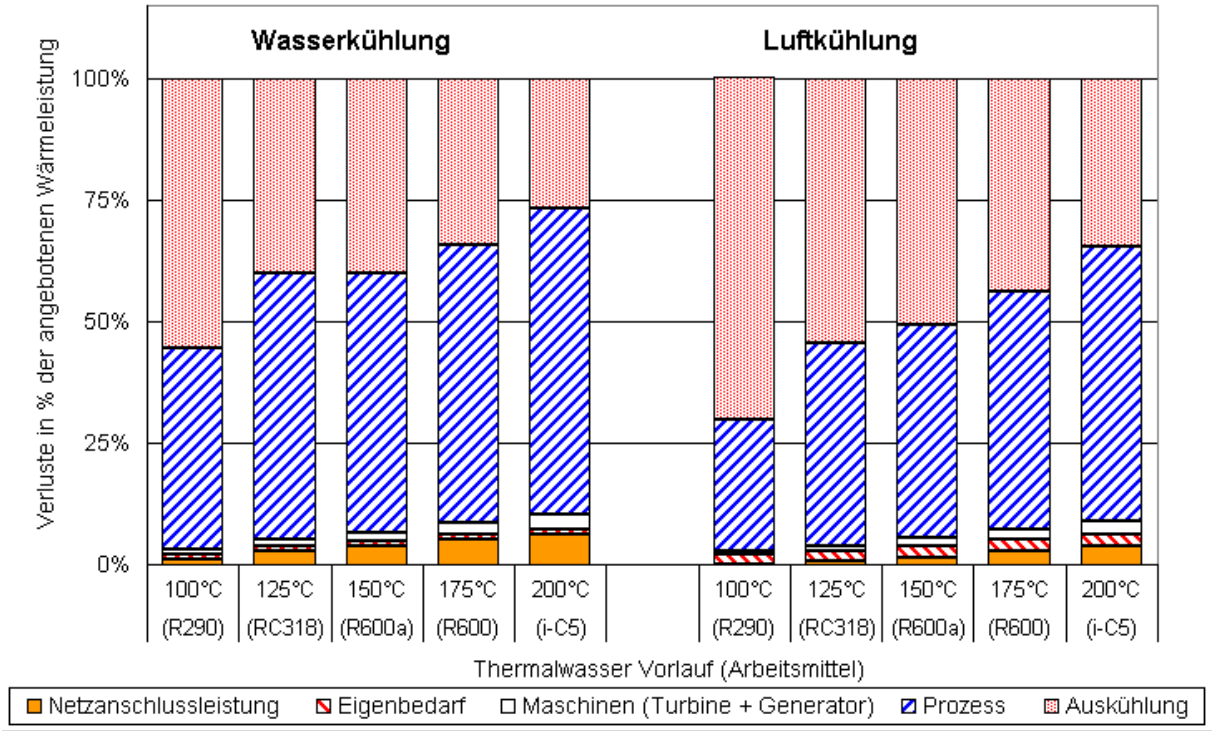


Abbildung V-11: Netzanschlussleistung (orange) und Verluste geothermisch angetriebener ORC-Anlagen, bezogen auf die am Bohrungskopf zur Verfügung stehende Wärmeleistung.

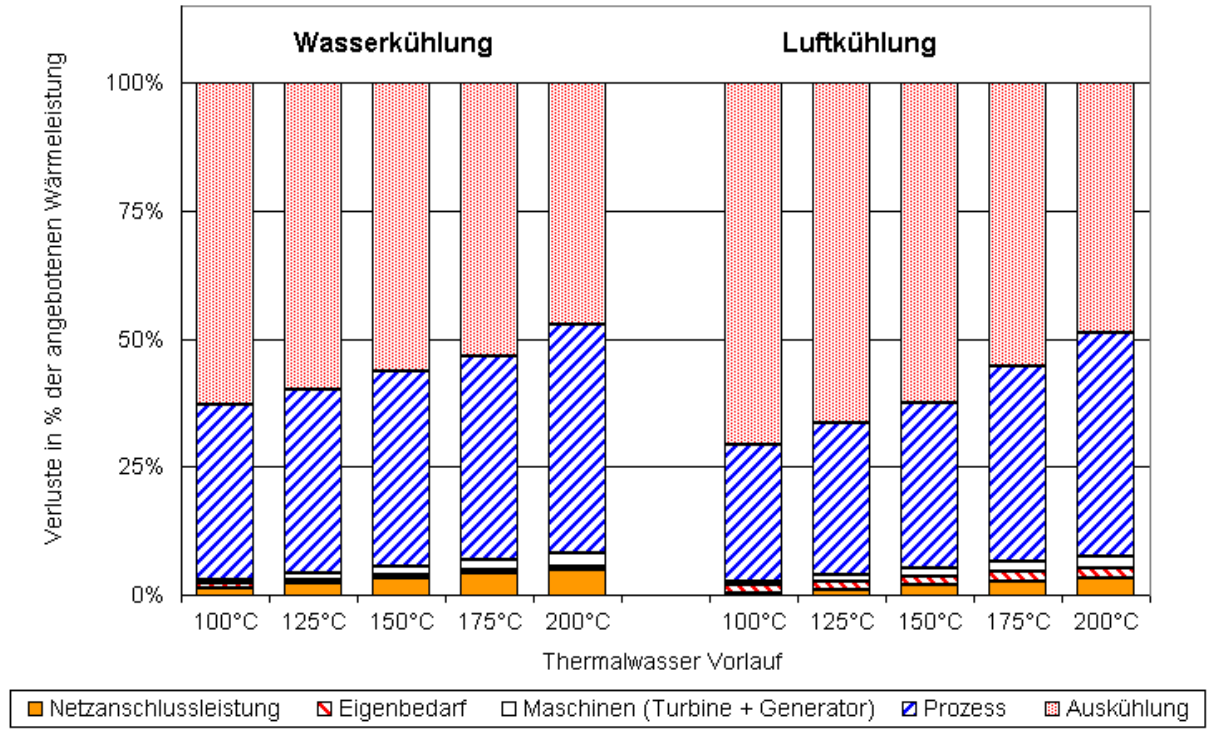


Abbildung V-12: Netzanschlussleistung (orange) und Verluste geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen, bezogen auf die am Bohrungskopf zur Verfügung stehende Wärmeleistung.

V.2 Wirtschaftliche Betrachtungen

In den vorangegangenen Betrachtungen wurden Kosten lediglich in Hinsicht einer möglichen Kostenänderung bei Variation eines Entwurfsparameters diskutiert. Als Vergleichsmaßstab diente das Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient. Zahlenwerte für die erforderliche Anfangsinvestition wurden nicht genannt. Im Folgenden sollen die Investitionskosten geothermisch angetriebener, binärer Kraftwerke aus den physikalischen Kennwerte der Systemkomponenten abgeleitet werden.

Eine belastbare Angabe von Kosten für ein Projekt kann nur unter Berücksichtigung der an dem jeweiligen Standort vorliegenden Randbedingungen erfolgen. Im Idealfall liegen Angebote von Firmen oder bekannte Kosten bereits realisierter Projekte in vergleichbarer Umgebung vor. Die Datendichte zu Kosten geothermisch angetriebener Kraftwerke ist allerdings bisher so gering, dass diese Methode zur Zeit nicht angewendet werden kann (s.u.).

Daher wird auf das im Folgenden dargestellte Kostenmodell zurückgegriffen. Die Vorgehensweise orientiert sich an dem Vorgehen wie es z.B. für Kostenabschätzungen in der Kraftwerkstechnik angewendet wird (s. *Bejan et al., 1996)*. Die folgenden Kostenangaben sollen als Anhaltswerte dienen, sie ersetzten in einem konkreten Planungsfall nicht das Einholen von Angeboten.

V.2.1 Verfügbare Kostendaten

Entingh et al. (1994) stellten die in Abbildung V-13 gezeigten spezifischen Investitionskosten für kleine ORC-Anlagen zusammen. Die Kostenangaben berücksichtigen nur das Kraftwerksmodul mit Wärmeübertragern, Kreislaufpumpe, Turbosatz und luftgekühltem Kondensator mit Ventilatoren. Kosten für die Bohrungen, Tauchpumpe und Injektionspumpe sind nicht enthalten.

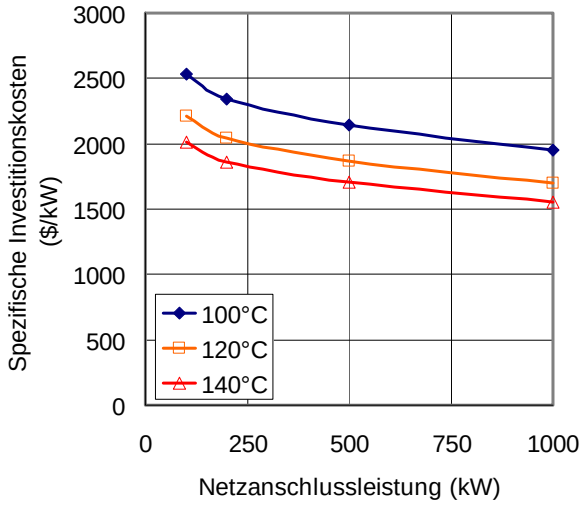


Abbildung V-13: Spezifische Investitionskosten (bezogen auf Netzanschlussleistung) kleiner, luftgekühlter ORC-Anlagen in Abhängigkeit von der Netzanschlussleistung für Thermalwassertemperaturen von 100 °C, 120 °C und 140 °C (Eintrittstemperatur in das Kraftwerk), nach Entingh et al., (1994). *Preisstand 1994.*

Die Daten in Abbildung V-13 beruhen auf Berechnungen und Abschätzungen. Die spezifischen Investitionskosten zeigen eine hohe Empfindlichkeit gegenüber der Thermalwassertemperatur. Für Anlagen mit weniger als 200 kW Netzanschlussleistung steigen die spezifischen Investitionskosten stark an.

Kosten für realisierte Anlagen sind bisher kaum verfügbar. *Maack und Valdimarsson (2002)* veröffentlichten die Preise der in Husavik, Island angebotenen Anlagen. Im Rahmen des Bieterverfahrens gingen dort drei Angebote (zwei ORC Anlagen und eine Kalina Anlage) ein (s. auch Tabelle V-5). Die Angebote beziehen sich auf die Lieferung der Maschine frei Baustelle inklusive Montage und Inbetriebnahme. Kosten für Netzanbindung, Kühleinrichtungen, Gebäude oder ähnliches sind nicht enthalten.

Das Kraftwerk in Husavik wurde vergleichsweise einheitlich mit Schwankungen von 10 % um den Mittelwert angeboten. Mit ca. 120 °C Thermalwassertemperatur und deutlich über 1 MW_{el} Generatorleistung liegt dieses Kraftwerk innerhalb des Bereiches, für den eine Reihe von Anlagen und Anlagenkomponenten am Markt verfügbar sind.

Dem GeoForschungsZentrum Potsdam liegen weiterhin Angebote für ein kleines Kraftwerk im Norddeutschen Becken für 98 °C Thermalwassertemperatur mit ca. 1/10 der Generatorleistung des Kraftwerkes in Husavik (ca. 0,2 MW_{el}) vor. Hier wurden ebenfalls zwei ORC-Anlagen von verschiedenen Herstellern sowie zwei Kalina Anlagen unterschiedlicher Leistung angeboten.

Die in der Ausschreibung dieses Kraftwerkes vorgegebenen Eckwerte liegen hinsichtlich der Thermalwassertemperatur und der Generatorleistung an der unteren Grenze der kommerziell verfügbaren Anlagen bzw. Anlagenkomponenten. Als Resultat wurden zum einen recht unterschiedliche Maschinen bezüglich der Generatorleistung (0,1 – 0,3 MW_{el}) und der Auskühlung des Thermalwassers (Rücklauftemperatur 70 – 80 °C) angeboten. Zum anderen variieren die Preise über einen weiten Bereich. Die auf die Generatorleistung bezogenen spezifischen Kosten des höchsten Angebotes liegen fast 70 % über dem Mittelwert. Der günstigste Bieter bietet spezifische Investitionskosten, die nur zwei Drittel des Mittelwertes betragen.

V.2.2 Kostengrenzen

In den folgenden Betrachtungen wird das Kraftwerk mit allen Wärmeübertragern, Kreislaufpumpe und Kühlwasserpumpe bzw. Ventilator berücksichtigt. Da der dynamische Wasserspiegel stark vom Standort abhängt, werden keine Kosten für die Tiefpumpe angegeben. Die Varianten mit Luftkühlung enthalten Kosten für luftgekühlte, direkt vom Arbeitsmedium durchströmte Kondensatoren. Die Varianten mit Wasserkühlung berücksichtigen lediglich die Kühlwasserpumpe, Kosten für die Bereitstellung des Kühlwassers werden nicht berücksichtigt. Die Bohrungen sowie Kosten für ein Grundstück oder Gebäude sind in der Kostenbetrachtung nicht enthalten.

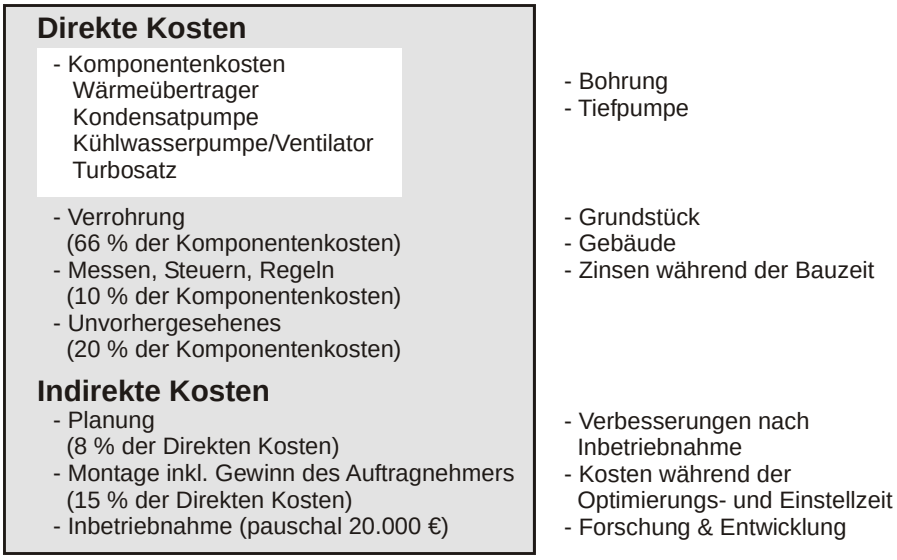


Abbildung V-14: Kostenabschätzungen und Kostengrenzen der wirtschaftlichen Betrachtung. Die weiß unterlegten Positionen (Komponentenkosten) werden individuell berücksichtigt, die anderen Kosten anhand prozentualer Zuschläge bzw. pauschal. Die außerhalb des Kastens stehenden Kosten werden nicht berücksichtigt.

Die Berechnung der Anfangsinvestition basiert auf einer Abschätzung der Anschaffungskosten der Einzelkomponenten. Weitere anfallende Kosten, z.B. für die Installation der Anlagenkomponenten, Rohrleitungen, Mess- und Regelungstechnik werden gemäß den Angaben von *Bejan et al. (1996)* in Form von prozentualen Zuschlägen bzw. pauschal berücksichtigt.

Alle Kostenangaben beziehen sich auf eine Preisbasis von Mitte 2003. Falls erforderlich, erfolgt die Diskontierung der abgeschätzten Kostendaten auf diese Preisbasis mit Hilfe des Kostenindex der Zeitschrift Chemical Engineering *(CE, 2003)*. Die Kostenangaben enthalten keine Umsatzsteuer.

V.2.3 Komponentenkosten

Die Summe der Kosten für die Wärmeübertrager, den Turbosatz und die Pumpen und Ventilatoren werden als Komponentenkosten bezeichnet. Die Abschätzung der Anschaffungskosten der einzelnen Anlagenkomponenten erfolgt mit Hilfe von Herstellerangaben zu einzelnen Kostenpunkten und daraus entwickelten Preisfunktionen. Für die Preisfunktion wird angenommen, dass die spezifischen Kosten C_y einer Komponente anhand einer Exponentialfunktion, in welcher die Größe der Komponente X_y die Basis ist, dargestellt werden können (s. Gleichung (V-1)). Ein aus der Literatur oder Angeboten bekannter Bezugspunkt mit der Komponentengröße X_W und den zugehörigen spezifischen Kosten C_W dient als Ausgangspunkt für die Berechnung dieser spezifischen Kosten. Die Exponent α wird ebenfalls aus bekannten Kostendaten ermittelt oder der Literatur entnommen.

$$C_Y = C_W \left(\frac{X_Y}{X_W} \right)^{\alpha} \qquad \text{(V-1)}$$

Tabelle V-4 enthält die für die verschiedenen Maschinen und Apparate verwendeten Bezugspunkte und Exponenten α sowie Angaben zu den jeweiligen Quellen.

Bauteil	Exponent α	Bezugspunkt X_W	Kosten am Bezugspunkt C_W	Quelle
Pumpen	0,37	10 kW	4.500 €	*Bejan et al. (1996), Kranz, (2003)*
Wärmeübertrager, Edelstahl	0,59	93 m³	21.617 €	*Grauman und Willey (1998)*
Wärmeübertrager, Titan	0,59	93 m³	3.0787 €	*Grauman und Willey (1998)*
Turbosatz	0,6	1 MW_{el}	340.000 €	*Kühnle (2003)*
Luftgekühlte Kondensatoren	0,89	957 kW_{th}	38.530 €*)	*Güntner (2004)*
Nasskühlturm	0,8	500 kW_{th}	15.000 €	*UMSICHT (2003)*

**) enthält 30% Zuschlag für Zubehör*

Tabelle V-4: Im Kostenmodell verwendete Kostenkurven der Komponenten

Die Kosten der Wärmeübertrager werden anhand der berechneten Flächen ermittelt. Kostenfaktoren für Titan- und Edelstahlwärmeübertrager sind aus den Angaben von *Grauman und Willey (1998)* abgeleitet. Für die Kostenberechnung wird angenommen, dass die Vorwärmer und Verdampfer bzw. Desorber in Titan, alle anderen Wärmeübertrager in Edelstahl ausgeführt sind. Kühlturme sind im Kostenumfang nicht enthalten, die Kostenfunktion für Nasskühlturme ist hier lediglich der Vollständigkeit halber aufgeführt. Sie basiert auf Herstellerangaben *(UMSICHT, 2003)*. Die Kostenangaben der luftgekühlten Kondensatoren (einschließlich Ventilator) beruhen auf Daten eines Herstellers *(Güntner, 2004)*. Die Firma Kühnle, Kopp & Kausch stellte die Kostenkurve für eine überschlägige Kostenschätzung kleiner Wasserdampfturbinen (Leistungsbereich 0,5 bis 7 MW_{el}) zur Verfügung *(Kühnle, 2003)*. Der für die Abschätzung der Pumpenkosten verwendete Datenpunkt stammt von *Kranz (2003)*, der Exponent α wurde *Bejan et al. (1996)* entnommen.

V.2.4 Sonstige direkte Kosten und indirekte Kosten

Die Kosten für die Verrohrung werden mit 66 % der Komponentenkosten abgeschätzt, die Aufwendungen für die Einrichtungen zum Messen, Steuern und Regeln der Anlage betragen 10 % der Komponentenkosten. Die Kosten für Separator, Mischer und Druckminderer in den Kalina-Anlagen werden nicht als Einzelposition berücksichtigt.

.Für Unvorhergesehenes werden zusätzlich 20 % der Komponentenkosten für Apparate

und Maschinen veranschlagt. Alle Abschätzungen beruhen auf den Angaben von *Bejan et al. (1996)*. Planung und Montage werden mit 8 % bzw. 15 % der direkten Kosten angesetzt. Die Inbetriebnahme wird pauschal mit 20.000 € kalkuliert.

V.2.5 Vergleich der berechneten Kosten mit publizierten Kosten

Für einen Vergleich der berechneten Kosten mit realen Angeboten stehen die von *Maack und Valdimarsson (2002)* publizierten Angebote zum Kraftwerk in Husavik zur Verfügung. Anhand der Vorgaben aus Ausschreibung und Angeboten werden passende Systeme entworfen und die Investitionskosten mit Hilfe des Kostenmodells abgeschätzt. Die Werte für das Thermalwasser (Temperatur Vor- und Rücklauf, Massenstrom), das Kühlwasser (Temperatur Vor- und Rücklauf) und die Generatorleistung entsprechen den ausgeschriebenen bzw. angebotenen Werten. Lediglich bei einer ORC-Anlage muss die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr auf 1 K gesetzt werden, damit die angebotene Generatorleistung erreicht wird. Im Übrigen ist es für die Anpassung der ORC-Anlagen ausreichend, den Verdampfungsdruck einzustellen, um die angegebene Rücklauftemperatur des Thermalwassers bei der angebotenen Generatorleistung zu erreichen. Alle anderen Randbedingungen und Annahmen entsprechen denen der vorhergehenden Abschnitte.

Tabelle V-5 enthält die veröffentlichten Angebote und die mit dem Kostenmodell berechneten Gesamtkosten frei Baustelle (inklusive Inbetriebnahme und Montage). Die berechneten Kosten der beiden ORC Systeme zeigen eine gute Übereinstimmung mit den angebotenen Preisen. Die berechneten Kosten der Kalina Anlage liegen 25 % über dem angebotenen Preis.

Husavik	System	Generator-leistung	Angebotener Preis (*Maack und Valdimarsson, 2002*, Stand 1998)	Berechnete Gesamtkosten (Stand 2003)
Angebot 1	ORC	1,8 MW	2,03 Mio €	2,04 Mio €
Angebot 2	ORC	1,6 MW	1,65 Mio €	1,80 Mio €
Angebot 3	Kalina	2 MW	1,84 Mio €	2,37 Mio €

Tabelle V-5: Angebote und Nachrechnung der Angebote für das Kraftwerk in Husavik, Island, 1998. Thermalwassertemperatur 124°C, Rücklauftemperatur Thermalwasser in der Ausschreibung mit 80 °C vorgegeben, Massenstrom Thermalwasser 90 kg/s,. Kühlwassertemperatur 5 °C.

V.2.6 Investitionskosten binärer geothermischer Kraftwerke in Abhängigkeit von Förderrate und Thermalwassertemperatur

Für die Anlagenkonfigurationen des vorhergehenden Abschnitts (V.1) werden die Investitionskosten für Thermalwassertemperaturen von 100 °C, 150 °C und 200 °C und zwei verschiedene Kühlsysteme (Frischwasserkühlung und Luftkühlung) bestimmt. Der Thermalwasserstrom variiert von 5 kg/s bis 300 kg/s.

Abbildung V-15 zeigt die auf die Generatorleistung bezogenen spezifischen Investitionskosten geothermisch angetriebener ORC-Anlagen und Kalina-Anlagen in Abhängigkeit von der Thermalwassertemperatur und der Art der Kühlung. Die Diagramme enthalten ergänzend zu den berechneten Werten die für das Kraftwerk in Husavik eingegangenen Angebote (grüne Symbole). Anhang G.3 enthält die den Diagrammen zugrunde liegenden Zahlenwerte.

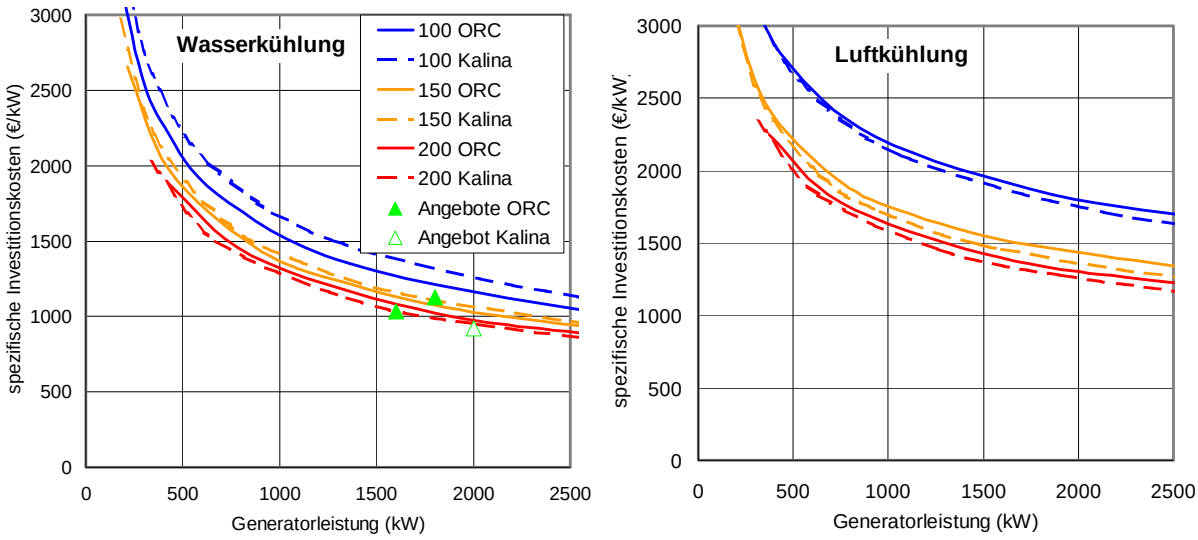


Abbildung V-15: Auf die Generatorleistung bezogene spezifische Investitionskosten geothermisch angetriebener Kraftwerke mit Sekundärkreislauf (ORC-Anlagen und Kalina-Anlagen) in Abhängigkeit von der Thermalwassertemperatur und der Art der Kühlung. Links Wasserkühlung, rechts Luftkühlung. Grüne Symbole: Angebote zum Kraftwerk in Husavik.

Die Kostenkurven in Abbildung V-15 zeigen wie erwartet eine Kostendegression mit zunehmender Thermalwassertemperatur und zunehmender Generatorleistung. Damit führt eine Erhöhung der Förderrate durch Stimulation des Untergrundes nicht nur zur Erhöhung der elektrischen Leistung eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes, sondern gleichzeitig zur Verringerung seiner spezifischen Investitionskosten.

Die Kostendegression mit der Thermalwassertemperatur resultiert aus dem thermischen Wirkungsgrad: Bei höherer Thermalwassertemperatur wird weniger Wärme umgesetzt, um die gleiche Generatorleistung zu erzielen. Daher sind die Wärmeübertrager kleiner und damit kostengünstiger. Die Thermalwassertemperatur hat bei den wassergekühlten Anlagen geringeren Einfluss auf die spezifischen Investitionskosten, weil die Wärmeübertrager zu einem kleineren Teil zu den direkten Kosten beitragen (wassergekühlte Anlagen ca. 40 %, luftgekühlte Anlagen ca. 60 %). Diese Differenz resultiert aus den wesentlich teureren Kondensatoren bzw. Absorbern. Die Kondensatoren und Absorber sind aufgrund der Bauart teurer, nicht aufgrund höherer Leistung (der thermische Wirkungsgrad wassergekühlter und luftgekühlter Anlagen unterscheidet sich nur wenig, s. Abschnitt V.1.2). Daher liegen die spezifischen Investitionskosten auch generell bei den luftgekühlten Anlagen höher als bei den wassergekühlten Anlagen.

Die Kalina-Anlagen führen aufgrund des besseren thermischen Wirkungsgrades weniger Wärmeleistung ab. Bei Wasserkühlung liegt aber die mittlere Temperaturdifferenz der Wärmeabfuhr bei den Kalina-Anlagen deutlich unter der bei den ORC-Anlagen auftretenden mittleren Temperaturdifferenz. Infolgedessen wird bei beiden Systemen das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche der Wärmeabfuhr ungefähr gleich groß. Da der Wärmedurchgangskoeffizient bei der Absorption geringer ist als bei der Kondensation, wird schließlich in den Kalina-Anlagen für die Wärmeabfuhr eine größere Fläche als bei den ORC-Anlagen benötigt. Mit steigender Thermalwassertemperatur nimmt der Anteil der Wärmeübertrager an den Gesamtkosten aufgrund des steigenden thermischen Wirkungsgrades ab. So sind schließlich bei Wasserkühlung für 100 °C und 150 °C Thermalwassertemperatur die ORC-Anlagen günstiger, bei 200 °C erreichen die Kalina-Anlagen geringere spezifische Investitionskosten. Die Kosten der luftgekühlten Kondensatoren bzw. Absorber werden nicht anhand der Fläche, sondern anhand der abgeführten Wärmeleistung berechnet (s. Tabelle V-4). Da in den Kalina-Anlagen weniger Wärme umgesetzt wird, sind bei Luftkühlung aufgrund der geringeren Investitionskosten für die Wärmeübertrager auch die spezifischen Investitionskosten geringer als bei den ORC-Anlagen.

Bei weniger als 0,5 MW_{el} Generatorleistung steigen die spezifischen Investitionskosten für beide Systeme stark an. In Abbildung V-5 und Abbildung V-6 können die Förderraten, die zur Erzeugung von 0,5 MW_{el} Generatorleistung erforderlich sind, direkt abgelesen werden. Eine ORC-Anlage benötigt Förderraten von ca. 7 l/s (Thermalwassertemperatur 200 °C, Wasserkühlung) bis ca. 60 l/s (Thermalwasser 100 °C, Luftkühlung), um 0,5 MW_{el} zu erzeugen. Für ein Kalina Kreislauf sind ebenfalls ca. 7 l/s (Thermalwassertemperatur 200 °C, Wasserkühlung) bis knapp 42 l/s (Thermalwasser 100 °C, Luftkühlung) erforderlich.

VI Zusammenfassung und Ausblick

VI.1 Zusammenfassung

Die tiefe Geothermie in Deutschland erschließt Reservoirs in 3 bis 5 km Tiefe mit Temperaturen von 100 °C bis 200 °C. Kraftwerke zur Wandlung dieser Niedertemperaturwärme in elektrische Energie erreichen aufgrund des geringen Temperaturniveaus nur vergleichsweise geringe thermische Wirkungsgrade. Die physikalische Obergrenze des thermischen Wirkungsgrades für ein mit Thermalwasser zwischen 100 °C und 200 °C angetriebenes Kraftwerk liegt bei 12 % bis 22 %.

In dem vorliegenden Temperaturbereich kommen voraussichtlich nur Kraftwerke mit Sekundärkreislauf in Frage. Die verfügbare elektrische Leistung eines geothermischen Kraftwerkes mit Sekundärkreislauf resultiert aus der Verbindung der Fähigkeit des Kraftwerkskreislaufs, das Thermalwasser abzukühlen - dem Auskühlungswirkungsgrad - mit dem thermischen Wirkungsgrad des Prozesses. Die Rücklauftemperatur des Thermalwassers sinkt mit zunehmender Auskühlung des Thermalwassers. Dadurch sinkt die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr, was letztlich zu einer Verminderung des thermischen Wirkungsgrades führt. Damit existiert für geothermische Kraftwerke mit Sekundärkreislauf eine Rücklauftemperatur des Thermalwassers, bei der die Leistung des Kraftwerkes ein Maximum erreicht.

Die zwei verfügbaren Systeme, der Organic Rankine Cycle (ORC) und der Kalina-Prozess wurden analysiert und bewertet. In den ORC-Prozessen werden organische Arbeitsmittel eingesetzt, die Kalina-Prozesse verwenden mit der Ammoniak-Wasser Mischung ein zeotropes Arbeitsmittel. Es wurde lediglich ein Kalina Prozess, der sog. KCS 34, betrachtet. Die aus den Wasserdampfprozessen bekannten Methoden zur Verbesserung des Wirkungsgrades wurden hinsichtlich ihrer Übertragbarkeit geprüft, alternative Möglichkeiten der Verbesserung untersucht und daraus Vorgehensweisen beim Entwurf der Prozesse entwickelt.

Der Wirkungsgrad von Wasserdampfprozessen kann durch Absenken des unteren

Prozessdrucks, Anheben des oberen Prozessdrucks, regenerative Vorwärmung des Speisewassers und Überhitzung des Frischdampfes erhöht werden. Bei den betrachteten Prozessen erhöht ein Absenken des unteren Prozessdrucks ebenfalls die Netzanschlussleistung und damit den Systemwirkungsgrad des Kraftwerkes, erfordert aber auch eine höhere Anfangsinvestition. Das Anheben des oberen Prozessdrucks ist dagegen nicht zielführend: Für beide Prozesse existiert ein Punkt der maximalen Leistung, der mit einem bestimmten oberen Prozessdruck verknüpft werden kann. Die regenerative Vorwärmung des flüssigen Arbeitsmittels bewirkt keine Erhöhung der Generatorleistung. Sie bewirkt lediglich, dass die auftretenden Verluste vom Wandlungsprozess (thermischer Wirkungsgrad) auf eine geringere Auskühlung des Thermalwassers (Auskühlungswirkungsgrad) verschoben werden. Sie ist für ORC-Prozesse nur dann sinnvoll, wenn Auflagen hinsichtlich einer maximalen Kühlleistung bestehen oder das Thermalwasser zur kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme genutzt werden soll. Im Kalina-Prozess steht dagegen ein Wärmestrom mit hoher Temperatur (ammoniakarme Lösung) zur Verfügung, dessen Abkühlung für die Prozessführung notwendig ist. Der Einsatz von Rekuperatoren führt hier, neben den thermodynamischen Vorteilen, zu einer Verringerung der Wärmeübertragerfläche. In den ORC-Prozessen werden meist retrograde Arbeitsmittel eingesetzt, so dass die Überhitzung des Frischdampfes statt einer Verbesserung des Wirkungsgrades lediglich eine noch höhere Überhitzung des Abdampfes bewirkt. Die bei der Überhitzung des Frischdampfes zugeführte Wärme muss letztendlich direkt im Kondensator abgeführt und an die Umgebung abgegeben werden. Bei dem betrachteten Kalina-Prozess handelt es sich um einen Sattdampfprozess, in dem keine Überhitzung vorgesehen ist. Überkritische Prozesse wurden nicht berücksichtigt.

Zum Entwurfszeitpunkt eines geothermisch angetriebenen Kraftwerkes mit Sekundärkreislauf liegen im Normalfall die Temperatur und der Massenstrom des Thermalwassers sowie Temperatur und Art des Kühlmediums fest. Unter diesen Voraussetzungen existieren für den ORC-Prozess vier freie Parameter, für den Kalina-Prozess sieben freie Parameter. Für den ORC-Prozesse sind der Massenstrom des Arbeitsmittels, die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr, die minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmeabfuhr und die Wahl des Arbeitsmittels zielführende Entwurfsparameter. Für den Kalina-Prozess haben sich der Massenstrom der Grundlösung, der obere Prozessdruck, der untere Prozessdruck, die Zusammensetzung der Grundlösung, die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmittel und Thermalwasser am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber sowie die Leistung der beiden internen Wärmeübertrager als sinnvolle Entwurfsparameter herausgestellt. Von diesen Parametern ist jeweils einer nicht mehr frei, wenn die Anlage im Punkt der maximalen Leistung liegen soll. Dies ist bei den ORC-Prozessen der Massenstrom des Arbeitsmittels und bei den Kalina-Prozessen der obere Prozessdruck. In den ORC-Prozessen erfolgt die Festlegung der minimalen Temperaturdifferenzen bei Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr unter Berücksichtigung ökonomischer Kriterien, da bei ihnen jeweils Mehrleistung mit größerer Wärmeübertragerfläche verbunden ist. Die Auswahl des Arbeitsmittels richtet sich nach der Temperatur des Thermalwassers. Der kritische Punkt des Arbeitsmittels sollte bei ca. 0,9 der Thermalwassertemperatur liegen. Für die Kalina-Prozesse

findet sich ein Massenstrom der Grundlösung, bei dem die insgesamt erforderlich Wärmeübertragerfläche ein Minimum erreicht. Die Auslegung der internen Wärmeübertrager erfolgt ebenfalls anhand der Minimierung der insgesamt erforderlichen Wärmeübertragerfläche. Die drei übrigen Entwurfsparameter des Kalina-Prozesses können ebenfalls nur unter Berücksichtigung ökonomischer Kriterien festgelegt werden, da auch hier eine größere Generatorleistung jeweils mit höheren Anfangsinvestitionen verbunden ist.

Im Vergleich der beiden Prozesse für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C bei Berücksichtigung von Luftkühlung und Frischwasserkühlung zeigen sich die Kalina-Anlagen im unteren Temperaturbereich, und zwar insbesondere bei Luftkühlung überlegen, während mit den ORC-Anlagen im oberen Temperaturbereich höhere Netzanschlussleistungen erzielt werden. Die Kalina-Anlagen entziehen dem Thermalwasser weniger Wärme als die ORC-Anlagen, wandeln diese Wärme aber mit einem höheren Wirkungsgrad in elektrische Energie. Im Gegensatz zu den ORC-Anlagen verschiebt sich bei den Kalina-Anlagen der Punkt der maximalen Leistung mit zunehmender Temperatur der Wärmequelle hin zu höheren Rücklauftemperaturen des Thermalwassers. Der Auskühlungswirkungsgrad der Kalina-Anlagen liegt daher ab Thermalwassertemperaturen von 150 °C deutlich unter dem Auskühlungswirkungsgrad der ORC-Anlagen. Abhilfe könnte durch eine Modifikation der Prozessführung geschaffen werden. Die ORC-Anlagen dagegen leiden unter dem niedrigeren thermischen Wirkungsgrad, der ihnen insbesondere bei Luftkühlung hohen Eigenbedarf einbringt. In der betrachteten Systemkonfiguration kommt so bei 100 °C Thermalwassertemperatur und einem dynamischen Wasserspiegel bei 200 m unter Geländeoberkante ausschließlich eine Kalina Anlage in Frage, wenn Wasserkühlung nicht möglich ist und auf Luftkühlung zurückgegriffen werden muss.

Die wirtschaftlichen Betrachtungen geben Hinweise zu den erwartenden Investitionskosten sowie zu den aus wirtschaftlicher Sicht erforderliche Mindesttemperaturen und Mindestförderraten des Thermalwassers. Die spezifischen Investitionskosten für ein geothermisches Kraftwerk werden stärker von der Thermalwassertemperatur und der Art der Kühlung als von der Wahl des Systems (ORC- oder Kalina-Anlage) beeinflusst. In den Kalina-Anlagen wird zwar aufgrund des höheren thermischen Wirkungsgrades weniger Wärmeleistung umgesetzt, durch die kleineren Temperaturdifferenzen und die geringeren Wärmedurchgangskoeffizienten bei Desorption und Absorption kann aber die dafür benötigte Wärmeübertragerfläche größer werden als bei den ORC-Anlagen. Letztendlich scheint es möglich, beide Systeme so zu dimensionieren, dass bei gegebener Eintrittstemperatur des Thermalwassers und gegebener Art der Kühlung identische spezifische Investitionskosten erreicht werden können. In dem Fall muss dann aber unterschiedliche Generatorleistung in Kauf genommen werden.

VI.2 Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschränkt sich auf die Analyse der Systeme im Auslegungspunkt, Betrachtungen des Teillastverhaltens und des dynamischen Verhaltens wurden nicht durchgeführt. Geothermisch angetriebene Kraftwerke laufen aber, insbesondere bei der kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme, nur die wenigste Zeit im Auslegungspunkt. Modelle für das Teillastverhalten sind daher unerlässlich für eine Voraussage des Ertrages des Gesamtsystems. Weitergehend sollten dynamische Modelle entwickelt werden, die das zeitabhängige Verhalten der Anlagen abbilden. Nur mit solchen dynamischen Modellen können belastbare Regelungsalgorithmen für die Gesamtsysteme entwickelt werden.

Bei der Modellierung zeigten sich Begrenzungen, die aus den verwendeten Stoffmodellen resultieren. So lag der maximale obere Prozessdruck in den Kalina-Anlagen bei 50 bar. Zudem wurde für die Berechnung der Wärmeübertragerfläche in diesen Prozessen ein vereinfachtes Verfahren verwendet: Dem nicht-konstanten Wärmekapazitätsstrom bei Absorption und Desorption wurde durch eine Segmentierung der entsprechenden Wärmeübertrager Rechung getragen. Es ist wünschenswert, dass zukünftige Modellierungen diesen physikalischen Zusammenhang detaillierter abbilden. Bei beiden Prozessen sollte die Berechnung der Wärmeübertragerfläche die Abhängigkeit der Wärmedurchgangs-koeffizienten vom Arbeitsmedium, der Temperatur und der Bauart der Wärmeübertrager berücksichtigten. In den ORC-Anlagen wurden ausschließlich unterkritische Prozesse berücksichtigt. Eine überkritische Prozessführung nähert den ORC-Prozess an die gewünschte Dreiecksform im Temperatur-Entropie-Diagramm an. Der Nutzen überkritischer Prozesse für ORC-Anlagen sollte daher geprüft werden.

Neben diesen Verbesserungen der Modellierung existierender Prozesse bieten sich Modifikationen in der Prozessführung, die eine Änderung der Verschaltung erfordern, an. Das betrachtete Kalina-System KCS 34 zeigt sich für Thermalwassertemperaturen über 125 °C nur bedingt geeignet. Die Untersuchung besser geeigneter Systeme wird dringend empfohlen. In den ORC-Prozessen dagegen blieb die regenerative Vorwärmung des flüssigen Arbeitsmittels unberücksichtigt. Diese Option verspricht Vorteile bei der kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme. Zudem könnte sich für die ORC-Anlagen eine zweistufige Prozessführung als vorteilhaft erweisen.

Gänzlich außer Acht gelassen wurde der Einfluss der kombinierten Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme auf Auslegung und Betrieb der Kraftwerke. Die Temperatur des Thermalwassers ermöglicht außerdem die Bereitstellung von Kälte z.B. mit Hilfe von Absorptionskältemaschinen oder von kombinierten Kraftwerks-Kälteprozessen, die aus dem Kalina-Prozess entwickelt werden. Die Analyse solcher Systeme zur kombinierten Bereitstellung von elektrische Energie, Wärme und Kälte sollte in Angriff genommen werden.

A Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

A	Fläche (m²)
E	Exergie (kJ)
C_y	spezifische Kosten einer Komponente
F	Zahl der Freiheitsgrade
J	hydraulischer Gradient (m/m)
K	Permeabilität (darcy, D, 1D = 9,87 x 10^{-13} m^2)
P	Leistung (kW)
P_{eigen}	Eigenbedarf (kW)
P_{gen}	Generatorleistung (kW)
PI	Produktivitätsindex ($m^3s^{-1}bar^{-1}$)
P_{mech}	mechanische Leistung (kW)
P_{net}	Netzanschlussleistung (kW)
Q	Wärmemenge (kJ)
Q_{ab}	zugeführte Wärmemenge (kJ)
Q_{zu}	zugeführte Wärmemenge (kJ)
S	Entropie (kJ/K)
T	Temperatur (K)
T_0	Umgebungstemperatur (K)
$T_{b,in}$	Vorlauftemperatur des Thermalwassers (K)
$T_{b,out}$	Rücklauftemperatur des Thermalwasser (K)
T_c	Kondensationstemperatur (K)
T_e	Verdampfungstemperatur (K)
T_H	obere Temperatur (K)
$T_{Heiz,rück}$	Rücklauftemperatur Heiznetz (K)
$T_{Heiz,vor}$	Vorlauftemperatur Heiznetz (K)
$T_{HW,in}$	Eintrittstemperatur Thermalwasser in ein Heizwerk (K)
$T_{HW,out}$	Austrittstemperatur Thermalwasser in ein Heizwerk (K)
T_{krit}	kritische Temperatur (K)
T_L	untere Temperatur (K)
T_m	Mischtemperatur (K)
W	Arbeit (kJ)
X_y	Größe einer Komponente

c	spezifische Wärmekapazität (kJ/kg K)
c_b	spezifische Wärmekapazität Thermalwasser (kJ/kg K)
$c_{Heizwasser}$	spezifische Wärmekapazität Heizwasser (kJ/kg K)
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck (kJ/kg K)
c_{plant}	spezifische Wärmekapazität des flüssigen Arbeitsmittels (kJ/kg K)
e	spezifischer Exergiegehalt (kJ/kg)
g	Erdbeschleunigung (m/s²)
h	Enthalpie (kJ/kg)
h_0	Enthalpie des Thermalwassers bei Umgebungsbedingungen (kJ/kg)
$h_{b,in}$	Enthalpie Thermalwasser Vorlauf (kJ/kg)
k	Konstante (160 – 170)
k	Wärmedurchgangskoeffizient (kW/m²K)
k_f	Durchlässigkeitsbeiwert (m/s)
m	Anzahl der Komponenten
p_0	Umgebungsdruck (bar)
p_{krit}	kritischer Druck (bar)
p_o	oberer Prozessdruck (bar)
p_r	Druck im Reservoir im Ruhezustand (MPa)
p_u	unterer Prozessdruck (bar)
p_{wf}	Druck im Reservoir bei Förderung (MPa)
q	Wärmemenge (kJ/kg)
r_{plant}	spezifische Verdampfungsenthalpie Arbeitsmittel (kJ/kg)
s	Entropie (kJ/kg)
w	Arbeit (kJ/kg)
w_{mech}	mechanische Arbeit (kJ/kg)
x	Dampfgehalt (Massenanteil, kg/kg)

$\dot{m}$	Massenstrom (kg/s)
$\dot{m}_b$	Massenstrom Thermalwasser (kg/s)
$\dot{m}_{Heiz}$	Massenstrom Heiznetz (kg/s)
$\dot{m}_{HW}$	Massenstrom des Thermalwassers durch ein Heizwerk (kg/s)
$\dot{m}_{KW}$	Massenstrom des Thermalwassers durch ein Kraftwerk (kg/s)
$\dot{m}_{plant}$	Massenstrom des Arbeitsmittels im Kraftwerk (kg/s)
$\dot{Q}$	Wärmestrom (kJ/s)
$\dot{Q}_b$	Mit dem Thermalwasser angebotene Wärmeleistung (kW)

$\dot{Q}_{Heiz}$	Heizleistung (kW)
$\dot{Q}_{KW}$	Dem Kraftwerk zugeführte Wärmeleistung (kW)
$\dot{Q}_{ab}$	abgeführte Wärmeleistung (kW)
$\dot{Q}_{re}$	rekuperierte Wärmeleistung (kW)
$\dot{Q}_{zu}$	zugeführte Wärmeleistung (kW)
$\dot{S}_{gen}$	erzeugte Entropie (kJ/K s)
$\dot{V}$	Volumenstrom (m^3/s)
$\dot{W}$	mechanische Leistung (kJ/s)

α	Exponent der Kostenfunktion
ε	exergetischer Wirkungsgrad
η	Wirkungsgrad
η_a	Auskühlungswirkungsgrad
η_C	Carnot Wirkungsgrad
η_{th}	thermischer Wirkungsgrad
η_m	mechanischer Wirkungsgrad
η_{gen}	Generatorwirkungsgrad
η_{ei}	Eigenbedarfswirkungsgrad
η	dynamische Viskosität (Pa s)
ρ	Dichte (kg/m^3)
π	Anzahl der vorliegenden Phasen (flüssig, gasförmig)

ΔT_{KW}	Abkühlung des Thermalwassers im Kraftwerk (K)
ΔT_{HW}	Abkühlung des Thermalwassers im Heizwerk (K)
ΔT_{min}	minimale Temperaturdifferenz (K)

Indizes

0	Umgebung
1 – n	Punkte im Kreisprozess
a	Auskühlung
b	Thermalwasser (brine)
C	Carnot
el	elektrisch
gen	Generator
i	isentrop
in	Eintritt
m	Mittelwert
mech	mechanisch
max	maximaler Wert
MPP	Punkt der maximalen Leistung
net	Netto / Netz (net)
out	Austritt
plant	Kraftwerk
th	thermisch
wf	Förderung

Abkürzungen

FCKW	Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffe
GrSk 03/90	Bohrung Groß Schönebeck 3, abgeteuft 1990
EGS	Enhanced Geothermal Systems
HDR	Hot Dry Rock
HKW	Heizkraftwerk
KCS 34	Kalina Kreislauf (Kalina Cycle Simple, Konfiguration 34)
KP	kritischer Punkt
KTB	Kontinentale Tiefbohrung
KW	Kraftwerk
NN	Normal Null
ORC	Organic Rankine Cycle
PI	Produktivitätsindex
TDS	Total Dissolved Solids

B Quellenverzeichnis

Antar, M.A. und Zubair, S.M., 2001: 'Thermoeconomic considerations in the optimum allocation of heat exchanger inventory for a power plant.' Energy Conversion and Management, v. 42, p. 1169 - 1179.

Baatz, E., 1999: 'Verstromung von Niedertemperaturwärme mit Hilfe einer ORC-Anlage (Organic-Rankine-Cycle) im Zementwerk Lengfurth.' Abschlußbericht Z 2.3 70441-2/3 des Programms 'Investitionen zur Verminderung von Umweltbelastungen' des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Dezember 1999, 86 p.

Baehr, H.D., 1989: 'Thermodynamik.' Berlin, Springer-Verlag, 460 p.

Bejan, A., 1996: 'Models of power plants that generate mimum entropy while operating at maximum power.' Am. J. Phys., v. 64, p. 1054 - 1059.

Bejan, A., Tsatsaronis, G. und Moran, M., 1996: 'Thermal Design & Optimization.' New York, John Wiley & Sons, Inc., 542 p.

Biet, J., Bledau, W., Broßmann, E., Platter, G. und Schleich, A., 1998: 'Die Braunkohlekraftwerke der VEAG.' Wien - Berlin, Verlag A.F. Koska, 435 p.

Bohn, T., 1985: 'Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken.' Gräfeling, TÜV Rheinland, 682 p.

Bronstein, I.N. und Semendjajew, K.A., 1989: 'Taschenbuch der Mathematik.' Thun, Frankfurt/Main, Harri Deutsch, 840 p.

Broßmann, E., Eckert, F. und Möllmann, G., 2003: 'Technisches Konzept des geothermischen Kraftwerkes Neustadt-Glewe.' Tagungsband 1. Fachkongress Geothermischer Strom, Neustadt-Glewe, Mecklenburg-Vorpommern, 12. - 13.11.2003, p. 51-55 .

Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2000: 'Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energie-Gesetz - EEG), Act on Granting Priority to Renewable Energy Sources (Renewable Energy Sources Act) 29. März 2000. http://www.BMU.de .

Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, Referat Öffentlichkeitsarbeit, 2002: Tagungsband 'Fachtagung Geothermische Stromerzeugung - eine Investition in die Zukunft', Landau/Pfalz20./21.06.2002, 104 p.

CE, 2003: 'Chemical Engineering Plant Cost Index'. Chemical Engineering, July 2003, p. 92.

Cerbe, G. und Hoffmann, H.-J., 1999: 'Einführung in die Thermodynamik: Von den Grundlagen zur technischen Anwendung.' München, Wien, Carl Hanser Verlag, 468 p.

Curzon, F.L. und Ahlborn, B., 1975: 'Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output.' Am. J. Phys., v. 43, p. 22 - 24.

Dake, L.P., 1978: 'Fundamentals of Reservoir Engineering.' Netherlands, Elsevier Scientific Publishing Company, 443 p.

Darcy, H., 1856: 'Les fontaines publiques de la ville de Dijon.' Paris, Victor Dalmont.

Dejfors, C., Thorin, E. und Svedberg, G., 1998: 'Ammonia-Water Power Cycles for Direct-fired Cogeneration Applications.' Energy Conversion and Management, v. 39, p. 1675-1681.

Delft University of Technology, 2000a: 'Cycle-Tempo Release 4.14' TU Delft, Section Thermal Power Engineering, Netherlands.

Delft University of Technology, 2000b: 'Cycle-Tempo User Manual' TU Delft Section Thermal Power Engineering, Netherlands.

DiPippo, R., 2004: 'Second Law Assessment of Binary Plants Generating Power from Low-Temperature Geothermal Fluids.' Geothermics, v. 33, p. 565-586.

El-Din, M.M.S., 2000: 'Second law analysis of irreversible heat engines with variable temperature heat reservoirs.' Energy Conversion and Management, v. 42, p. 189-200.

El-Sayed, Y.M. und Tribus, M., 1985: 'Thermodynamic Properties of Water-Ammonia Mixtures - Theroretical Implementation for Use in Power Cycles Analysis.' Tagungsband The Winter Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers, Miami Beach, Florida, USA, November 17-22, 1985, p. 89-95.

Entingh, D.J., Easwaran, B. und McLarty, L., 1994: 'Small geothermal electric systems for remote power.' Geothermal Resources Council Bulletin, p. 331-338.

Erbas, K., Seibt, A., Hoth, P., und Huenges, E., 1999: 'Evaluierung geowissenschaftlicher und wirtschaftlicher Bedingungen für die Nutzung hydrogeothermaler Ressourcen.' Abschlussbericht BMBF-Projekt BEO 0326969, 70 p.

ErdwärmeKraft, 2003: www.erdwaerme-kraft.de, Zugangsdatum 18.12.2003.

Exergy, 2002: www.exrg.com., Zugangsdatum 01.05.2002.

Gajewski, W., Lezuo, A., Nürnberg, R., Rukes, B. und Vesper, H., 1989: 'Der Kalina-Prozeß.' VGB Kraftwerkstechnik, v. 96, p. 477-483.

GeoForschungsZentrum, 2004a: http://www.gfz-potsdam.de/geothermie, Zugangsdatum 01.07.2004.

GeoForschungsZentrum, 2004b: 'Technologieentwicklung zur Bereitstellung von Grundlaststrom aus Erdwärme. Verbundprojekt Geothermieprojekt, Förderung durch das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit BMU, 0329951B, Laufzeit 01.04.2004-31.03.2007.

Grauman, J.S., 2003: persönliche Mitteilung während des workshop 'Bohrtechnik' am GFZ Potsdam 04.04.2003.

Grauman, J.S. und Willey, B., 1998: 'Shedding new light on titanium in CPI construction.' Chemical Engineering, August 1998. reprint.

Güntner, 2004: http://www.guentner.de, Zugangsdatum 29.01.2004.

Haase, H., 1985: 'Turbogeneratoren.' in Bohn, T., ed., Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken.' Handbuchreihe Energie, Volume 5, Technischer Verlag Resch, Gräfeling / Verlag TÜV Rheinland, Köln, p. 131 - 207.

Hjartarson, H., Maack, R. und Johannesson, S., 2003: 'Husavik Energy - Multiple use of geothermal energy (Thermie project nr. GE 321 7 98 / IS / DK).' Tagungsband International Geothermal Conference IGC, Session 11, Reykjavik, Iceland, 14. - 17. September 2003, p. 1 - 12.

Hölting, B., 1996: 'Hydrogeologie: Einführung in die allgemeine und angewandte Hydrogeologie.' Stuttgart, Ferdinand Enke Verlag, 441 p.

Huenges, E., Holl, H.-G., Legarth, B., Zimmermann, G. und Saadat, A., 2004: 'The Stimulation of a sedimentary geothermal reservoir in the North German Basin: Case study Groß Schönebeck.' Tagungsband Twenty-Ninth Workshop on Geothermal Reservoir Engineering, Stanford University, Stanford, California, USA 26-28 January, 2004.

Huenges, E. und Hurter, S., 2002: 'In-situ Geothermielabor Groß Schönebeck: Bohrarbeiten, Bohrlochmessungen, Hydraulik, Formationsfluide, Tonminerale.' GFZ Potsdam STR 02/14, 190 p.

Huenges, E., Saadat, A., Köhler, S., Rockel, W., Hurter, S., Seibt, A., Naumann, D., Zimmer, M., Erzinger, J., Wiersberg, T., Legarth, B. und Wolff, H., 2000: 'Geothermische Technologieentwicklung - geologische und energietechnische Ansatzpunkte.' GFZ Potsdam STR 00/23, 110 p.

Huenges, E., Saadat, A., Köhler, S., Trautwein, U. und Hurter, S., 2002: 'The In-Situ Geothermal Laboratory Groß Schönebeck- Learning to Use Low Permeability Aquifers for Geothermal Power .' Tagungsband 27th Stanford Geothermal Workshop, Sheraton Hotel, Palo Alto, CA, USA 28-30 January 2002.

Huenges, E. und Wolfgramm, M., 2004: 'Sandsteine im In-situ-Geothermielabor Groß Schönebeck.' GFZ Potsdam STR 04/03, 209 p.

Hung, T.-C., 2001: 'Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids.' Energy Conversion and Management, v. 42, p. 539-553.

Hurter, S. und Holl, H.-G., 2002: 'Charakterisierung geothermischer Speichergesteine und deren Nutzung für die Stromerzeugung in Deutschland.' VDI Bericht 1703 Geothermische Stromerzeugung - Stand der Technik und Perspektiven. p.13 -21.

Huttrer, G.W., 2000: 'The Status of Worl Geothermal Power Generation 1995-2000.' Tagungsband World Geothermal Congress 2000, Kyushu - Tohoku, Japan, Mai - 10. Juni 2000, p. 23-37.

Ibrahim, O.M., 1996: 'Design Considerations for Ammonia-Water Rankine Cycle.' Energy, v. 21, p. 835-841.

Ibrahim, O.M. und Klein, S.A., 1996: 'Absorption Power Cycles.' Energy, v. 21, p. 21-27.

IGA, 2000: 'World Geothermal Congress 2000.' online Tagungsband, http://geothermal.stanford.edu/wgc2000/search.htm, Zugangsdatum 02.01.2004

Invernizzi, C. und Bombarda, P., 1997: 'Thermodynamic Perfomance of selected HCFs for Geothermal Applications.' Energy, v. 22, p. 887-895.

IWR-Newsticker, 2003: 'Neuseeland: Neues Kraftwerk im geothermischen Feld von Wairakei, http://www.iwr.de/news.php?id=5515, Zugangsdatum 13.10.2003.

Jonsson, M., 2003: 'Advanced Power Cycles with Mixtures as the Working Fluid.' Dissertation, Royal Institute of Technology, Department of Chemical Engineering and Technology, Stockholm, Sweden.

Kalina, A.I., 1982: 'U.S. Patent No. 4,346,561, Generation of energy by means of a working fluid, and regeneration of a working fluid.' 31. August 1982.

Kalina, A.I., 1984: 'Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle.' Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 106, p. 737-742.

Kalina, A.I., 2004: 'U.S. Patent No. 6,769,256, Power cycle and system for utilizing moderate and low temperature heat sources.' 3. August 2004.

Kaltschmitt, M., Nill, M., und Schröder, G., 2003: 'Geothermische Stromerzeugung in Deutschland - Eine vergleichende Analyse.' Tagungsband 1. Fachkongress geothermischer Strom, Neustadt-Glewe, Mecklenburg Vorpommern, 13.11.2003, p. 30-45.

Köhler, S., 2005: 'Analysis of the combined heat and power plant Neustadt-Glewe.'Tagungsband World Geothermal Congresss WGC, Volume Session 13, Power Generation: Antalya, Turkey, 24.-29.04.2005.

Köhler, S. und Saadat, A., 2000: 'Möglichkeiten und Perspektiven der geothermischen Stromerzeugung.' in Huenges et. al. (eds.), Geothermische Technologieentwicklung: geologische und energietechnische Ansatzpunkte, GFZ Potsdam STR 00/23, p. 9 - 28.

Kölling, M., 2005: 'Umrechnung von Permeabilitaet in kf-Wert.' http://www.geochemie.uni-bremen.de/koelling/perm_kf.html, Zugangsdatum 16.03.2005.

Kranz, S., 2003: persönliche Mitteilung, September 2003.

Kühnle, 2003: persönliche Mitteilung Holger Knauf, Spezifische Preisübersicht Turbosätze, email Korrespondenz.

Kümmel, J. und Taubitz, J., 1999: 'Niedertemperatur-Abwärmeverstromung mittels ORC-Technologie (Organic-Rankine-Cycle-Technologie).' VDI Berichte Nr. 1495, p. 327 - 340.

Legarth, B.A., 2003: 'Erschließung sedimentärer Speichergesteine für eine geothermische Stromerzeugung.' Dissertation Technische Universität Berlin, Fakultät IV: Bauingenieurwesen und Angewandte Geowissenschaften.

Leibowitz, H.M. und Mlcak, H.A., 1999: 'Design of a 2 MW Kalina Cycle Binary Module for Installation in Husavik, Iceland.' Tagungsband Geothermal Resources

Council 1999 Annual Meeting, Reno, Nevada USA, October 17-20 1999, p. 75-80 .

Leipzig, 2005: http://www.ie-leipzig.de/Geothermie/Portal/Geothermie.htm, Zugangsdatum 05.01.2005.

Maack, R. und Valdimarsson, P., 2002: 'Operating Experience with Kalina Power Plants.' VDI Bericht 1703 Geothermische Stromerzeugung, Stand der Technik und Perspektiven, p. 107-116.

Maizza, V. und Maizza, A., 1996: 'Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems.' Applied Thermal Engineering, v. 16, p. 579-590.

Marston, C.H., 1990: 'Parametric Analysis of the Kalina Cycle.' Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 112, p. 107-116.

Mlcak, H.A., 2002: 'Kalina cycle concepts for low temperature geothermal.' Tagungsband Geothermal Resources Council Meeting 2002, Reno, Nevada, USA, 22.-25. September 2002, p. 707-713.

Nag, P.K. und Gupta, A.V.S.S.K.S., 1998: 'Exergy Analysis of the Kalina Cycle.' Applied Thermal Engineering, v. 18, p. 427-439.

NIST, 4.0: 'NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP 4.0.' National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, U.S. Department of Commerce.

NIST 2002: 'NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP 7.0.' National Institute of Standards and Technology, Boulder, Colorado, U.S. Department of Commerce.

NIST, 2003: 'NIST Standard Reference Database Number 69 - March 2003 Release.' online database, http://webbook.nist.gov/chemistry/, Zugangsdatum 11.11.2003.

Park, Y.M. und Sonntag, R.E., 1990: 'A Preliminary Study of the Kalina Power Cycle in Connection with a Combined Cycle System.' International Journal of Energy Research, v. 14, p. 153-162.

Paschen, H., Oertel, D. und Grünwald, R., 2003: 'Möglichkeiten geothermischer Stromerzeugung in Deutschland - Sachstandsbericht, Arbeitsbericht Nr. 84, TAB Büro für Technikfolgen-Abschätzung beim Deutschen Bundestag, Berlin, 128 p.

Rau, H., 1978: 'Geothermische Energie.' München, Udo Pfriemer Verlag GmbH, 230 p.

Recknagel, Sprenger und Schramek, 94/95: 'Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik.' München Wien, R. Oldenburg Verlag, 1897 p.

Rogdakis, E.D., 1996: 'Thermodynamic Analysis. Parametric Study and Optimum Operation of the Kalina Cycle.' International Journal of Energy Research, v. 20, p. 356-370.

Rogdakis, E.D., und Antonopoulos, K.A., 1991: 'A High Efficiency NH3/H2O Absorption Power Cycle.' Heat Recovery Systems and CHP, v. 11, p. 263-275.

Rogge, S., 2003: 'Geothermische Stromerzeugung in Deutschland - Ökonomie, Ökologie

und Potenziale.' Dissertation, Technische Universität Berlin, Fakultät VI: Bauingenieurwesen und Angewandte Geowissenschaften.

Ruhland, J., 2000: 'Geologie und Thermalwasserbohrung.' Geothermische Energie, v. 30/31, p. 8 - 9.

Sanner, B. und Kaltschmitt, M., 1999: 'Oberflächennahe Erdwärmenutzung.' in Kaltschmitt, M., Huenges, E., and Wolff, H., eds., Energie aus Erdwärme: Stuttgart, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, p. 60 - 108.

Schallenberg, K., Erbas, K., Huenges, E. und Menzel, H., 1999: 'Geothermisches Heizwerk Neustadt-Glewe: Zustands- und Stoffparameter, Prozeßmodellierungen, Betriebserfahrungen und Emissionsbilanzen, GFZ Potsdam STR99/04: Potsdam, 206 p.

Scharfe, J., Ziegler, F. und Rademacher, R., 1986: 'Analysis of advantages and limitations of absorber-generator heat exchange.' International Journal of Refrigeration, v. 9, November, p. 326 - 333.

Schellschmidt, R., Clauser, C. und Sanner, B., 2000: 'Geothermal energy in Germany at the turn of the millenium.' Tagungsband World Geothermal Congress 2000, Kyushu - Tohoku, Japan, 28.05.- 10.06.2000, p. 427 - 432.

Schröder, K., 1968: 'Die Kraftwerksausrüstung.' Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag, 773 p.

Schulz, R., Werner, R., Ruhland, J., and Bußmann, W., 1992: 'Geothermische Energie - Forschung und Anwendung in Deutschland.' Karlsruhe, Verlag C.F. Müller GmbH, 216 p.

Siemens, 2002: 'Wettbewerbsfähiger Geothermie-Strom mit Kalina Cycle.' Vortrag Henriqueto bei 'Geothermische Stromerzeugung - Stand der Technik und Perspektiven', Workshop, Potsdam , Veranstalter VDI 17./18. Oktober 2002.

Thorin, E., 2000: 'Power Cycles with Ammonia-Water Mixtures as Working Fluid. Analysis of Different Applications and the Influence of Thermophysical Properties.' Dissertation Royal Institute of Technology, Stockholm, Department of Chemical Engineering and Technology , Sweden.

Thorolfsson, G., 2002: 'Bestun a nytingu laghita jarthvarma til raforkuframleithslu. (Optimization of low temperature heat utilization for production of electricity).' MSc Thesis, University of Iceland, Department of Mechanical Engineering, Reykjavik, 91 p.

Tillner-Roth, R. und Friend, D.G., 1998a: 'A Helmholtz Free Energy Formulation of the Thermodynamic Properties of the Mixture {Ammonia + Water}.' J. Phys. Chem. Ref. Data, v. 27, p. 63-96.

Tillner-Roth, R. und Friend, D.G., 1998b: 'Survey and Assessment of Available Measurements on Thermodynamic Properties of the Mixture {Water + Ammonia}.' J. Phys. Chem. Ref. Data, v. 27, p. 45-61.

Traupel, W., 1971: 'Die Grundlagen der Thermodynamik.' Karlsruhe, G. Braun, 256 p.

Trautwein, U., 2005: 'Poroelastische Verformung und petrophysikalische Eigenschaften von Rotliegend Sandsteinen.' Dissertation, Technische Universität Berlin, Fakultät VI: Bauingenieurwesen und Angewandte Geowissenschaften.

Trittin, B.J., 2003: 'Erneuerbar - Effizient - Energiesparend, Die Eckpunkte der Energiepolitik von morgen' Rede anläßlich der Energiedebatte des Deutschen Bundestages, Berlin 13.11.2003.

UMSICHT, 2003: 'Richtpreise Nasskühltürme.' Persönliche Mitteilung, Fraunhofer Institut Umwelt-, Sicherheits-, Energietechnik 04.08.2003.

VDEW, 2005: 'Kraftwerksleistung in Deutschland.' http://www.strom.de/, Zugangsdatum 30.065.2005.

VDI, 1998: 'VDI 4640 - Thermische Nutzung des Untergrundes.' Berlin, Beuth Verlag.

VDI, 2002: 'VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang.' Berlin, Heidelberg, New York, Springer-Verlag.

Wall, G., Chuang, C.-C. und Ishida, M., 1989: 'Exergy Study of the Kalina Cycle.' Tagungsband American Society of Mechanical Engineers (ASME), Winter Annual Meeting (WAM), San Francisco, California, USA, 10-15 Dezember 1989, p. 73-77.

Walter, R., 1992: 'Geologie von Mitteleuropa.' Stuttgart, Schweizerbart'sche Verlagsbuchhandlung, 561 p.

Xu, F. und Goswami, D.Y., 1999: 'Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures for power-cycle applications.' Energy, v. 24, p. 525-536.

Xu, F., Goswami, D.Y. und Bhagwat, S.S., 2000: 'A combined power/cooling cycle.' Energy, v. 25, p. 233-246.

Ziegler, B. und Trepp, C., 1984: 'Equation of state for ammonia-water mixtures.' International Journal of Refrigeration, v. 7, p. 101-106.

C Abbildungsverzeichnis

Abbildung I-1: Nutzung der tiefen Geothermie zur Stromerzeugung 3

Abbildung II-1 Temperaturmessungen im Norddeutschen Becken, Oberpfalz, Toskana und dem Oberrheintalgraben nach (GeoForschungsZentrum, 2004a). 7

Abbildung II-2: Hohlräume im Gestein: (a) Poren, (b) Klüfte und (c) Lösungshohlräume nach Hurter und Holl (2002). 8

Abbildung II-3: Verteilung der geothermischen Speichergesteine in Deutschland nach Hurter und Holl (2002). 9

Abbildung II-4 Mineralisation der Thermalwässer im Norddeutschen Becken nach Erbas et al, (1999). 14

Abbildung II-5: Installierte Leistung im Jahr 2000, insgesamt 7,974 GWel, nach Huttrer (2000). 16

Abbildung II-6: Stromerzeugung aus Geothermie – Realisierter Ausbau 1995 bis 2000, prognostizierter Ausbau 2000 bis 2005, nach Huttrer (2000). 16

Abbildung III-1: Charakteristik der Wärmequelle und -senke führt zu einem dreiecksförmigen Prozess. 21

Abbildung III-2: Schematischer Vergleich des Clausius-Rankine-Kreislauf mit einem (organischen) Reinstoff als Arbeitsmittel und des einfachen Kalina-Kreislauf im Temperatur-Entropie-Diagramm. 22

Abbildung III-3: Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme, Reihenschaltung von Kraftwerk und Heizwerk. 24

Abbildung III-4: Kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Wärme, Parallelschaltung von Kraftwerk und Heizwerk 25

Abbildung III-5: Jahresgang der erforderlichen Heizwärmeleistung in Neustadt-Glewe, gemessene Tagesmittelwerte nach Schallenberg et al. (1999). 27

Abbildung III-6: Verschaltung von Kraftwerk und Heizwerk in Neustadt-Glewe, kombinierte Bereitstellung von elektrischer Energie und Heizwärme. 28

Abbildung III-7: Modell zur Umwandlung von Wärme in Arbeit. Der reversible Teil wird von einem warmen und einem kalten Strom gespeist und gibt mechanische Leistung ab (nach Bejan, 1996). 31

Abbildung III-8: Thermischer Wirkungsgrad reversibler Wärmekraftmaschinen in Abhängigkeit von der Eintrittstemperatur der Wärmequelle (TH). Eintrittstemperatur der Wärmesenke (TL) 15 °C. Durchgezogene Linie: Reservoirs mit unendlicher Wärmekapazität (Carnot-Wirkungsgrad). Gestrichelte Linie: warmes Reservoir mit begrenzter Wärmekapazität, kaltes Reservoir mit unendlicher Wärmekapazität, reversible Wärmekraftmaschine im Punkt der maximalen Leistung. 34

Abbildung III-9: Idealer Sattdampfprozess dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm. 35

Abbildung III-10: Darstellung des einfachen Dampfprozesses im Temperatur-Entropie-Diagramm, Möglichkeiten zur Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades: Erhöhen des oberen Prozessdruckes (A), Überhitzung (B), Absenken des unteren Prozessdruckes (C), Heißdampfprozess mit Zwischenüberhitzung (D). 37

Abbildung III-11: Wirkungsgrade geothermischer Kraftwerke mit Sekundärkreislauf. 40

Abbildung IV-1: Schema des einfachen Clausius-Rankine-Prozess mit organischem Arbeitsmittel. 44

Abbildung IV-2: Typisches Temperatur-Entropie-Diagramm eines einfachen ORC mit retrogradem Arbeitsmittel. 44

Abbildung IV-3 Temperaturverlauf von Thermalwasser und Arbeitsmittel in Vorwärmer und Verdampfer als Funktion der übertragenen Wärme. 46

Abbildung IV-4: Mechanische Leistung eines idealen Prozesses nach Gleichung (IV-10) und (IV-5), Charakteristik der Wärmezufuhr wie in Abbildung IV-3 gezeigt. Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Stoffeigenschaften des Thermalwassers wie reines Wasser, spezifische Wärmekapazität des Arbeitsmittels 2,1 kJ/kg K, Verdampfungsenthalpie des Arbeitsmittels 341 kJ/kg (i-Butan bei 20°C, nach VDI (2002)). $\Delta T_{min} = 0$ K, $\eta_{i,tur} = 1$, $\eta_{mech} = 1$. Angaben an den Kurven: Eintrittstemperatur Thermalwasser /Kondensationstemperatur. Referenz: Thermalwassertemperatur 150 °C, Kondensationstemperatur 30 °C. 49

Abbildung IV-5: Schematische Darstellung eines Organic-Rankine-Cycle mit Überhitzung des trockenen Arbeitsmittels im Temperatur-Entropie-Diagramm. 51

Abbildung IV-6: Darstellung des einfachen ORC (durchgezogene Linie, Punkte 1-2-3-4-5-6-) und des ORC mit regenerativer Vorwärmung des Arbeitsmittels (durchgezogene + gestrichelte Line, ergänzte Punkte 2', 5') im Temperatur-Entropie-Diagramm. 52

Abbildung IV-7: Wärmeübertragungsdiagramm des ORC-Prozesses mit regenerativer Vorwärmung des Arbeitsmittels. 52

Abbildung IV-8: Links: Nassdampfgebiete von vier organischen Arbeitsmitteln im Temperatur-Entropie-Diagramm. Angabe in Klammern: kritischer Druck. Rechts: Nassdampfgebiet von Wasser zum Vergleich. 55

Abbildung IV-9: Dampfdruckkurven verschiedener Arbeitsmittel im Raoult'schen Diagramm. 56

Abbildung IV-10: Wärmeübertragungsdiagramm des ORC-Prozesses mit retrogradem Arbeitsmittel. Druckverluste sind nicht dargestellt. 58

Abbildung IV-11: Mechanische Leistung eines realen ORC (berechnet mit numerischem Modell) im Vergleich zum idealen, verlustfreien Prozess (berechnet mit Gleichung 60

(IV-10) und (IV-5)). Minimale Temperaturdifferenz bei der Wärmezufuhr in beiden Fällen 20 K, Kondensationstemperatur 39 °C. Arbeitsmittel Iso-Butan (realer Prozess). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Abbildung IV-12: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des ORC-Prozesses. Arbeitsmittel Iso-Butan, Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 61

Abbildung IV-13: Einfacher ORC, Wärmeübertragungsdiagramme für 2 verschiedene Massenströme des Arbeitsmittels. Links: 7,042 kg/s (Te = 117 °C), rechts 14,2 kg/s (Te = 92 °C). Arbeitsmittel Iso-Butan (realer Prozess). Temperatur des Thermalwasser 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 62

Abbildung IV-14: Wärmeübertragerleistung im ORC-Prozess, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern mit Angabe der Zahlenwerte des thermischen Wirkungsgrades. Variation der minimalen Temperatur der Wärmezufuhr (links) und Wärmeabfuhr (rechts). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 64

Abbildung IV-15: Wärmeübertragerfläche, aufgeschlüsselt nach Komponenten mit Angabe der Zahlenwerte der Generatorleistung. Variation der minimalen Temperatur bei der Wärmezufuhr (links) und Wärmeabfuhr (rechts). Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 64

Abbildung IV-16: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient sowie Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC mit verschiedenen Arbeitsmitteln für zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 66

Abbildung IV-17: Auskühlungswirkungsgrad (links) und thermischer Wirkungsgrad rechts) geothermisch angetriebener ORC mit verschiedenen Arbeitsmitteln für zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 67

Abbildung IV-18: Quotient des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche und Generatorleistung eines geothermischen angetrieben ORC für verschiedene Arbeitsmittel und zwei Anlagenkonfigurationen. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 69

Abbildung IV-19: Kalina-Kreislauf KCS 34 nach Leibowitz und Mlcak (1999) und (Mlcak, 2002). 72

Abbildung IV-20: Darstellung des Kalina-Kreislaufs im Siedediagramm der Ammoniak-Wasser-Mischung. Druckverluste sind nicht dargestellt. Die Darstellung ist nicht maßstabsgerecht; zur besseren Übersichtlichkeit sind die Linien des oberen (po) und unteren Prozessdruckes (pu) auseinandergezogen. 73

Abbildung IV-21: Ammoniak-Wasser, Siedelinien und Taulinien bei 1 – 50 bar. Die roten Linien symbolisieren die Temperatur der Wärmequelle (maximale obere Prozesstemperatur) und der Wärmesenke (minimale untere Prozesstemperatur). 76

Abbildung IV-22: Taulinien (fette Linien) im Temperatur-Entropie-Diagramm (links) und im Enthalpie-Entropie-Diagramm (rechts) für zwei verschiedene Ammoniakkonzentrationen zur Illustration der beim Anheben des Desorptionsdruckes eintretenden Änderungen. Die möglichen Frischdampfzustände sind durch Sterne gekennzeichnet (gleichbleibende Frischdampftemperatur von 135 °C). Der Abdampfdruck ist konstant (5 bar). Die schmalen Linien bezeichnen die entsprechenden Isobaren (5 bar), ebenfalls für die zwei Ammoniakkonzentrationen. 77

Abbildung IV-23: Kalina-Kreislauf mit Rektifikation, entworfen für eine Wärmequelle mit 182 °C, nach Ibrahim und Klein (1996). 79

Abbildung IV-24: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34. 80

Abbildung IV-25: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34. 83

Abbildung IV-26: Raoult'sches Diagramm zur Auslegung der Kalina-Prozesse, Druckverluste sind nicht dargestellt. Die unterbrochene rote und blaue Linie symbolisieren die Eintrittstemperatur des warmen bzw. des kalten Stromes, die schwarzen unterbrochenen Linien den oberen und unteren Prozessdruck. Druckverluste sind nicht dargestellt. 84

Abbildung IV-27: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei gleichem Desorptionsdruck (35 bar) für zwei verschiedene Massenströme der Grundlösung: 5 kg/s (links) und 10 kg/s (rechts). Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 86

Abbildung IV-28: Frischdampftemperatur im Kalina-Kreislauf bei Variation des Massenstromes im Kraftwerk. Frischdampfdruck 35 bar. Zusammensetzung der Grundlösung 83 % Ammoniak. Abdampfdruck 7,5 bar. 88

Abbildung IV-29: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche sowie Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Massenstromes der Grundlösung, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 89

Abbildung IV-30: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und 90

Wärmeübertragerfläche sowie Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Massenstromes der Grundlösung, dargestellt als Funktion der Rücklauftemperatur des Thermalwassers. Der Massenstrom der Grundlösung nimmt mit zunehmender Rücklauftemperatur des Thermalwassers ab. Die markierten Datenpunkte bezeichnen das Minimum der Wärmeübertragerfläche. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Abbildung IV-31: Generatorleistung und Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche (Summe aller Wärmeübertrager) des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Frischdampfdrucks von 20 bar bis 50 bar. Schrittweite der Variation 5 bar. Generatorleistung mit Angabe der Zahlenwerte. Der Frischdampfdruck nimmt von links (kleine Rücklauftemperaturen des Thermalwassers) nach rechts zu. Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 91

Abbildung IV-32: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei drei Abdampfdrücken (6,5 bar, 7,5 bar, 8,5 bar). Frischdampfdruck 35 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 92

Abbildung IV-33: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern sowie Generatorleistung bei Variation des Abdampfdruckes (6,5 bar, 7,5 bar, 8,5 bar). Frischdampfdruck 35 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 93

Abbildung IV-34: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeschlüsselt nach Wärmeübertragern sowie Generatorleistung bei Variation der Temperaturdifferenz zwischen Thermalwasser und Arbeitsmittel am Übergang vom Vorwärmer zum Desorber. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 94

Abbildung IV-35: Auslegung der internen Wärmeübertrager. Rücklauftemperatur des Thermalwassers in Abhängigkeit von RG. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 96

Abbildung IV-36: Wärmeübertragungsdiagramm des Kalina-Kreislaufs KCS 34. Links: ohne rekuperative Vorwärmung in LT- und HT-Vorwärmer, rechts mit maximaler 97

Vorwärmung durch interne Wärmeübertrager. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Abbildung IV-37: Auslegung der internen Wärmeübertrager. Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche in Abhängigkeit von RG. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 97

Abbildung IV-38: Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche (k·A) der internen Wärmeübertrager in Abhängigkeit von der Verteilung der Leistung auf die beiden internen Wärmeübertrager. Massenstrom der Grundlösung 5 kg/s, Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 98

Abbildung IV-39: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 in Abhängigkeit von Frischdampfdruck (25 bar, 35 bar, 45 bar) und Ammoniakgehalt der Grundlösung (75 %, 80 %, 83 %, 86 % und 91 %). Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 99

Abbildung IV-40: Generatorleistung des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Ammoniakgehaltes der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 100

Abbildung IV-41: Auskühlungswirkungsgrad (links) und thermischer Wirkungsgrad (rechts) des Kalina-Kreislaufs KCS 34 bei Variation des Ammoniakgehaltes Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 100

Abbildung IV-42: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient des Kalina-Kreislaufs KCS 34, aufgeteilt nach Komponenten, bei Variation des Ammoniakgehaltes der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. 101

Abbildung IV-43: Quotient des Produktes von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche und Generatorleistung eines geothermisch angetriebenen Kalina-Prozesses für verschiedene Ammoniakkonzentrationen der Grundlösung. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der 102

Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 °C, Massenstrom Thermalwasser 20 kg/s, Kühlwassertemperatur 15 °C.

Abbildung V-1: Frischdampfdruck geothermisch angetriebener ORC-Anlagen (links, verschiedene Arbeitsmittel wie in Achsenbeschriftung angegeben) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. 107

Abbildung V-2: Rücklauftemperatur des Thermalwassers geothermisch angetriebener ORC-Anlagen (links) und Kalina-Anlagen (rechts) im Punkt der maximalen Leistung in Abhängigkeit von der Vorlauftemperatur des Thermalwassers. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. 108

Abbildung V-3: Auskühlungswirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. 109

Abbildung V-4: Thermischer Wirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. Zum Vergleich in beiden Diagrammen: thermischer Wirkungsgrad einer idealen (verlustfreien) Maschine, die zwischen einem begrenzten warmen Reservoir und einem unbegrenzten kalten Reservoir im Punkt der maximalen Leistung MPP arbeitet. 110

Abbildung V-5: Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC-Anlagen in Abhängigkeit vom Massenstrom und Temperatur des Thermalwassers, Luftkühlung und Wasserkühlung. 111

Abbildung V-6: Generatorleistung geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen System KCS 34 in Abhängigkeit vom Massenstrom und Temperatur des Thermalwassers, Luftkühlung und Wasserkühlung. 111

Abbildung V-7: Auf den Massenstrom des Thermalwassers bezogene Generatorleistung geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Massenstrom des Thermalwassers 20 kg/s. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den 112

Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze.

Abbildung V-8: Netzanschlussleistung (orange) und Eigenbedarf geothermisch angetriebener ORC-Anlagen in % der Generatorleistung für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C, Wasserkühlung (links) und Luftkühlung (rechts). Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. 114

Abbildung V-9: Netzanschlussleistung (orange) und Eigenbedarf geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen, System KCS 34 in % der Generatorleistung für Thermalwassertemperaturen von 100 °C bis 200 °C, Wasserkühlung (links) und Luftkühlung (rechts). Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Die Ammoniakkonzentration der Grundlösung beträgt in allen Anlagen 83 %. 114

Abbildung V-10: Systemwirkungsgrad geothermisch angetriebener ORC- (links) und Kalina-Anlagen (rechts) bei 100 °C bis 200 °C Thermalwassertemperatur. Dynamischer Wasserspiegel 200 m unter GOK. Das Arbeitsmittel der ORC-Anlagen wurde entsprechend der Thermalwassertemperatur gewählt. Offene Symbole: der Frischdampfdruck in den Kalina-Anlagen erreicht die aus dem Stoffmodell resultierende obere Grenze. 115

Abbildung V-11: Netzanschlussleistung (orange) und Verluste geothermisch angetriebener ORC-Anlagen, bezogen auf die am Bohrungskopf zur Verfügung stehende Wärmeleistung. 117

Abbildung V-12: Netzanschlussleistung (orange) und Verluste geothermisch angetriebener Kalina-Anlagen, bezogen auf die am Bohrungskopf zur Verfügung stehende Wärmeleistung. 117

Abbildung V-13: Spezifische Investitionskosten (bezogen auf Netzanschlussleistung) kleiner, luftgekühlter ORC-Anlagen in Abhängigkeit von der Netzanschlussleistung für Thermalwassertemperaturen von 100°C, 120°C und 140°C (Eintrittstemperatur in das Kraftwerk), nach Entingh et al., (1994). Preisstand 1994. 118

Abbildung V-14: Kostenabschätzungen und Kostengrenzen der wirtschaftlichen Betrachtung. Die weiß unterlegten Positionen (Komponentenkosten) werden individuell berücksichtigt, die anderen Kosten anhand prozentualer Zuschläge bzw. pauschal. Die außerhalb des Kastens stehenden Kosten werden nicht berücksichtigt. 120

Abbildung V-15: Auf die Generatorleistung bezogene spezifische Investitionskosten geothermisch angetriebener Kraftwerke mit Sekundärkreislauf (ORC-Anlagen und Kalina-Anlagen) in Abhängigkeit von der Thermalwassertemperatur und der Art der Kühlung. Links Wasserkühlung, rechts Luftkühlung. Grüne Symbole: Angebote zum Kraftwerk in Husavik. 123

Abbildung A-1: Temperaturdifferenzen der Medien am Eintritt und Austritt eines Gegenstromwärmeübertragers und daraus berechnete mittlere logarithmische Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung. 156

Abbildung A-2: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient (k·A) der Wärmeübertrager des Kalina-Prozesses ohne (linke Säule) und mit Segmentierung (rechte Säule) von Desorber und Absorber. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 C, Massenstrom Thermalwasser 20 g/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. Die Leistung aller Wärmeübertrager ist konstant. 157

Abbildung A-3: Entspannung des Arbeitsmittels in der Turbine vom Druck p1 auf den Druck p2 dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm. 159

Abbildung A-4: Druckerhöhung vom Druck p1 auf den Druck p2 dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm. 160

Abbildung A-5: Produkt von mechanischem Wirkungsgrad der Pumpe und elektrischem Wirkungsgrad des Pumpenantriebs in Abhängigkeit von der Pumpenleistung (nach Delft University of Technology, 2000a). 161

D Tabellenverzeichnis

Tabelle II-1: Aktuelle Projekte zur geothermischen Stromerzeugung in Deutschland, Stand November 2003 nach Kaltschmitt et al. (2003), ergänzt. 17

Tabelle IV-1: Typische Arbeitsmittel, kritische Daten und Molekulargewicht, nach VDI-Wärmeatlas (VDI, 2002) und NIST (2003). 54

Tabelle IV-2: Eckwerte der Fälle Referenz und Best Case. 65

Tabelle IV-3: Realisierte Kraftwerke nach dem Kalina Prinzip, nach Siemens (2002), Jonsson (2003) und Exergy (2002). 74

Tabelle V-1: In den Anlagen berücksichtigte Druckverluste. 105

Tabelle V-2: In den ORC-Anlagen eingesetzte Arbeitsmittel. 105

Tabelle V-3: Auslegung der Kalina-Anlagen: Anteil der Wärmeleistung der Rekuperatoren an der insgesamt zugeführten Wärmeleistung (RG). 106

Tabelle V-4: Im Kostenmodell verwendete Kostenkurven der Komponenten 121

Tabelle V-5: Angebote und Nachrechnung der Angebote für das Kraftwerk in Husavik, Island, 1998. Thermalwassertemperatur 124°C, Rücklauftemperatur Thermalwasser in der Ausschreibung mit 80 °C vorgegeben, Massenstrom Thermalwasser 90 kg/s,. Kühlwassertemperatur 5 °C. 122

Tabelle A-1 Eckwerte von Thermalwässern aus dem Norddeutschen Becken (Waren, Neustadt-Glewe, Groß Schönebeck), dem Bayrischen Molassebecken (München), und dem Grundgebirge (Bad Urach). Nach Schallenberg et al. (1999), Huenges und Hurter (2002), Pernecker (2002). 151

Tabelle A-2: Bei der Berechnung der Wärmeübertragerfläche verwendete Wärmedurchgangskoeffizienten, nach Thorolfsson (2002). 158

Tabelle A-3 Annahmen für Frischwasserkühlung und Trockenkühlturm 165

E Lebenslauf

Name:	Silke Köhler
Geburtsdatum:	21. Juni 1969
Geburtsort:	Worms / Rhein
Familienstand:	verheiratet seit 31.01.1989 mit Ulrich Hartmann-Köhler
Adresse:	Elberfelder Straße 16
	10555 Berlin
email:	silke@lungerland.de

Schule und Ausbildung

1975 – 1979 Grundschule in Sibbesse, Niedersachsen

1979 – 1988 Gymnasium in Hildesheim, Niedersachsen

Mai 1988 Abitur

1988/1989 Industriepraktikum, Amman IMA GmbH, Alfeld / Leine, Niedersachsen und Robert Bosch AG, Hildesheim, Niedersachsen

1989 – 1995 Studium Energie- und Verfahrenstechnik Technische Universität Berlin

März - August 1995 Diplomarbeit: *'Economics and Design Optimisation of Offshore Wind Energy Converter Systems'* (auf English), Technical University Delft, NL

November 1995 Diplom in Energie- und Verfahrenstechnik

Berufserfahrung

1996 – 1999 Wissenschaftliche Mitarbeiterin am Institut für Solarenergieforschung Hameln/Emmerthal (ISFH) Systemtechnik thermischer Solaranlagen. (Planung und Evaluierung großer solarthermischer Anlagen, Gutachten, Analysen und Evaluation von Förderprogrammen, Wirtschaftlichkeit und Ökobilanzen von Energieversorgungsanlagen)

seit Januar 2000 Wissenschaftliche Mitarbeiterin am GeoForschungsZentrum Potsdam (GFZ) Sektion Geothermie (Geothermisch angetriebene Kraftwerke, Einbindung von Geothermie in Energieversorgungsanlagen)

F Anlagen zu Kapitel III

F.1 Typische Thermalwässer in Deutschland und Österreich

Parameter	Waren	Neustadt-Glewe	Groß Schönebeck	Bad Urach	Altheim (Österreich)	Riehen (Schweiz)
Status	in Betrieb seit 1984	in Betrieb seit 1995	Forschungs-bohrung	eine Bohrung	in Betrieb seit 1990	in Betrieb seit 1994
(mittlere) Tiefe	1600 m	2200 m	4296 m	3883 m	2306 m	1545 m
Temperatur	63 °C	99 °C	149 °C	170 °C (bei 4445 m, Prognose)	109 °C	62 °C (Sonden-kopf)
Geologie	Keuper, Sandstein	Keuper, Sandstein	Rotliegend, Sandstein & Vulkanite	Gneis (Diatexit/ Anatexit)	Malm	
TDS	158 g/l	227 g/l	265 g/l	90 g/l	1,14 g/l	17 g/l
Gasgehalt	2 – 3 vol-%	7 – 10 vol-%	50 vol-%	70 – 73 vol-%		

Tabelle A-1 Eckwerte von Thermalwässern aus dem Norddeutschen Becken (Waren, Neustadt-Glewe, Groß Schönebeck), dem Bayrischen Molassebecken (München), und dem Grundgebirge (Bad Urach). Nach Schallenberg et al. (1999), Huenges und Hurter (2002), Pernecker (2002).

F.2 Ableitung der Gleichung (V-11) aus Gleichung (V-10)

$$\frac{P_{mech,C}}{\dot{m}_b} = \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) \cdot c_b \cdot \left[T_{b,in} - \left(T_e + \Delta T_{min}\right) - \frac{c_{plant}}{r_{plant}} \cdot \begin{pmatrix} T_e^2 - T_e\left(T_c + T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \\ + T_c\left(T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \end{pmatrix}\right] \quad \text{(A-1)}$$

mit $B := \frac{c_b\left(T_b - T_e\right)}{r_{plant}}$

$$P := \frac{c_{plant} \cdot T_e}{r_{plant}}$$

$$C := \begin{pmatrix} T_e^2 - T_e\left(T_c + T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \\ + T_c\left(T_{b,in} - \Delta T_{min}\right) \end{pmatrix}$$

$$\left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) = \eta_C$$

$$\frac{P_{mech,C}}{\dot{m}_b \cdot r_{plant}} = B \cdot \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_C \cdot \left[1 - \frac{\Delta T_{min}}{T_{b,in} - T_e} - P \cdot \frac{C}{T_e \cdot \left(T_{b,in} - T_c\right)}\right]$$

$$\frac{C}{T_e \cdot \left(T_{b,in} - T_e\right)} = \frac{T_e - T_{b,in}}{T_{b,in} - T_e} - \frac{T_c}{T_{b,in} - T_e} + \frac{\Delta T_{min}}{T_{b,in} - T_e} + \frac{T_c}{T_e} \cdot \frac{\left(T_{b,in} - \Delta T_{min}\right)}{T_{b,in} - T_e}$$

mit $\Delta T := \frac{\Delta T_{min}}{T_{b,in} - T_e}$

$$\begin{aligned} \frac{C}{T_e \cdot \left(T_{b,in} - T_e\right)} &= -1 + \Delta T - \frac{T_c}{T_{b,in} - T_e} + \frac{T_c \cdot T_{b,in}}{T_e \cdot \left(T_{b,in} - T_e\right)} + \frac{T_c}{T_e} \Delta T \\ &= \Delta T \cdot \left(1 - \frac{T_c}{T_e}\right) + \frac{T_c}{T_e}\left(\frac{T_{b,in}}{T_{b,in} - T_e} - \frac{T_e}{T_{b,in} - T_e}\right) - 1 \\ &= \eta_C \cdot \left(\Delta T - 1\right) \end{aligned}$$

$$\frac{P_{mech,C}}{\dot{m}_b \cdot r_{plant}} = B \cdot \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_C \cdot \left[1 - \Delta T - P \cdot \eta_C \cdot (\Delta T - 1)\right]$$
$$= B \cdot \eta_{i,tur} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_C \cdot (1 - \Delta T) \cdot (1 + P \cdot \eta_C)$$

Alle Stoffwerte sind in den Termen B und P enthalten.

Eine andere Formulierung für obenstehende Gleichung ist:

$$\frac{P_{mech}}{\dot{m}_b} = \eta_{i,tur} \eta_{mech} \cdot c_b (T_{b,in} - T_e) \cdot \eta_C \cdot (1 - \Delta T) \cdot (1 + P \cdot \eta_C)$$

F.3 Vorgehensweise bei der Modellierung – Annahmen und Eckwerte

D.3.1 Beschreibung der Komponenten 155
D.3.1.1 Wärmeübertrager (einschließlich Verdampfer und Kondensator) 155
D.3.1.2 Turbine und Generator 159
D.3.1.3 Pumpen und Ventilatoren mit Antrieb 159
D.3.1.4 Mischer und Separator, Drossel 161
D.3.2 Stoffwerte der Arbeitsmittel 162
D.3.2.1 Arbeitsmittel in ORC-Kraftwerken 162
D.3.2.2 Ammoniak-Wasser 162
D.3.3 Auslegung der Pumpen und Ventilatoren 163
D.3.3.1 Thermalkreis – Auslegung der Tiefpumpe 164
D.3.3.2 Kraftwerkskreislauf – Auslegung der Speisepumpe 164
D.3.3.3 Kühlkreis – Auslegung von Kühlwasserpumpe bzw. Ventilatoren 164
D.3.4 Umgebung 165

In der vorliegen Arbeit wird wiederholt auf numerische Modelle der Kraftwerksprozesse zurückgegriffen. Aus den verschiedenen am Markt verfügbaren Kreislaufrechenprogrammen wurde für die Abbildung der Prozesse das Programm CycleTempo der TU Delft ausgewählt. Das Programm bietet die Anbindung an *(NIST, 4.0)* und verfügt somit über eine Bibliothek organischer Arbeitsmedien sowie Stoffwerte der Ammoniak-Wasser-Mischung.

CycleTempo ist ein Programm für die thermodynamische Modellierung energietechnischer Anlagen. Das Kreislaufrechenprogramm dient zur Zusammenstellung und iterativen Lösung eines Gleichungssystems, das den Auslegungspunkt des betrachteten Systems beschreibt. Am Ende der Auslegungsrechnung sind bekannt: der Zustand aller Ströme an allen Punkten im Prozess, die zugehörigen Massenströme, die Leistungen der Apparate und Maschinen sowie das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Fläche der Wärmeübertrager.

Für jede Komponente des Systems werden Massenbilanz und Energiebilanz aufgestellt. Das Gleichungssystem zur Bestimmung der Massenströme wird simultan gelöst. Die Bestimmung des Arbeitspunktes erfolgt iterativ. CycleTempo stellt die entsprechenden Routinen sowie eine Komponentenbibliothek zur Verfügung.

Eine ausführliche Beschreibung des Programms und seiner Funktionsweise findet sich in *(Delft University of Technology, 2000b).* An dieser Stelle sollen lediglich die prinzipielle Vorgehensweise, die Grenzen der Modellierung sowie die bei den verschiedenen Komponenten verwendeten grundlegenden Gleichungen zusammengestellt werden, soweit sie

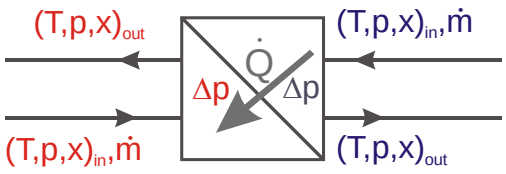
für das Verständnis der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Rechnungen erforderlich sind.

F.3.1 Beschreibung der Komponenten

Die Komponenten werden als black box betrachtet, in denen Stoffströme mit Druck, Temperatur, Dampfgehalt – also mit einer bestimmten Enthalpie – eine Zustandsänderung erfahren. Physikalische Vorgänge z.B. bei der Wärmeübertragung, der Expansion in einer Turbine oder Absorptions - und Desorptionsprozessen werden nicht detailliert betrachtet, sondern durch Koeffizienten (z.B. Wärmedurchgangskoeffizienten) und Maschinenkenngrößen (z.B. isentroper Wirkungsgrad der Turbomaschinen) abgebildet. Expansion und Druckerhöhung werden als adiabat angesehen. Wärmeverluste an die Umgebung werden nicht berücksichtigt. Im Folgenden werden die Bauteile mit den jeweils vorzugebenden Angaben kurz vorgestellt.

F.3.1.1 Wärmeübertrager (einschließlich Verdampfer und Kondensator)

Alle Wärmeübertrager (einschließlich Verdampfer und Kondensatoren) werden als Gegenstromwärmeübertrager betrachtet.



Ein Wärmeübertrager wird von einem warmen und einem kalten Strom durchflossen. Im Wärmeübertrager wird Wärme vom warmen an den kalten Strom übertragen. Jeder Strom ist gekennzeichnet durch den Zustand am Eintritt und am Austritt des Apparates. Der Zustand wird mit der Angabe von Temperatur, Druck und Dampfgehalt beschrieben.

Die Druckverluste Δp der Stoffströme werden für beide Seiten vorgegeben. Die Berechnung der Drücke erfolgt mit Gleichung (A-2). Für jeden Stoffstrom muss also entweder Eintrittsdruck oder Austrittsdruck bekannt sein.

$$p_{out} = p_{in} - \Delta p \qquad \text{(A-2)}$$

Von den verbleibenden sechs Größen (vier Temperaturen, zwei Massenströme) müssen fünf Größen vorgegeben sein. Dabei können die Temperaturen entweder direkt oder indirekt als Temperaturdifferenz ($T_{in} - T_{out}$ bzw. ΔT_a oder ΔT_b, s. Abbildung A-1) festgelegt werden. Die sechste Größe wird mit Hilfe der Energiebilanz berechnet. Alle relevanten Gleichungen sind in *(Delft University of Technology, 2000b)* zusammengestellt.

Das Ergebnis nach Lösung des Gleichungssystems sind die Zustände der Stoffströme jeweils am Eintritt und Austritt des Apparates (Druck p , Temperatur T, Dampfgehalt x) sowie die vom warmen an das kalte Medium übertragene Wärmeleistung $\dot{Q}$.

F.3.1.1.1 Berechnung der Wärmeübertragerfläche, Konzept der mittleren Temperaturdifferenz

Voraussetzung für die Berechnung der Wärmeübertrager nach dem Konzept der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ist, dass entweder die Temperatur konstant bleibt

(isobarer Phasenübergang eines Reinstoffs, d.h. unendlich großer Wärmekapazitätsstrom) oder der Zusammenhang zwischen Enthalpie und Temperatur linear ist (konstanter, endlicher Wärmekapazitätsstrom).

Aus der übertragenen Wärmeleistung und den Ein- und Austrittstemperaturen der Stoffströme wird mit Gleichung (A-3) das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient k und Wärmeübertragerfläche $A_{WÜ}$ berechnet. Bei bekannten Wärmedurchgangskoeffizienten kann dann die erforderliche Wärmeübertragerfläche bestimmt werden.

$$k \cdot A_{WÜ} = \frac{\dot{Q}}{\Delta\vartheta_m} \qquad \text{(A-3)}$$

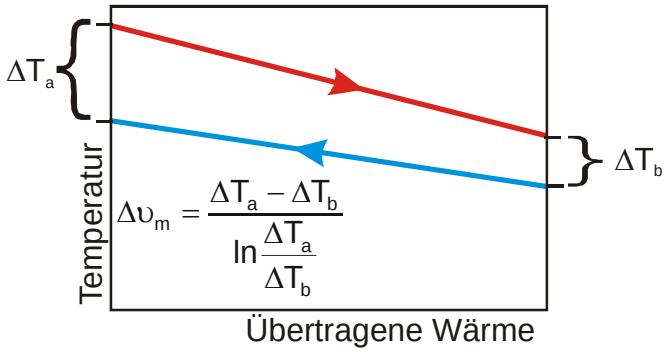


Abbildung A-1: Temperaturdifferenzen der Medien am Eintritt und Austritt eines Gegenstromwärmeübertragers und daraus berechnete mittlere logarithmische Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung.

Die in Abbildung A-1 angegebene Gleichung zur Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta\upsilon_m$ gilt für Gleich- und Gegenstromwärmeübertrager.

F.3.1.1.2 Berechnung der Wärmeübertragerfläche für den Kalina-Prozess

Das Ammoniak-Wasser Gemisch erfüllt bei Desorption und Absorption keine der beiden oben genannten Voraussetzungen zur Anwendung des KOnzeptes der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz. Die Phasenübergänge finden bei gleitender Temperatur und mit temperaturabhängiger Desorptionsenthalpie bzw. Absorptionsenthalpie, d.h. mit variablem Wärmekapazitätsstrom, statt *(Scharfe et al., 1986)*. Bildlich äußert sich dieser Zusammenhang in der Krümmung der Linien in den Wärmeübertragungsdiagrammen von Desorber, Absorber und LT-Vorwärmer. Damit verbietet sich die Berechnung der Wärmeübertragerfläche nach Gleichung (A-2), die zu einer starken Über- (Desorber) bzw. Unterschätzung (Absorber) der erforderlichen Wärmeübertragerfläche führt (Faktor 2, s. unten.). Erste Hinweise auf die Auswirkung dieses Effektes berichteten *Maack und Valdimarsson (2002).*

Um aber trotzdem eine – nicht zu aufwändige - Abschätzung der Wärmeübertragerfläche und letztlich der Investitionskosten zu ermöglichen, erfolgt eine Diskretisierung der betroffenen Wärmeübertrager.

Im Kalina-Kreislauf dominieren Desorber und Absorber die Gesamtfläche. Daher werden diese beiden Wärmeübertrager für die Berechnung der Wärmeübertragerflächen in erster Näherung in Teilsegmente unterteilt. Die Erwärmung des Kühlwassers im Absorber und die Abkühlung des Thermalwassers im Desorber erfolgen stufenweise in jedem Segment um die gleiche Temperaturdifferenz. Die Anzahl der Segmente wird so gewählt, dass der Temperaturverlauf näherungsweise linear ist, d.h. der Wärmeübertrager wird in gleichmäßige Abschnitte mit annähernd konstantem Wärmekapazitätsstrom unterteilt. Der Desorber wird in 6 Teilsegmente, der Absorber in 10 Teilsegmente unterteilt. Die in den Apparaten auftretenden Druckverluste werden gleichmäßig auf die Teilsegmente verteilt. Leistung und Wärmeübertragerfläche des LT-Vorwärmer, in dem ebenfalls Absorption stattfindet, sind kleiner als Leistung und Fläche eines Teilsegmentes des Absorbers. Der LT-Vorwärmer wird daher nicht in kleinere Teilsegmente unterteilt.

Abbildung A-2 illustriert die Auswirkung dieser Segmentierung auf das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche k·A bei gleichbleibender Leistung aller Wärmeübertrager. Für Desorber und Absorber führt die Unterteilung der Wärmeübertrager zu erheblichen Abweichungen in der erforderlichen Fläche. Während der Absorber ohne Segmentierung nur halb so groß ausgelegt wird wie erforderlich, erhält der Desorber mehr als das Doppelte der benötigten Fläche.

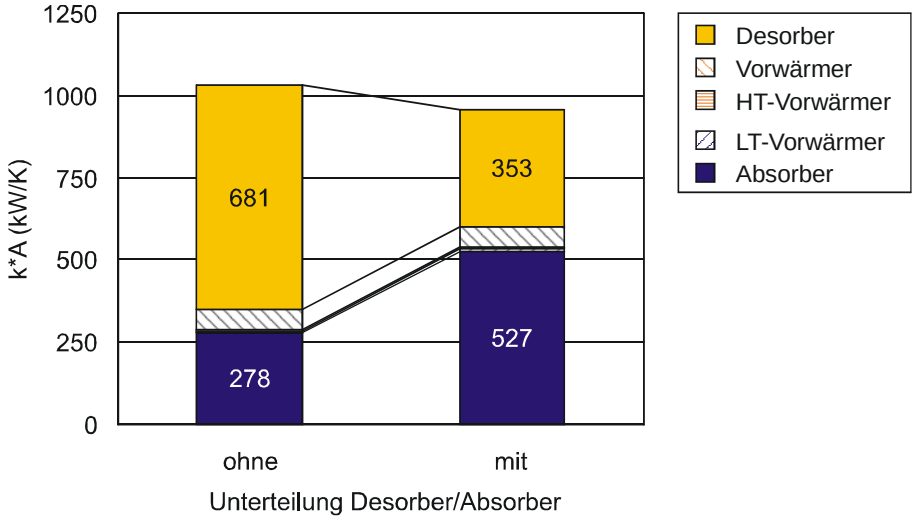


Abbildung A-2: Produkt von Wärmeübertragerfläche und Wärmedurchgangskoeffizient (k·A) der Wärmeübertrager des Kalina-Prozesses ohne (linke Säule) und mit Segmentierung (rechte Säule) von Desorber und Absorber. Frischdampfdruck 35 bar, Abdampfdruck 7,5 bar, Ammoniakgehalt der Grundlösung 83 %. Temperatur des Thermalwassers 150 C, Massenstrom Thermalwasser 20 g/s, Kühlwassertemperatur 15 °C. Die Leistung aller Wärmeübertrager ist konstant.

Dieses Ergebnis bestätigt, dass die Flächen von Desorber und Absorber im Kalina-Prozess in keinem Fall nach der einfachen Methode der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz ausgelegt werden dürfen. Zumindest die Diskretisierung dieser Wärmeübertrager sollte in jedem Fall trotz des erhöhten Modellierungs- und Rechenaufwandes

vorgenommen werden.

F.3.1.1.3 Wärmedurchgangskoeffizient der Wärmeübertrager

In Kapitel V der vorliegenden Arbeit wird das Produkt von Wärmedurchgangskoeffizient und Wärmeübertragerfläche aus der Wärmeübtragerleistung nach Gleichung (A-3) abgeleitet. Für eine qualitative Beurteilung, welcher Entwurf eine größere oder kleinere Wärmeübertragerfläche erfordert, ist die Verwendung diese Produktes zielführend. Nun sollen aber in Kapitel V Kosten anhand der tatsächlichen Wärmeübertragerfläche abgeschätzt werden. In dem Fall ist die Angabe eines Wärmedurchgangskoeffizienten erforderlich.

Im VDI Wärmeatlas (*VDI, 2002*) finden sich die unten angegebenen Erfahrungswerte überschlägiger Wärmedurchgangskoeffizienten bei verschiedenen Wärmeübertragerbauarten. Die kleineren Werte gelten für verhältnismäßig unvorteilhafte Bedingungen (z. B. bei kleinen Strömungsgeschwindigkeiten, zähen Flüssigkeiten, freier Konvektion und bei der Neigung zu Verschmutzungen), die großen Werte sind bei besonders geeigneten Bedingungen (z. B. bei großer Strömungsgeschwindigkeit, dünnen Flüssigkeitsschichten, optimalen Mengenverhältnissen der beiden Stoffe zueinander, saubere Oberflächen) einzusetzen.

- Fallfilmverdampfer für Ammoniak, Rohrbündel, mit Sole geheizt 200 bis 800 W/m² K,
- Kondensator (Rohrbündelwärmeübertrager), Kühlwasser innerhalb und organische Dämpfe oder Ammoniak außerhalb der Rohre, Rohrbündel 300 – 1200 W/m² K,
- Plattenwärmeübertrager, ebene Kanäle, Gas an Flüssigkeit 20 bis 60 W/m² K,
- Plattenwärmeübertrager, ebene Kanäle, Flüssigkeit an Flüssigkeit 350 bis 1200 W/m² K,
- Plattenwärmeübertrager, Profilplatten, Flüssigkeit an Flüssigkeit 1000 bis 4000 W/m² K.

Da die konstruktiven Details der Wärmeübertrager nicht festliegen, werden in Gleichung (A-3) konstante, temperaturunabhängige, mittlere Wärmedurchgangskoeffizienten eingesetzt. Die in der vorliegenden Arbeit für die Berechnung der Wärmeübertragerfläche verwendeten Wärmedurchgangskoeffizienten wurden von *Thorolfsson (2002)* ermittelt.

Desorber Kalina	800 W/ m² K
Absorber und LT-Rekuperator Kalina	785 W/ m² K
Andere Wärmeübertrager Kalina	1800 W/ m² K
Wärmeübertrager ORC	1000 W/ m² K

Tabelle A-2: Bei der Berechnung der Wärmeübertragerfläche verwendete Wärmedurchgangskoeffizienten, nach Thorolfsson (2002).

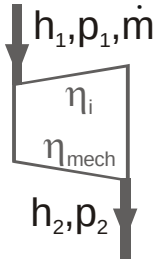
Die verwendeten Werte der Wärmedurchgangskoeffizienten stimmen mit den im VDI Wärmeatlas zusammengestellte Werten überein.

Diese Vorgehensweise erlaubt die überschlägige Berechnung der Wärmeübertragerfläche. Die für die Wärmeübertrager anfallenden Investitionskosten können, ausgehend von dieser Wärmeübertragerfläche, mithilfe von auf die Fläche bezogenen, spezifischen

Investitionskosten abgeschätzt werden. Eine detaillierte Auslegung aller Wärmeübertrager im Rahmen einer Ausführungsplanung bleibt für einen vollständigen Entwurf unerlässlich.

F.3.1.2 Turbine und Generator

In der Turbine entspannt der Dampf von vom Druck p_1 auf den Druck p_2. Dabei wird über die Welle mechanische Leistung abgeführt. Der Zustand nach einer isentropen, adiabaten Entspannung (1→2s) wird mit Hilfe der Zustandsgleichungen der Arbeitsmedien berechnet.



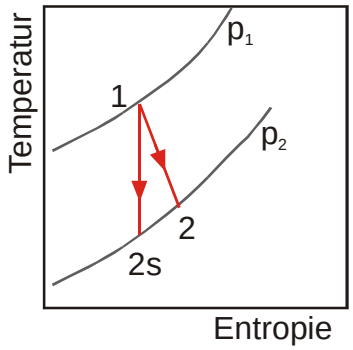


Abbildung A-3: Entspannung des Arbeitsmittels in der Turbine vom Druck p_1 auf den Druck p_2 dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Der isentrope Wirkungsgrad der Turbine ist die Enthalpiedifferenz bei der nicht-isentropen Entspannung (1→2) geteilt durch die Enthalpiedifferenz bei reversibler, d.h. isentroper Entspannung. Der Zustand am Punkt 2 wird mit Hilfe von Gleichung (A-4) berechnet.

$$h_2 = \eta_{i,tur}\left(h_{2s} - h_1\right) + h_1 \qquad \text{(A-4)}$$

Die mechanische Leistung an der Turbinenwelle ist gleich dem Produkt von mechanischem Wirkungsgrad, Massenstrom und Enthalpiedifferenz bei der Entspannung.

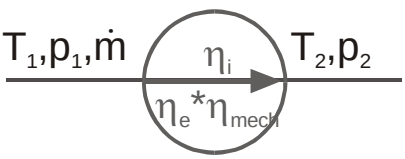
$$P_{mech} = \eta_{mech}\dot{m} \cdot \left(h_1 - h_2\right) \qquad \text{(A-5)}$$

Es werden nur einfache Turbinen ohne Anzapfdampf betrachtet. Die Beschreibung der Turbine erfolgt wie in den Gleichungen (A-4) und (A-5) gezeigt mit dem isentropen und dem mechanischen Wirkungsgrad. Beide werden als Maschinenparameter vorgegeben. Soweit nicht anders angegeben, wird für die Turbine als isentroper Wirkungsgrad 75 % angenommen. Der mechanische Wirkungsgrad der Turbine beträgt 96 %.

Der Generator wandelt die mechanische Leistung in elektrische Leistung. Für die vorliegenden Untersuchungen wird er mit dem Generatorwirkungsgrad beschrieben (s. Gleichung (III-35). Der für die Rechnungen angenommene Generatorwirkungsgrad beträgt 98 %.

F.3.1.3 Pumpen und Ventilatoren mit Antrieb

Pumpen und Ventilatoren erhöhen den Druck eines Stoffstromes von p_1 auf p_2. Die dabei zugeführte technische Arbeit ist gleich der Zunahme der spezifischen



Enthalpie (Gleichung (A-6), 1. Hauptsatz für offene Systeme, bei Vernachlässigung von Geschwindigkeits- und Höhendifferenz)

$$h_2 - h_1 = w_t \tag{A-6}$$

Der Zustand nach einer isentropen Druckerhöhung (1→2s; s. Abbildung A-4) wird mit Hilfe der Zustandsgleichung für das jeweilige Medium berechnet.

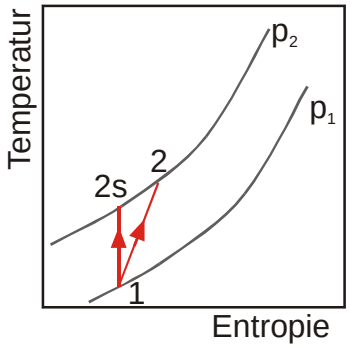


Abbildung A-4: Druckerhöhung vom Druck p_1 auf den Druck p_2 dargestellt im Temperatur-Entropie-Diagramm.

Der Zustand am Punkt 2 folgt aus dem isentropen Wirkungsgrad und dem Zustand nach der isentropen Zustandsänderung (Gleichung (A-7)). Die Gleichung wurde aus der Definition des isentropen Wirkungsgrades abgeleitet.

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{i,p}} + h_1 \tag{A-7}$$

Die Temperatur des Arbeitsmittels am Punkt 2 kann mit der jeweiligen Zustandsgleichung ermittelt werden.

Die elektrische Leistung des Antriebs berücksichtigt die mechanischen η_{mech} und die elektrischen η_e Verluste. Sie ist:

$$P_{el} = \frac{\dot{m} \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_{i,p}\eta_{mech}\eta_e} \tag{A-8}$$

Gleichung (A-8) wird für die Berechnung der Antriebsleistung der Ventilatoren verwendet.

Für Pumpen sowie für Ventilatoren mit kleinem Druckverhältnis kann die Enthalpiezunahme auch als Funktion von spezifischem Volumen und Druckdifferenz ausgedrückt werden. Die Enthalpiezuahme bei isentroper Druckerhöhung ist:

$$\Delta h_s = \int_{p_1}^{p_2} v(p, s_1)\,dp \tag{A-9}$$

Für inkompressible Fluide ($v = v_0$ = konstant) wird Gleichung (A-9)

$$\Delta h_s = v_0 (p_2 - p_1) \tag{A-10}$$

Die Enthalpiezunahme bei isentroper Druckerhöhung eines inkompressiblen Fluides (1→2s) kann also auch mit Gleichung (A-10) berechnet werden. Die zum Antrieb einer

Pumpe erforderliche elektrische Leistung ist dann gleich dem Produkt von Druckdifferenz und Volumenstrom geteilt durch den Gesamtwirkungsgrad der Pumpe $\eta_{i,p} \cdot \eta_{mech}$ und den elektrischen Wirkungsgrad des Antriebs η_e *(Recknagel et al., 94/95),* s. Gleichung (A-11).

$$P_{el} = \frac{\dot{V} \cdot (p_2 - p_1)}{\eta_{i,p} \eta_{mech} \eta_e} \qquad \text{(A-11)}$$

Der isentrope Wirkungsgrad der Pumpen und Ventilatoren wird als Maschinenparameter vorgegeben. Soweit nicht anders angegeben, werden 80 % angenommen.

Der mechanische Wirkungsgrad der Pumpen und Ventilatoren sowie der elektrische Wirkungsgrad der Antriebe hängen von der jeweiligen Leistung ab. Das Produkt von mechanischem Wirkungsgrad der Pumpe und elektrischem Wirkungsgrad des Antriebs ist in der unten stehenden Abbildung A-5 als Funktion der Pumpenleistung aufgetragen (nach *Delft University of Technology, 2000b*). In der verwendeten Software *(Delft University of Technology, 2000a)* ist diese Kurve typischer Pumpen hinterlegt und wird bei der Berechnung der Pumpen- und Ventilatorleistung verwendet.

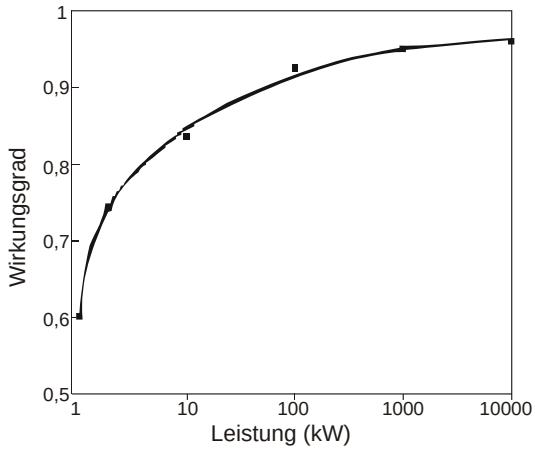
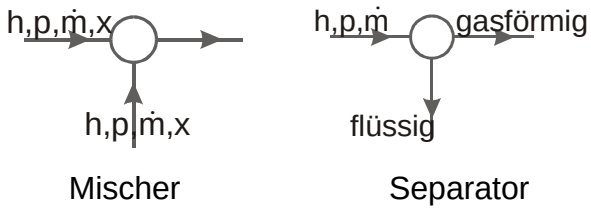


Abbildung A-5: Produkt von mechanischem Wirkungsgrad der Pumpe und elektrischem Wirkungsgrad des Pumpenantriebs in Abhängigkeit von der Pumpenleistung (nach Delft University of Technology, 2000a*).*

F.3.1.4 Mischer und Separator, Drossel



Mischer und Separator sind Objekte, in denen Stoffströme zusammengeführt und ideal durchmischt bzw. aufgrund ihres Aggregatzustand in flüssige und gasförmige Phase getrennt werden. Das dynamische Verhalten und der Aufbau dieser Komponenten, z.B. Zyklonenabscheider als Separator oder Einsprühung der flüssigen Phase in den Mischer wird nicht genauer beschrieben. Die Mischung bzw. Abscheidung wird ideal und vollständig angenommen. Druckverluste in den Apparaten werden in der Modellierung nicht berücksichtigt. Jeder

Mischer bzw. Separator liefert eine Massen- und eine Energiebilanz.

Drosselung, d.h. Druckminderung ohne Abgabe von mechanischer Energie, wird adiabat und daher isenthalp angenommen.

F.3.2 Stoffwerte der Arbeitsmittel

Für die Analyse und Auslegung des Systeme sind Kenntnisse des spezifischen Enthalpiegehaltes in Abhängigkeit von der Temperatur sowie des Druck-Volumen-Temperatur-Verhaltens notwendig. Für gängige Arbeitsmittel wie Wasser, Stickstoff und Kohlendioxid liegen tabellierte Messreihen in hoher Auflösung vor. In vielen Fällen sind keine oder nur wenige experimentell ermittelte Daten verfügbar, so dass anhand der vorhandenen Informationen die thermodynamischen Zustandsfunktionen interpoliert bzw. extrapoliert oder Vorausberechnungsmethoden zu deren Abschätzung herangezogen werden müssen. Eine Darstellung der Berechnungsmethoden einschließlich einer vergleichenden Analyse der Methoden findet sich z.B. im VDI Wärmeatlas *(VDI, 2002).*

F.3.2.1 Arbeitsmittel in ORC-Kraftwerken

Eine gute Quelle für tabellierte Stoffeigenschaften und die Berechnung von Stoffeigenschaften ist z.B. der VDI Wärmeatlas *(VDI, 2002).* Das National Institute of Standards and Technology der USA stellte in der REFPROP (REFrigerant PROPerties) Datenbank Stoffwerte vieler gängige Kältemittel zusammen. Die Datenbank ist sowohl im Internet *(NIST, 2003)* als auch als installierbares Programm *(NIST, 2002)* verfügbar. Alle drei Werke werden regelmäßig ergänzt und verbessert. Alle in der vorliegenden Arbeit für die numerischen Modellierungen verwendeten Stoffdaten organischer Arbeitsmittel entstammen der Datenbank REFPROP 4.0 des National Institute of Standards and Technology *(NIST, 4.0)*. Die Datenbank enthält insgesamt 38 Arbeitsmittel. Soweit in der Datenbank verfügbar, wird die nach Starling modifizierte Benedict-Webb-Robin-Zustandsgleichung genutzt, ansonsten das Extended-Corresponding-State(ECS)-Modell *(Delft University of Technology, 2000b)*.

F.3.2.2 Ammoniak-Wasser

Für die Berechnung der Stoffwerte der Ammoniak-Wasser-Mischung stehen eine Reihe von Ansätzen und Modellen zur Verfügung. Im Folgenden soll eine kurze Übersicht der Methoden gegeben werden. Eine umfassende Darstellung findet sich z.B. bei *Thorin (2000)*.

Ziegler und Trepp (1984) verknüpfen in ihrem Modell eigenständige Gleichungen für Gasphase und flüssige Phase über die Gleichgewichtsbedingung im Phasengleichgewicht. Für jede Phase wird die Gibbs Energie als Funktion von Druck, Temperatur, Zusammensetzung ausgedrückt. Sie ist die Summe der Gibbs Energie der reinen Komponenten, der idealen freien Energie der Mischung und der freien Überschussenergie. Die gasförmige Phase wird als ideale Mischung realer Stoffe betrachtet. Für gegebene Temperatur, Druck und Zusammensetzung können so mit Hilfe der Gibbs Energie alle weiteren Stoffwerte bestimmt werden. Das Modell ist von 230 bis 500 K und von 0,2 bis 50 bar gültig. *Xu und Goswami (1999)* entwickelten das Modell weiter und erweiterten den Gültigkeitsbereich. Sie ziehen

zusätzlich empirische Gleichungen für Siede- und Taupunkt im Phasengleichgewicht (Dampf/Flüssigkeit) heran

El-Sayed und Tribus (1985) stellten die Siede- und Taulinien in einem Phasendiagramm dar, allerdings noch mit Genauigkeiten von ± 10 F (±5,56 K) für Siede- und Tautemperatur und ± 15 Btu/lb (± 34,89 kJ/kg) für die Enthalpie von Flüssigkeit und Dampf.

Tillner-Roth und Friend (1998a) entwickelten ein thermodynamisches Modell der Mischung auf der Basis der freien Helmholtz Energie. Der im Vergleich zu *Ziegler und Trepp (1984)* erweiterte Gültigkeitsbereich der Fundamentalgleichung reicht bis 400 bar. Das Modell wurde mit aktuellen Messdaten validiert und zeigt gute Übereinstimmung *(Tillner-Roth und Friend, 1998b)*. Bis jetzt erzielt es die beste Genauigkeit und hat den größten Gültigkeitsbereich.

Die REFPROP-Datenbank 7.0 *(NIST, 2002)* enthält u.a. die Gleichungen von Tillner-Roth und Friend. Alle in der vorliegenden Arbeit enthaltenen Darstellungen von Phasendiagrammen wurden mit diesem Werkzeug erstellt. In die in Kapitel IV und Kapitel V verwendeten numerischen Modelle dagegen gehen die Gleichungen von *Ziegler und Trepp (1984)* ein. Diese sind in REFPROP 4.0 *(NIST, 4.0)* enthalten, das wiederum in dem verwendeten Kreislaufrechenprogramm CycleTempo *(Delft University of Technology, 2000a)* eingebunden ist. Die Anbindung von REFPROP 7.0 *(NIST, 2002)* an CycleTempo ist nicht möglich. Für eine Abschätzung der damit verbundenen Ungenauigkeit wird auf die Untersuchungen von *Thorin (2000)* verwiesen. *Thorin (2000)* untersuchte detailliert den Einfluss des Stoffmodells auf den Wirkungsgrad eines berechneten Kalina Kraftwerkes. Sie zeigte, dass die unterschiedlichen Modelle für die Berechnung der Stoffwerte weniger als 1% Differenz im Kraftwerkswirkungsgrad bewirken. Die Abweichungen steigen mit zunehmenden Drücken und Verringerung der Ammoniakkonzentration. Die berechnete Wärmeübertragerfläche variiert für die verschiedenen Stoffmodelle um 7 %, für die betrachteten Wärmetransportmodelle um 3 %. Da in der vorliegenden Arbeit eher auf die grundlegenden Zusammenhänge und weniger auf die absoluten Wert gezielt wird, erscheint die Verwendung der Gleichungen von Ziegler und Trepp zulässig. In Kapitel V zeigt sich, dass lediglich aus der Begrenzung des oberen Prozessdruckes nach oben (max. 50 bar) Schwierigkeiten entstehen.

F.3.3 Auslegung der Pumpen und Ventilatoren

Die Netzanschlussleistung des Kraftwerkes ist die Generatorleistung abzüglich des Eigenbedarfs. Im Eigenbedarf werden die Antriebsleistungen der Pumpen und Ventilatoren berücksichtigt. Um diese Antriebsleistung zu berechnen, ist die Kenntnis der von Pumpen und Ventilatoren jeweils erzeugten Druckerhöhung erforderlich. Diese Druckerhöhung setzt sich aus den Druckverlusten im jeweiligen Kreislauf, eventuellen statischen Höhendifferenzen – dies betrifft die Tiefpumpe – sowie der Differenz zwischen oberem und unterem Prozessdruck – für die Speisepumpe – zusammen. In den folgenden Absätzen ist die Berechnung der Druckerhöhung für die verschiedenen Pumpen und Ventilatoren dargestellt. Reibung in

Rohrleitungen mit den daraus resultierenden Druckverlusten wird vernachlässigt.

F.3.3.1 Thermalkreis – Auslegung der Tiefpumpe

Der durch die Tiefpumpe aufzubringende Druckerhöhung Δp_{TP} folgt aus den Druckverlusten in Verdampfer und Vorwärmer Δp_v und der Höhendifferenz H des dynamischen Wasserspiegels zur Geländeoberkante.

$$\Delta p_{TP} = \Delta p_v + \rho_b \cdot g \cdot H \tag{A-12}$$

Die Druckverluste im Verdampfer und im Vorwärmer werden mit 2 bzw. 1 bar. angesetzt. Die Werte orientieren sich an den von *Baatz (1999)* durchgeführten Messungen.

Der dynamische Wasserspiegel in der Bohrung hängt von der realisierten Förderrate und dem Produktivitätsindex des Reservoirs ab (s. Abschnitt II.3). Die Auslegung des Sekundärkreislaufes wird vom dynamischen Wasserspiegel nicht beeinflusst. Da zudem die Leistung der Tiefpumpe lediglich in den Eigenbedarfswirkungsgrad eingeht, wird in der vorliegenden Arbeit aus Gründen der Klarheit der dynamische Wasserspiegel als konstant bei 200 m unter Geländeoberkante angenommen. Wenn Betrachtungen zu einem konkreten Standort durchgeführt werden, sollte dagegen stets eine ausführliche Auslegung der Tiefpumpe unter Einbeziehung des Untergrundes erfolgen. Detaillierte Untersuchungen zur Leistung der Tiefpumpe in Abhängigkeit vom Produktivitätsindex führte z.B. *Legarth (2003)* durch.

F.3.3.2 Kraftwerkskreislauf – Auslegung der Speisepumpe

Die Druckerhöhung durch die Speisepumpe Δp_{SP} folgt aus den Druckverlusten in den Wärmeübertragern Δp_v sowie der Differenz zwischen unterem und oberem Prozessdruck.

$$\Delta p_{SP} = \Delta p_v + \left| p_o - p_u \right| \tag{A-13}$$

Die für die Wärmeübertrager veranschlagten Druckverluste sind in jeweiligen Abschnitten aufgeführt.

F.3.3.3 Kühlkreis – Auslegung von Kühlwasserpumpe bzw. Ventilatoren

Als Kühlungsvarianten werden Frischwasserkühlung und Luftkühlung berücksichtigt. Diese beiden Varianten kennzeichnen den oberen und unteren Grenzwert der möglichen erreichbaren Kondensationstemperatur. In beiden Fällen durchströmt das Kühlmedium den Kondensator direkt, zwischengeschaltete Kühlkreisläufe oder Kühltürme werden nicht betrachtet.

Luftgekühlte Kondensatoren und die erforderliche Ventilatorleistung werden individuell an den Standort (Auslegungslufttemperatur, relative Feuchte, Höhe über NN) angepasst. In der vorliegenden Arbeit liegt der Standort der Anlagen nicht soweit fest, dass eine genaue Auslegung anhand dieser Kriterien erfolgen kann. Für eine nicht standortbezogene Aussage kann aber die Ventilatorleistung auf der Basis von Erfahrungswerten abgeschätzt werden (*Bohn, 1985*). Aus dieser Abschätzung wurde der Druckverlust der Luft im luftgekühlten Kondensator bzw. Absorber abgeleitet.

Alle Berechnungen, die Frischwasserkühlung bzw. Luftkühlung berücksichtigen, verwenden die in Tabelle A-3 zusammengestellten Werte.

	Frischwasserkühlung	Luftkühlung
Kühlmedium	Wasser	Luft
Druckverlust Kühlmedium Δp_v	1 bar	0,0042 bar
Eintrittstemperatur des Kühlmediums	15°C	20°C
Maximale zulässige Erwärmung	5 K	10 K

Tabelle A-3 Annahmen für Frischwasserkühlung und Trockenkühlturm

Die relative Feuchte der Luft beträgt 60%, der Druck liegt bei dem Umgebungsdruck (1,013 bar).

F.3.4 Umgebung

Die Umgebungstemperatur beträgt 15 °C, der Umgebungsdruck 1,01325 bar. Die Zusammensetzung entspricht der Definition von *Baehr (1989)*.

G Zahlenwerte der Rechnungen

G.1 Zu Abschnitt IV.1.4.3 Wahl des Arbeitsmittels

Fall	Referenz					Best Case				
Arbeitsmittel	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a
dynamischer Wasserspiegel m unter GOK	200	200	200	200	200	200	200	200	**200**	200
Maschinen										
isentroper Wirkungsgrad										
Turbine	75%	75%	75%	75%	75%	85%	85%	85%	85%	85%
Tiefpumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Speisepumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Kühlwasserpumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
mechanischer Wirkungsgrad										
Turbine	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%
mechanischer * elektrischer Wirkungsgrad										
Generator	98%	98%	98%	98%	98%	98%	98%	98%	98%	98%
Tiefpumpe	89%	89%	89%	89%	89%	89%	89%	89%	89%	89%
Speisepumpe	60%	86%	87%	84%	93%	60%	87%	90%	85%	93%
Kühlwasserpumpe	85%	85%	86%	86%	87%	85%	86%	87%	87%	88%
Leistung kW_{el}										
Turbine	204	416	474	415	659	410	836	993	851	1114
Tiefpumpe	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64
Speisepumpe	0	35	48	15	130	1	49	78	22	131
Kühlwasserpumpe	19	28	35	32	47	25	38	45	42	60
Generator	200	408	465	407	646	402	820	973	834	1092
Wärmeübertrager										
k*A kW/K										
Vorwärmer	7	28	66	46	184	18	85	252	156	867
Verdampfer	73	115	91	92	88	463	340	195	202	225
Enthitzer	0	0	16	16	0	0	0	42	43	0
Kondensator	119	176	207	191	295	379	591	689	681	942
Summe	199	320	379	346	567	861	1016	1178	1083	2034
Leistung kW_{th}										
Vorwärmer	291	1005	2098	1578	4103	488	1610	3739	2690	4752
Verdampfer	2580	3352	3298	3434	3003	3457	4699	3897	4454	5019
Enthitzer	0	0	410	485	0	0	0	578	705	0
Kondensator	2659	3954	4533	4107	6540	3518	5480	6094	5572	8731
Medien										
Thermalwasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
Arbeitsmittel	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a
Kühlmedium	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
Massenstrom kg/s										
Thermalwasser	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Arbeitsmittel	1,1	3,8	14,4	12,2	41,8	1,5	5,0	18,5	16,0	49,7
Kühlwasser	128	190	242	219	331	169	264	314	290	420

Fall	Referenz					Best Case				
Arbeitsmittel	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a
Volumenstrom m³/s										
01 vor Tiefpumpe	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
02 nach Tiefpumpe	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
03 Bohrungskopf übertage	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
04 nach Verdampfer	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
05 Rücklauf Thermalwasser	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
11 Kondensat	0,00	0,01	0,03	0,02	0,04	0,00	0,01	0,03	0,03	0,04
12 Kondensat nach Pumpe	0,00	0,01	0,03	0,02	0,04	0,00	0,01	0,03	0,03	0,04
13 nach Vorwärmer	0,00	0,01	0,31	0,02	0,05	0,00	0,01	0,04	0,03	0,06
14 Frischdampf	2,64	0,10	0,31	0,79	0,17	3,10	0,15	0,33	0,96	0,29
15 Abdampf	11,40	0,30	1,15	3,01	0,80	19,79	0,57	2,09	5,97	1,43
16 nach Enthitzer	11,40	0,30	1,07	2,78	0,80	19,79	0,57	1,94	5,44	1,43
300 Kühlmedium Eintritt	0,13	0,19	0,24	0,22	0,33	0,17	0,26	0,31	0,29	0,42
301 nach Pumpe / Ventilator	0,13	0,19	0,24	0,22	0,33	0,17	0,26	0,31	0,29	0,42
302 nach Kondensator	0,13	0,19	0,24	0,22	0,33	0,17	0,26	0,31	0,29	0,42
303 Kühlmedium Austritt	0,13	0,19	0,24	0,22	0,33	0,17	0,26	0,31	0,29	0,42
Zustandspunkte										
Temperatur °C										
01 vor Tiefpumpe	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0	150,0
02 nach Tiefpumpe	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4	150,4
03 Bohrungskopf übertage	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6	150,6
04 nach Verdampfer	120,4	111,3	111,9	110,3	115,4	110,0	95,3	104,8	98,2	91,5
05 Rücklauf Thermalwasser	117,0	99,4	87,0	91,6	66,6	104,3	76,1	60,2	66,1	34,7
11 Kondensat	40,0	40,0	39,0	38,0	39,5	27,0	27,0	26,0	24,5	27,0
12 Kondensat nach Pumpe	40,0	41,5	40,0	38,3	41,7	27,0	28,5	27,2	24,8	28,7
13 nach Vorwärmer	100,4	91,3	91,9	90,3	95,4	105,0	90,3	99,8	93,2	86,5
14 Frischdampf	94,0	110,0	91,0	88,0	97,0	140,0	121,0	99,0	91,0	90,0
15 Abdampf	53,1	40,2	54,1	61,4	39,8	46,9	27,2	43,5	51,8	27,3
16 nach Enthitzer	53,1	40,2	39,5	39,5	39,8	46,9	27,2	26,7	26,6	27,3
300 Kühlmedium Eintritt	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
301 nach Pumpe / Ventilator	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
302 nach Kondensator	20,0	20,0	19,5	19,5	19,8	20,0	20,0	19,7	19,6	20,0
303 Kühlmedium Austritt	20,0	20,0	19,9	20,0	19,8	20,0	20,0	20,1	20,2	20,0

Fall	Referenz					Best Case				
Arbeitsmittel	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a
Druck bar										
01 vor Tiefpumpe	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
02 nach Tiefpumpe	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0	61,0
03 Bohrungskopf übertage	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0
04 nach Verdampfer	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0
05 Rücklauf Thermalwasser	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
11 Kondensat	0,1	15,6	5,2	1,4	10,0	0,0	10,7	3,6	0,9	7,1
12 Kondensat nach Pumpe	1,5	53,0	17,5	6,3	36,7	1,7	51,9	20,3	6,7	30,7
13 nach Vorwärmer	1,0	52,5	17,0	5,8	36,2	1,2	51,4	19,8	6,2	30,2
14 Frischdampf	0,7	52,2	16,7	5,5	35,9	0,9	51,1	19,5	5,9	29,9
15 Abdampf	0,1	15,6	5,2	1,5	10,1	0,1	10,7	3,7	1,0	7,1
16 nach Enthitzer	0,1	15,6	5,2	1,5	10,1	0,1	10,7	3,7	1,0	7,1
300 Kühlmedium Eintritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
301 nach Pumpe / Ventilator	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0
302 nach Kondensator	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
303 Kühlmedium Austritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
Dampfgehalt %										
11 Kondensat	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12 Kondensat nach Pumpe	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13 nach Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14 Frischdampf	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
15 Abdampf	95	96	100	100	95	95	95	100	100	100
16 nach Enthitzer	95	96	100	100	95	95	95	100	100	100

Fall	Referenz					Best Case				
Arbeitsmittel	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a	Wasser	NH3	iButan	iPentan	R134a
Enthalpie kJ/kg										
01 vor Tiefpumpe	634	634	634	634	634	634	634	634	634	634
02 nach Tiefpumpe	637	637	637	637	637	637	637	637	637	637
03 Bohrungskopf übertage	637	637	637	637	637	637	637	637	637	637
04 nach Verdampfer	508	470	472	466	487	464	402	442	414	386
05 Rücklauf Thermalwasser	494	419	367	387	282	440	322	255	280	149
11 Kondensat	167	342	121	24	90	113	278	89	-8	71
12 Kondensat nach Pumpe	168	350	124	25	92	113	287	92	-6	74
13 nach Vorwärmer	421	617	269	154	191	440	611	294	162	169
14 Frischdampf	2668	1507	498	435	262	2757	1556	505	440	270
15 Abdampf	2483	1392	464	400	246	2471	1381	449	384	247
16 nach Enthitzer	2483	1392	435	360	246	2471	1381	418	340	247
300 Kühlmedium Eintritt	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
301 nach Pumpe / Ventilator	63	63	63	63	63	63	63	63	63	63
302 nach Kondensator	84	84	82	82	83	84	84	83	83	84
303 Kühlmedium Austritt	84	84	84	84	83	84	84	85	85	84
Entropie kJ/kg K										
01 vor Tiefpumpe	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
02 nach Tiefpumpe	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
03 Bohrungskopf übertage	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
04 nach Verdampfer	1,5	1,4	1,4	1,4	1,5	1,4	1,3	1,4	1,3	1,2
05 Rücklauf Thermalwasser	1,5	1,3	1,2	1,2	0,9	1,4	1,0	0,8	0,9	0,5
11 Kondensat	0,6	1,2	0,4	0,1	0,3	0,4	1,0	0,3	0,0	0,3
12 Kondensat nach Pumpe	0,6	1,2	0,4	0,1	0,3	0,4	1,0	0,3	0,0	0,3
13 nach Vorwärmer	1,3	2,0	1,5	0,5	0,6	1,4	2,0	0,9	0,5	0,5
14 Frischdampf	7,5	4,5	1,5	1,2	0,8	7,6	4,6	1,5	1,2	0,8
15 Abdampf	7,7	4,6	1,5	1,3	0,8	7,8	4,7	1,5	1,3	0,8
16 nach Enthitzer	7,7	4,6	1,4	1,2	0,8	7,8	4,7	1,4	1,1	0,8
300 Kühlmedium Eintritt	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
301 nach Pumpe / Ventilator	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
302 nach Kondensator	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
303 Kühlmedium Austritt	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

G.2 Zu Abschnitt V.1 Energetische Betrachtungen

G.2.1 ORC-Anlagen

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
dynamischer Wasserspiegel m unter GOK	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
Maschinen										
isentroper Wirkungsgrad										
Turbine	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%
Tiefpumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Speisepumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Kühlwasserpumpe / Ventilator	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
mechanischer Wirkungsgrad										
Turbine	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%
mechanischer * elektrischer Wirkungsgrad										
Generator	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%
Tiefpumpe	88,7%	88,7%	88,7%	88,7%	88,8%	88,7%	88,7%	88,7%	88,7%	88,8%
Speisepumpe	86,7%	87,9%	90,0%	91,9%	89,4%	86,5%	88,3%	90,8%	93,0%	90,1%
Kühlwasserpumpe / Ventilator	85,1%	86,5%	87,1%	88,1%	89,5%	93,0%	93,2%	93,3%	93,5%	93,7%
Leistung kW_{el}										
Turbine	278	580	879	1311	1740	191	450	727	1150	1527
Generator	272	568	861	1285	1705	187	441	712	1127	1496
Tiefpumpe	64	64	64	65	65	64	64	64	65	65
Speisepumpe	43	55	78	97	71	41	60	86	122	79
Kühlwasserpumpe / Ventilator	25	40	47	58	72	116	211	272	353	463
Wirkungsgrade										
Carnot Wirkungsgrad	22,8%	27,6%	31,9%	35,7%	39,1%	21,4%	26,4%	30,7%	34,6%	38,0%
η_{MPP}	12,4%	15,3%	18,0%	20,5%	22,8%	11,6%	14,5%	17,2%	19,7%	22,0%
Auskühlungs-wirkungsgrad	44,5%	60,0%	60,0%	65,8%	73,2%	29,4%	45,4%	49,3%	56,0%	65,2%
thermischer Wirkungsgrad	6,7%	8,7%	11,1%	13,0%	14,0%	6,5%	8,6%	10,8%	13,0%	13,6%
Eigenbedarfs-wirkungsgrad	51,6%	71,9%	78,0%	82,9%	87,8%	-18,1%	23,9%	40,8%	52,1%	59,5%
Systemwirkungsgrad	1,7%	3,9%	5,3%	7,2%	8,8%	-0,4%	1,0%	2,3%	3,9%	5,2%

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Wärmeübertrager										
k*A kW/K										
Vorwärmer	90	280	252	358	488	67	208	214	332	406
Verdampfer	164	174	195	207	229	127	136	169	169	214
Enthitzer	0	63	47	62	92	0	51	40	54	87
Kondensator	384	560	696	868	1101	216	354	479	618	793
Summe	638	1077	1191	1495	1911	410	749	902	1173	1501
Leistung kW_{th}										
Vorwärmer	1182	3363	3748	5356	6746	974	3049	3559	5658	6397
Verdampfer	2600	3004	3897	4462	5784	1522	1762	2727	2688	4774
Enthitzer	2	1006	701	1053	2072	0	765	565	856	1974
Kondensator	3532	4806	6098	7488	8709	2333	3631	5042	6406	7677
Medien										
Thermalwasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
Arbeitsmittel	R290	RC318	R600a	R600	i-C5	R290	RC318	R600a	R600	i-C5
Kühlmedium	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Luft	Luft	Luft	Luft	Luft
Massenstrom kg/s										
Thermalwasser	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Arbeitsmittel	10,6	48,3	18,5	20,7	25,0	7,6	38,2	15,8	18,2	22,6
Kühlmedium	167,3	277,9	328,6	409,3	516,0	246,0	450,3	579,7	755,5	992,4
Volumenstrom m^3/s										
01 vor Tiefpumpe	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
02 nach Tiefpumpe	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
03 Bohrungskopf übertage	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
04 nach Verdampfer	0,020	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,021	0,022	0,022
05 Rücklauf Thermalwasser	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,021	0,020
11 Kondensat	0,022	0,035	0,034	0,036	0,041	0,016	0,029	0,029	0,032	0,037
12 Kondensat nach Pumpe	0,022	0,035	0,034	0,036	0,041	0,016	0,028	0,029	0,032	0,037
13 nach Vorwärmer	0,026	0,045	0,043	0,048	0,052	0,020	0,040	0,040	0,050	0,049
14 Frischdampf	0,194	0,348	0,334	0,350	0,675	0,098	0,174	0,201	0,180	0,474
15 Abdampf	0,488	1,989	2,134	3,583	10,168	0,266	1,190	1,403	2,394	6,918
16 nach Enthitzer	0,488	1,768	1,949	3,207	8,655	0,271	1,058	1,288	2,161	5,866
300 Kühlmedium Eintritt	0,167	0,278	0,329	0,410	0,516	205	375	483	630	827
301 nach Pumpe / Ventilator	0,167	0,278	0,329	0,410	0,516	205	374	482	628	825
302 nach Kondensator	0,168	0,278	0,329	0,410	0,517	212	386	498	649	850
303 Kühlmedium Austritt	0,168	0,278	0,329	0,410	0,517	212	388	500	651	856

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Zustandspunkte										
Temperatur °C										
01 vor Tiefpumpe	100,0	125,0	150,0	175,0	200,0	100,0	125,0	150,0	175,0	200,0
02 nach Tiefpumpe	100,3	125,3	150,4	175,4	200,5	100,3	125,3	150,4	175,4	200,5
03 Bohrungskopf übertage	100,6	125,6	150,6	175,6	200,6	100,6	125,6	150,6	175,6	200,6
04 nach Verdampfer	69,7	90,0	104,8	123,8	134,3	82,5	104,8	118,7	144,6	146,1
05 Rücklauf Thermalwasser	55,5	49,9	60,1	60,1	54,1	70,9	68,5	76,4	77,7	70,4
11 Kondensat	26,8	25,4	25,8	25,5	23,9	36,8	34,8	35,5	35,1	33,4
12 Kondensat nach Pumpe	28,1	26,2	27,0	26,7	24,6	38,7	36,0	37,1	36,9	34,2
13 nach Vorwärmer	64,7	85,0	99,8	118,8	129,3	77,5	99,8	113,7	139,6	141,1
14 Frischdampf	64,0	84,0	99,0	118,0	128,0	77,0	99,0	113,0	139,0	140,0
15 Abdampf	27,1	50,3	46,9	53,9	72,4	37,0	57,9	54,6	60,4	82,6
16 nach Enthitzer	27,1	26,2	26,5	26,4	26,1	37,0	35,4	36,1	35,8	35,1
300 Kühlmedium Eintritt	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
301 nach Pumpe / Ventilator	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4
302 nach Kondensator	20,1	19,2	19,5	19,4	19,1	30,0	28,4	29,1	28,8	28,1
303 Kühlmedium Austritt	20,1	20,0	20,0	20,0	20,0	30,0	30,1	30,0	30,0	30,1
Druck bar										
01 vor Tiefpumpe	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
02 nach Tiefpumpe	61,8	61,5	61,0	60,5	60,0	61,8	61,5	61,0	60,5	60,0
03 Bohrungskopf übertage	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0
04 nach Verdampfer	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0
05 Rücklauf Thermalwasser	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
11 Kondensat	10,0	2,9	3,6	2,5	0,9	12,7	3,9	4,7	3,3	1,2
12 Kondensat nach Pumpe	23,8	14,0	20,3	22,2	13,4	30,4	18,9	25,9	31,4	16,5
13 nach Vorwärmer	23,3	13,5	19,8	21,7	12,9	29,9	18,4	25,4	30,9	16,0
14 Frischdampf	23,0	13,2	19,5	21,4	12,6	29,6	18,1	25,1	30,6	15,7
15 Abdampf	10,0	3,0	3,7	2,5	1,0	12,8	3,9	4,8	3,4	1,3
16 nach Enthitzer	10,0	3,0	3,7	2,5	1,0	12,8	3,9	4,8	3,4	1,3
300 Kühlmedium Eintritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
301 nach Pumpe / Ventilator	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	1,017	1,017	1,017	1,017	1,017
302 nach Kondensator	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
303 Kühlmedium Austritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Dampfgehalt %										
11 Kondensat	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12 Kondensat nach Pumpe	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13 nach Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14 Frischdampf	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
15 Abdampf	99,96	100	100	100	100	97,8	100	100	100	100
16 nach Enthitzer	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Enthalpie kJ/kg										
01 vor Tiefpumpe	422	528	634	743	853	422	528	634	743	853
02 nach Tiefpumpe	425	530	637	746	856	425	530	637	746	856
03 Bohrungskopf übertage	425	530	637	746	856	425	530	637	746	856
04 nach Verdampfer	295	380	442	522	567	349	442	501	611	618
05 Rücklauf Thermalwasser	236	212	255	255	230	300	290	323	328	298
11 Kondensat	171	31	88	62	-9	200	42	112	86	13
12 Kondensat nach Pumpe	175	32	92	66	-6	204	43	117	92	16
13 nach Vorwärmer	286	102	294	325	264	332	123	342	403	300
14 Frischdampf	531	164	505	541	495	532	169	514	550	511
15 Abdampf	503	152	456	475	422	506	157	466	485	441
16 nach Enthitzer	504	131	418	424	340	513	137	431	438	353
300 Kühlmedium Eintritt	63	63	63	63	63	-94	-94	-94	-94	-94
301 nach Pumpe / Ventilator	63	63	63	63	63	-93	-93	-93	-93	-93
302 nach Kondensator	84	81	82	82	80	-84	-85	-85	-85	-86
303 Kühlmedium Austritt	84	84	84	84	84	-84	-84	-84	-84	-84

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Entropie kJ/kg K										
01 vor Tiefpumpe	1,30	1,58	1,84	2,09	2,33	1,30	1,58	1,84	2,09	2,33
02 nach Tiefpumpe	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33
03 Bohrungskopf übertage	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33
04 nach Verdampfer	0,95	1,19	1,36	1,56	1,68	1,10	1,36	1,51	1,78	1,80
05 Rücklauf Thermalwasser	0,77	0,70	0,83	0,83	0,75	0,96	0,93	1,03	1,04	0,96
11 Kondensat	0,64	0,11	0,31	0,22	-0,03	0,73	0,14	0,39	0,29	0,04
12 Kondensat nach Pumpe	0,64	0,11	0,32	0,22	-0,03	0,73	0,14	0,40	0,30	0,04
13 nach Vorwärmer	0,99	0,32	0,92	0,97	0,74	1,12	0,38	1,04	1,15	0,83
14 Frischdampf	1,72	0,50	1,48	1,52	1,32	1,69	0,50	1,48	1,51	1,34
15 Abdampf	1,75	0,51	1,54	1,59	1,39	1,72	0,51	1,53	1,58	1,41
16 nach Enthitzer	1,75	0,44	1,41	1,43	1,13	1,74	0,45	1,42	1,43	1,15
300 Kühlmedium Eintritt	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	6,88	6,88	6,88	6,88	6,88
301 nach Pumpe / Ventilator	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	6,88	6,88	6,88	6,88	6,88
302 nach Kondensator	0,30	0,28	0,29	0,29	0,28	6,92	6,91	6,91	6,91	6,91
303 Kühlmedium Austritt	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	6,92	6,92	6,92	6,92	6,92

G.2.2 Kalina Anlagen

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
dynamische Wasserspiegel m unter GOK	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
Maschinen										
isentroper Wirkungsgrad										
Turbine	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%	75%
Tiefpumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Speisepumpe	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
Kühlwasserpumpe / Ventilator	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%	80%
mechanischer Wirkungsgrad										
Turbine	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%	96%
mechanischer * elektrischer Wirkungsgrad										
Tiefpumpe	88,7%	88,7%	88,7%	88,7%	88,8%	88,7%	88,7%	88,7%	88,7%	88,8%
Speisepumpe	83,0%	84,7%	85,7%	86,9%	87,7%	84,0%	84,9%	86,2%	86,9%	87,6%
Kühlwasserpumpe / Ventilator	84,8%	85,3%	85,9%	86,6%	87,6%	93,0%	93,1%	93,2%	93,4%	93,5%
Generator	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%	98,0%
Leistung kW_{el}										
Turbine	259	462	720	1031	1373	218	407	653	964	1290
Generator	254	453	705	1010	1345	214	399	640	945	1264
Tiefpumpe	64	64	64	65	65	64	64	64	65	65
Speisepumpe	11	20	31	45	54	12	22	37	45	53
Kühlwasserpumpe / Ventilator	21	26	34	41	53	111	153	200	277	361
Wirkungsgrade										
Carnot Wirkungsgrad	22,8%	27,6%	31,9%	35,7%	39,1%	21,4%	26,4%	30,7%	34,6%	38,0%
η_{MPP}	12,4%	15,3%	18,0%	20,5%	22,8%	11,6%	14,5%	17,2%	19,7%	22,0%
Auskühlungs-wirkungsgrad	37,3%	40,1%	43,5%	46,7%	52,9%	29,4%	33,5%	37,4%	44,6%	51,1%
thermischer Wirkungsgrad	8,2%	10,9%	13,0%	14,9%	15,3%	8,7%	11,4%	13,6%	14,5%	14,8%
Eigenbedarfs-wirkungsgrad	62,2%	75,6%	81,7%	85,1%	87,3%	12,5%	40,0%	52,9%	59,1%	62,1%
Systemwirkungsgrad	1,9%	3,2%	4,5%	5,8%	6,9%	0,3%	1,5%	2,7%	3,8%	4,6%

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Wärmeübertrager										
k*A kW/K										
LT Vorwärmer	20	41	46	48	40	21	29	32	37	51
HT Vorwärmer	10	12	8	7	0	7	10	13	5	0
Vorwärmer	15	17	33	51	70	21	30	47	53	50
Desorber	261	306	349	388	435	242	332	360	436	432
Absorber	362	450	527	593	652	538	623	734	794	906
Summe	669	826	964	1088	1196	829	1023	1187	1325	1440
Leistung kW_{th}										
LT Vorwärmer	306	637	966	1307	1610	229	440	644	1164	1807
HT Vorwärmer	223	292	288	254	14	194	298	400	214	22
Vorwärmer	108	116	260	466	731	201	288	528	531	411
Desorber	3059	4136	5284	6503	8334	2299	3264	4237	6120	8334
Absorber	2906	3787	4822	5934	7681	2284	3146	4117	5686	7448
Medien										
Thermalwasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
Ammoniakgehalt Grundlösung	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
Ammoniakgehalt Ammoniakreicher Dampf	0,983	0,962	0,932	0,894	0,835	0,986	0,964	0,940	0,883	0,835
Ammoniakgehalt Ammoniakarme Flüssigkeit	0,512	0,462	0,421	0,387	0,332	0,564	0,497	0,468	0,384	0,332
Kühlmedium	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Luft	Luft	Luft	Luft	Luft
Massenstrom kg/s										
Thermalwasser	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
Grundlösung	3,5	4,3	5,0	5,6	6,1	3,0	3,7	4,5	5,2	6,1
Ammoniakreicher Dampf	2,4	3,2	4,0	4,9	6,0	1,9	2,6	3,5	4,6	6,0
Ammoniakarme Flüssigkeit	1,1	1,1	1,0	0,7	0,1	1,1	1,1	1,0	0,6	0,1
Kühlmedium	140	180	230	285	370	235	325	425	590	770

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Volumenstrom m³/h										
01 vor Tiefpumpe	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
02 nach Tiefpumpe	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
03 Bohrungskopf übertage	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023	0,021	0,021	0,022	0,022	0,023
04 nach Verdampfer	0,020	0,021	0,021	0,021	0,021	0,020	0,021	0,021	0,021	0,021
05 Rücklauf Thermalwasser	0,020	0,020	0,021	0,021	0,021	0,020	0,021	0,021	0,021	0,021
101 Kondensat	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,004	0,005	0,007	0,008	0,009
102 Kondensat nach Pumpe	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009	0,004	0,005	0,007	0,008	0,009
103 nach LT Vorwärmer	0,005	0,007	0,008	0,009	0,010	0,005	0,006	0,007	0,008	0,010
104 nach HT Vorwärmer	0,005	0,007	0,008	0,009	0,010	0,005	0,006	0,007	0,009	0,010
105 nach Vorwärmer	0,006	0,007	0,008	0,010	0,011	0,005	0,006	0,008	0,009	0,011
106 nach Desorber	0,180	0,189	0,193	0,195	0,227	0,114	0,125	0,128	0,170	0,227
106a Frischdampf	0,179	0,188	0,192	0,194	0,227	0,113	0,123	0,127	0,169	0,227
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	0,002	0,002	0,001	0,001	0,000	0,002	0,002	0,002	0,001	0,000
107 Abdampf	0,450	0,624	0,813	1,016	1,287	0,307	0,451	0,605	0,860	1,148
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000	0,001	0,001	0,001	0,001	0,000
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	0,002	0,003	0,007	0,005	0,002	0,007	0,004	0,003	0,003	0,001
110 Grundlösung nach Mischer	0,454	0,626	0,817	1,017	1,288	0,318	0,455	0,603	0,860	1,148
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	0,414	0,540	0,688	0,847	1,091	0,292	0,402	0,526	0,726	0,947
300 Kühlmedium Eintritt	0,140	0,180	0,230	0,285	0,370	196	271	355	493	643
301 nach Pumpe / Ventilator	0,140	0,180	0,230	0,285	0,370	196	271	354	491	641
303 Kühlemdium Austritt	0,140	0,180	0,230	0,285	0,371	203	281	367	509	665

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Zustandspunkte										
Temperatur °C										
01 vor Tiefpumpe	100,0	125,0	150,0	175,0	200,0	100,0	125,0	150,0	175,0	200,0
02 nach Tiefpumpe	100,3	125,3	150,4	175,4	200,5	100,3	125,3	150,4	175,4	200,5
03 Bohrungskopf übertage	100,6	125,6	150,6	175,6	200,6	100,6	125,6	150,6	175,6	200,6
04 nach Verdampfer	64,2	76,5	88,3	99,6	104,2	73,3	87,0	100,8	104,2	104,2
05 Rücklauf Thermalwasser	62,9	75,2	85,2	94,1	95,5	70,9	83,5	94,5	97,9	99,3
101 Kondensat	20,6	20,6	20,6	20,6	20,6	24,7	24,7	24,7	24,7	24,7
102 Kondensat nach Pumpe	21,0	21,2	21,4	21,6	21,7	25,2	25,4	25,7	25,8	25,8
103 nach LT Vorwärmer	39,7	52,5	61,9	70,2	76,3	41,4	50,6	55,9	72,1	86,0
104 nach HT Vorwärmer	52,9	66,2	73,3	79,0	76,7	54,8	66,8	73,6	80,1	86,7
105 nach Vorwärmer	59,2	71,5	83,3	94,6	99,2	68,3	82,0	95,8	99,2	99,2
106 nach Desorber	92,9	116,2	138,3	159,0	176,7	94,8	121,8	143,6	165,1	176,7
106a Frischdampf	92,9	116,2	138,3	159,0	176,7	94,8	121,8	143,6	165,1	176,7
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	92,9	116,2	138,3	159,0	176,7	94,8	121,8	143,6	165,1	176,7
107 Abdampf	47,7	62,5	76,2	88,0	101,4	42,2	61,2	73,3	94,3	105,6
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	50,9	62,0	78,4	84,8	134,3	58,0	63,7	65,2	86,3	108,9
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	51,0	59,7	69,4	75,9	98,2	49,7	59,1	63,3	80,3	94,2
110 Grundlösung nach Mischer	50,0	61,0	74,0	86,0	101,4	48,0	60,0	69,0	92,5	105,5
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	42,3	46,4	54,2	63,9	83,0	42,3	48,8	54,5	72,4	84,4
300 Kühlmedium Eintritt	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
301 nach Pumpe / Ventilator	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0	20,4	20,4	20,4	20,4	20,4
303 Kühlmedium Austritt	20,0	20,1	20,0	20,0	20,0	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Druck bar										
01 vor Tiefpumpe	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
02 nach Tiefpumpe	61,8	61,5	61,0	60,5	60,0	61,8	61,5	61,0	60,5	60,0
03 Bohrungskopf übertage	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0	43,0
04 nach Verdampfer	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0
05 Rücklauf Thermalwasser	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
101 Kondensat	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4
102 Kondensat nach Pumpe	21,9	28,9	36,9	45,9	49,9	26,9	35,9	46,9	49,9	49,9
103 nach LT Vorwärmer	21,9	28,9	36,9	45,9	49,9	26,9	35,9	46,9	49,9	49,9
104 nach HT Vorwärmer	21,8	28,8	36,8	45,8	49,8	26,8	35,8	46,8	49,8	49,8
105 nach Vorwärmer	21,3	28,3	36,3	45,3	49,3	26,3	35,3	46,3	49,3	49,3
106 nach Desorber	21,0	28,0	36,0	45,0	49,0	26,0	35,0	46,0	49,0	49,0
106a Frischdampf	21,0	28,0	36,0	45,0	49,0	26,0	35,0	46,0	49,0	49,0
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	21,0	28,0	36,0	45,0	49,0	26,0	35,0	46,0	49,0	49,0
107 Abdampf	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	20,9	27,9	35,9	44,9	48,9	25,9	34,9	45,9	48,9	48,9
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
110 Grundlösung nach Mischer	7,5	7,5	7,5	7,5	7,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	8,4	8,4	8,4	8,4	8,4
300 Kühlmedium Eintritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013
301 nach Pumpe / Ventilator	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	1,017	1,017	1,017	1,017	1,017
303 Kühlmedium Austritt	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,013	1,013	1,013	1,013	1,013

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Dampfgehalt %										
101 Kondensat	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
102 Kondensat nach Pumpe	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
103 nach LT Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
104 nach HT Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
105 nach Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
106 nach Desorber	68	74	80	87	99	63	71	77	89	99
106a Frischdampf	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
107 Abdampf	97	96	94	93	92	97	95	93	93	92
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	0	1	3	3	11	3	2	1	2	4
110 Grundlösung nach Mischer	65	71	76	82	91	62	68	72	83	91
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	61	64	68	72	80	57	62	66	74	79

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Enthalpie kJ/K										
01 vor Tiefpumpe	422	528	634	743	853	422	528	634	743	853
02 nach Tiefpumpe	425	530	637	746	856	425	530	637	746	856
03 Bohrungskopf übertage	425	530	637	746	856	425	530	637	746	856
04 nach Verdampfer	272	324	373	420	440	310	367	425	440	440
05 Rücklauf Thermalwasser	266	318	360	397	403	300	353	399	413	419
101 Kondensat	-25	-25	-25	-25	-25	-6	-6	-6	-6	-6
102 Kondensat nach Pumpe	-22	-21	-19	-18	-17	-2	-1	1	2	2
103 nach LT Vorwärmer	65	127	174	215	247	74	118	144	226	298
104 nach HT Vorwärmer	129	195	231	261	249	138	199	233	267	301
105 nach Vorwärmer	160	222	284	344	369	206	276	350	369	369
106 nach Desorber	1034	1184	1340	1505	1735	972	1158	1292	1546	1735
106a Frischdampf	1441	1504	1574	1648	1747	1423	1494	1552	1665	1747
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	184	295	406	513	611	203	326	435	546	611
107 Abdampf	1327	1352	1386	1428	1510	1302	1334	1355	1449	1525
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	-13	38	117	152	398	28	46	53	160	278
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	-13	38	117	152	398	28	46	53	160	278
110 Grundlösung nach Mischer	893	1004	1133	1268	1498	831	963	1052	1311	1511
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	806	856	940	1035	1234	755	845	909	1088	1215
300 Kühlmedium Eintritt	63	63	63	63	63	-125	-125	-125	-125	-125
301 nach Pumpe / Ventilator	63	63	63	63	63	-125	-125	-125	-125	-125
303 Kühlmedium Austritt	84	84	84	84	84	-115	-115	-115	-115	-115

	Wasserkühlung					Luftkühlung				
Thermalwasser Vorlauf °C	100	125	150	175	200	100	125	150	175	200
Entropie kJ/kg K										
01 vor Tiefpumpe	1,30	1,58	1,84	2,09	2,33	1,30	1,58	1,84	2,09	2,33
02 nach Tiefpumpe	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33
03 Bohrungskopf übertage	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33	1,31	1,58	1,84	2,09	2,33
04 nach Verdampfer	0,88	1,03	1,17	1,30	1,35	0,99	1,15	1,31	1,35	1,35
05 Rücklauf Thermalwasser	0,86	1,02	1,13	1,24	1,25	0,96	1,11	1,24	1,28	1,30
101 Kondensat	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
102 Kondensat nach Pumpe	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
103 nach LT Vorwärmer	0,55	0,74	0,88	1,00	1,09	0,58	0,71	0,79	1,03	1,23
104 nach HT Vorwärmer	0,75	0,95	1,05	1,13	1,10	0,78	0,96	1,05	1,15	1,24
105 nach Vorwärmer	0,85	1,03	1,20	1,36	1,43	0,98	1,18	1,38	1,43	1,43
106 nach Desorber	3,40	3,71	4,02	4,33	4,82	3,17	3,58	3,82	4,40	4,82
106a Frischdampf	4,49	4,54	4,60	4,68	4,85	4,35	4,42	4,45	4,68	4,85
106b Ammoniakarme Flüssigkeit	1,13	1,42	1,69	1,94	2,15	1,17	1,50	1,77	2,01	2,15
107 Abdampf	4,61	4,69	4,78	4,88	5,06	4,48	4,58	4,64	4,88	5,05
108 Ammoniakarme Flüssigkeit nach HT-Vorwärmer	0,56	0,71	0,94	1,03	1,65	0,67	0,73	0,75	1,05	1,34
109 Ammoniakarme Flüssigkeit nach Drossel	0,56	0,72	0,95	1,04	1,69	0,68	0,74	0,77	1,06	1,36
110 Grundlösung nach Mischer	3,30	3,64	4,02	4,40	5,03	3,07	3,48	3,74	4,47	5,01
111 Grundlösung nach LT-Vorwärmer	3,03	3,19	3,45	3,73	4,31	2,84	3,12	3,31	3,85	4,21
300 Kühlmedium Eintritt	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	6,90	6,90	6,90	6,90	6,90
301 nach Pumpe / Ventilator	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	6,90	6,90	6,90	6,90	6,90
303 Kühlmedium Austritt	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	6,93	6,93	6,93	6,93	6,93

G.3 Zu Abschnitt V.2 Wirtschaftliche Betrachtungen

Rote Zahlen: Thermalwassertemperatur, °C

Angabe der Generatorleistung in kW, der spezifischen Kosten in €/kW, Massenstrom des Thermalwassers in kg/s.

G.3.1 ORC-Anlagen

Wasserkühlung

Massenstrom Thermalwasser		**5**	**10**	**20**	**30**	**50**	**100**	**200**	**300**
Generatorleistung	100 °C	*68*	*136*	*272*	*408*	*680*	*1.360*	*2.720*	*4.079*
spezifische Investitionskosten		4.928	3.617	2.675	2.248	1.810	1.353	1.014	857
Generatorleistung	125 °C	*142*	*284*	*568*	*852*	*1.420*	*2.840*	*5.680*	*8.520*
spezifische Investitionskosten		3.465	2.565	1.909	1.610	1.300	975	732	620
Generatorleistung	150 °C	*215*	*431*	*861*	*1.292*	*2.154*	*4.307*	*8.614*	*12.921*
spezifische Investitionskosten		2.657	1.972	1.471	1.241	1.003	753	566	480
Generatorleistung	175 °C	*321*	*643*	*1.285*	*1.928*	*3.213*	*6.425*	*12.851*	*19.276*
spezifische Investitionskosten		2.152	1.602	1.198	1.011	819	615	463	392
Generatorleistung	200 °C	*426*	*853*	*1.705*	*2.558*	*4.263*	*8.526*	*17.051*	*25.577*
spezifische Investitionskosten		1.884	1.406	1.053	890	721	542	408	346

Luftkühlung

Massenstrom Thermalwasser		**5**	**10**	**20**	**30**	**50**	**100**	**200**	**300**
Generatorleistung	100 °C	*47*	*93*	*187*	*280*	*467*	*934*	*1.868*	*2.802*
spezifische Investitionskosten		6.156	4.737	3.711	3.241	2.753	2.232	1.833	1.643
Generatorleistung	125 °C	*110*	*221*	*441*	*662*	*1.103*	*2.206*	*4.412*	*6.618*
spezifische Investitionskosten		4.113	3.218	2.557	2.250	1.926	1.578	1.308	1.178
Generatorleistung	150 °C	*178*	*356*	*712*	*1.068*	*1.780*	*3.560*	*7.121*	*10.681*
spezifische Investitionskosten		3.141	2.464	1.960	1.725	1.478	1.210	1.003	903
Generatorleistung	175 °C	*282*	*564*	*1.127*	*1.691*	*2.818*	*5.636*	*11.271*	*16.907*
spezifische Investitionskosten		2.499	1.967	1.568	1.381	1.184	970	804	724
Generatorleistung	200 °C	*374*	*748*	*1.496*	*2.245*	*3.741*	*7.482*	*14.965*	*22.447*
spezifische Investitionskosten		2.246	1.781	1.429	1.264	1.089	898	748	676

G.3.2 Kalina-Anlagen

Wasserkühlung

Massenstrom Thermalwasser		**5**	**10**	**20**	**30**	**50**	**100**	**200**	**300**
Generatorleistung	100 °C	*63*	*127*	*254*	*381*	*635*	*1.269*	*2.539*	*3.808*
spezifische Investitionskosten		5.447	4.009	2.972	2.501	2.016	1.509	1.132	958
Generatorleistung	125 °C	*113*	*226*	*453*	*679*	*1.131*	*2.263*	*4.526*	*6.789*
spezifische Investitionskosten		3.887	2.876	2.140	1.804	1.457	1.092	821	695
Generatorleistung	150 °C	*176*	*353*	*705*	*1.058*	*1.763*	*3.526*	*7.052*	*10.578*
spezifische Investitionskosten		2.972	2.205	1.644	1.388	1.122	842	634	537
Generatorleistung	175 °C	*253*	*505*	*1.010*	*1.516*	*2.526*	*5.052*	*10.103*	*15.155*
spezifische Investitionskosten		2.402	1.787	1.335	1.127	912	685	516	437
Generatorleistung	200 °C	*336*	*673*	*1.345*	*2.018*	*3.363*	*6.727*	*13.453*	*20.180*
spezifische Investitionskosten		2.020	1.505	1.126	951	770	579	436	369

Luftkühlung

Massenstrom Thermalwasser		**5**	**10**	**20**	**30**	**50**	**100**	**200**	**300**
Generatorleistung	100 °C	*53*	*107*	*214*	*320*	*534*	*1.068*	*2.136*	*3.205*
spezifische Investitionskosten		5.937	4.561	3.560	3.100	2.620	2.109	1.718	1.531
Generatorleistung	125 °C	*100*	*199*	*399*	*598*	*996*	*1.993*	*3.985*	*5.978*
spezifische Investitionskosten		4.224	3.263	2.556	2.229	1.886	1.519	1.237	1.103
Generatorleistung	150 °C	*160*	*320*	*640*	*959*	*1.599*	*3.198*	*6.396*	*9.594*
spezifische Investitionskosten		3.236	2.511	1.973	1.724	1.461	1.180	963	859
Generatorleistung	175 °C	*236*	*473*	*945*	*1.418*	*2.363*	*4.725*	*9.451*	*14.176*
spezifische Investitionskosten		2.677	2.091	1.653	1.449	1.233	1.001	821	735
Generatorleistung	200 °C	*316*	*632*	*1.264*	*1.896*	*3.159*	*6.319*	*12.637*	*18.956*
spezifische Investitionskosten		2.335	1.834	1.458	1.282	1.096	894	738	662