

Patrik LANGKAMMER, BSc, IWE

Modifizierung einer Absorptionskältemaschine zur dezentralen Kraft-Wärme-Kälte- Kopplungen

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau
((Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau))

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

DI Gerald Zotter
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Prof. René Rieberer
Institut für Wärmetechnik

Graz, im September 2016

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Titel: Modifizierung einer Absorptionskältemaschine zur dezentralen Kraft-Wärme-Kälte-Kopplungen

Autor: Langkammer Patrik

1. Stichwort: Optimierung
2. Stichwort: Abwärmenutzung
3. Stichwort: Experimentell

Eine Ammoniak-Wasser Absorptionskältemaschine mit einer maximalen Kälteleitung von 25 kW wurde zum Zwecke der Optimierung und Kostenreduktion umgebaut, sowie experimentell auf Funktion und Effizienz untersucht. An einer im Handel erhältlichen Absorptionskältemaschine wurden für Absorber und Verdampfer Rohrbündelwärmetauscher kleinere Plattenwärmetauscher angebracht und mittels schaltbarem Leitungssystem verbunden. Die externe Infrastruktur, welche der Anlage Wärme zu-/abführt wurde für die neuen Komponenten adaptiert.

Der Einsatz der Absorptionskältemaschine zur Kraft-Wärme-Kälte-Koppelung eines Blockheizkraftwerkes wurde mittels großen Temperaturdifferenzen (15 K) in Heißwasser evaluiert. Die Betriebspunkte der Anlage wurden mit Messwerten der externen Infrastruktur (Massenstrom, Temperaturniveau) sowie prozessinterner Größen (Füllstand, Druck, Temperatur, Massenstrom) aufgenommen. Des Weiteren wurde auch die Sensorik angepasst um die für die Berechnung von Kälteleistung und Leistungszahl (Energy Efficiency Ratio) benötigten Messwerte zu erhalten.

Zur Beurteilung der Funktionalität der neuen Bauteile im Gesamtprozess wurden alle Permutationen ausgewertet und die Anlage bei verschiedenen Umlaufarten untersucht. Um das stationäre Betriebsverhalten zu vergleichen, wurden Messpunkte bei verschiedenen Temperaturniveaus ermittelt und zu einem Kennfeld zusammengestellt. Um einen Vergleich zu ermöglichen wurden Kennfelder für Rohrbündel- und Plattenwärmetauscher Komponenten ermittelt. Weitere Optimierungen wurden durch Adaptionen der internen Regelung erreicht, wobei durch manuelle Variation der Temperaturdifferenz im Verdampfer, einzelne Messpunkte des Kennfeldes aufgenommen und verglichen wurden.

Zusammenfassend konnte die Funktionstüchtigkeit der Plattenwärmetauscher als Verdampfer und Absorber im Gesamtsystem sowie die Möglichkeit verschiedener Umlaufarten im Generator im Zuge dieser Arbeit positiv bestätigt werden. Das Gesamtsystem mit Plattenwärmetauscher wies in bestimmten Betriebspunkten Abfälle in Kälteleistung und Leistungszahl auf, wobei durch eine Optimierung der Regelungsparameter eine Steigerung über das Niveau der Gesamtanlage mit Rohrbündelkomponenten erreicht werden konnte.

ABSTRACT

Title: Modification of an absorption heat pump for trigeneration

Author: Langkammer Patrik

1st keyword: optimization

2nd keyword: waste heat utilization

3rd keyword: experimental

A water-ammonia absorption heat pump with a peak cooling load of 25 kW was modified for efficiency and cost reduction, and experimentally tested for functionality. Therefore, a conventional absorption heat pump was modified by adding plate heat exchangers to the existing tube bundle heat exchangers for absorber and evaporator. Additionally, the external infrastructure, which provides heat and cooling for the process, was adapted according to the new components.

To assess the application of the absorption heat pump in a combined cooling-heat power plant, high temperature differences in hot water (15 K) were tested. Infrastructural parameters (mass flow, temperature) as well as in-process parameters (mass flow, temperature, pressure, fluid level) were measured to get to the operating points of the overall process. Furthermore, those sensors enabled the calculation of cooling performance and energy efficiency ratio.

The functionality of the new components was assessed by evaluating all permutations of the process and different types of circulation were analyzed. Measurements at different temperatures were combined to an operating map and subsequently the steady state performance. This was done individually for the tube bundle as well as the plate components. Further optimization was achieved by manually changing the controls system of the pump to adjust the difference in temperature within the evaporator. This was done for specified points of the operating maps.

In conclusion, this work confirmed the functionality of the plate heat exchangers for evaporator and absorber within the system. With the plate heat exchangers connected to the system, cooling performance and energy efficiency ratio were reduced in certain operating points. However, optimized control parameters yielded increased levels of the tube bundle heat exchangers.

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	3
2.1	Absorptionswärmepumpen	3
2.2	Absorptionswärmepumpenprozess	3
2.3	Leistungskennzahlen	4
2.4	Stoffpaarung Ammoniak/Wasser	5
2.5	Prozessdarstellung im $\log(p) - 1/T$ Diagramm	6
2.6	Realer Absorptionsprozess	7
2.7	Verhalten von zeotropen Gemischen	8
2.8	Absorptionskältemaschinen in dezentralen Anlagen	9
3	<u>VERSUCHSSTANDAUFBAU</u>	10
3.1	Absorptionskältemaschine	10
3.2	Schaltmöglichkeiten der Absorptionskältemaschine	13
3.3	Hydraulik	20
3.4	Externe Infrastruktur	24
4	<u>MESS- UND REGELUNGSTECHNIK</u>	25
4.1	Datenverarbeitung	25
4.2	Messgeräte	26
4.2.1	Temperaturmessung mittels Widerstandsthermometer	27
4.2.2	Temperaturmessung mittels Thermoelementsensoren	27
4.2.3	Kalibrierung der Temperaturmessung	28
4.2.4	Magnetisch-Induktive Durchflussmessung	29
4.2.5	Coriolis Massenstrommessung	29
4.2.6	Piezoresistive Druckmessung	29
4.2.7	Füllstandsmessung durch Reedkontaktketten	29
4.3	Regelung	30
4.4	Messschema	31
4.5	Benutzerinterface	34
4.6	Berechnete Größen	36
4.7	Durchführung der Messungen	37
4.8	Interne Regelung der Absorptionskältemaschine	38
5	<u>MESSERGEBNISSE</u>	41
5.1	Funktionstest	41
5.1.1	Vergleich Konfiguration 4 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer RBWT)	41
5.1.2	Vergleich Konfiguration 2 Naturumlauf (Verdampfer PWT, Absorber RBWT)	42
5.1.3	Vergleich Konfiguration 3 Naturumlauf (Verdampfer RBWT, Absorber PWT)	42
5.1.4	Vergleich Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer PWT)	43
5.2	Variation der Eingangsgrößen zur Kennfeldaufnahme	43
5.2.1	Kennfelder bei konstanter Spreizung von Heiß-/Kalt-/Kühlwasser	44

5.2.2	Vergleich mit dem Kennfeld von „SolarCoolingOPT“	48
5.3	Variation des Parameters ΔT_{\min} (Konfiguration 5)	49
5.3.1	Variation von ΔT_{\min} bei konstanten Temperaturpreizungen	49
5.3.2	Kennlinien bei konstanter Temperaturspreizung von Heiß-/Kalt-/Kühlwasser und optimiertem ΔT_{\min}	53
5.3.3	Verhältnis Absorber/Kondensator Wärmeleistung	57
5.3.4	Variation von ΔT_{\min} bei vorgegebenen Volumenströmen	59
5.4	Schwingung der Fördermenge der Lösungsmittelpumpe	62
5.5	Anfahrversuch bei konstanter Spreizung und optimiertem ΔT_{\min}	63
5.6	Messunsicherheiten	64
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	67
<hr/>		
	LITERATUR	69
<hr/>		
	ANHANG	71
<hr/>		

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

ABS	Absorber	Absorber
AKM	Absortionskältemaschine	Absorption heat pump
BHKW	Blockheizkraftwerk	combined heat and power unit
calc	berechnet	Calculated
cold	Kaltwasser	Cold water
CON	Kondensator	Condenser
cool	Kühlwasser	Cooling water
COP	Coefficient of performance	
EER	Energy efficiency ratio	
eff	Effektiv	Effective
EVA	Verdampfer	Evaporator
ext	Extern	External
GEN	Generator	Generator
HP	Hochdruck	High pressure
in	Einlass	Inlet
int	Intern	Internal
KWKK	Kraft-Wärme-Kälte- Koppelung	combined cooling heat power
LP	Niederdruck	Low pressure
min	Minimal	Minimal
out	Auslass	Outlet
PMP	Lösungspumpe	Solution pump
pso	Arme Lösung	Poor solution
PWT, PLW	Plattenwärmetauscher	Plate heat exchanger
RAC	Kältemittelsammelbehälter	Refrigerant accumulator
RBWT	Rohrbündelwärmetauscher	Tube bundle heat exchanger
ref	Kältemittel	Refrigerant
rso	Reiche Lösung	Rich solution
RTH	Kältemitteldrossel	Refrigerant Throttle
SAC	Lösungssammelbehälter	Solution accumulator
SC	Unterkühlung	Subcooling
SHX	Lösungsmittelwärmetauscher	Solution heat exchanger
STH	Lösungsmitteldrossel	Solution throttle
var	Variable	Variable

1 EINLEITUNG

Die „moderne“ Energietechnik beschäftigt sich mit dem Maximieren der Ausbeute energietechnischer Anwendungen, jedoch zunehmend auch mit dem Minimieren der Auswirkungen auf Mensch, Umwelt und Natur. Die steigenden Bevölkerungszahlen und Wohlstand, bei gleichzeitig knapper werdenden Ressourcen machen den effizienteren Umgang mit Energie zu einem Muss. Dies wird mit der Optimierung bereits angewendeter Prozesse erreicht.

Der zunehmende Wohlstand und damit auch der erhöhte Kühlbedarf führen zu einem steigenden Gesamtenergiebedarf. Da dieser wiederum zum größten Teil aus fossilen Trägern gedeckt wird, wird der CO₂ Ausstoß bis 2030 unvermindert ansteigen (Randers 2012, S41). Somit stellt sich für die Energietechnik die Frage wie man den Primärenergiebedarf für die Kühlung verringern kann. In den weiteren Ausführungen zeigt sich, dass der Einsatz und die Optimierung von Absorptionskälteanlagen ein probates Mittel darstellt.

Ziel dieser Arbeit

Die Arbeit entstand im Rahmen des Projektes „DAKTRIS“ (FFG - Projekt Nr. 840560) welches das Ziel verfolgt, eine Absorptionskältemaschine für die Kopplung mit einem BHKW zur dezentralen Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) zu untersuchen.

Anders als bei Kompressionskältemaschinen wird die Kälteanlage bei Absorptionskältemaschinen (AKM) nicht durch den Einsatz von elektrischer Energie sondern durch thermische Energie angetrieben. Ökologisch sinnvoll ist dies speziell dann, wenn die benötigte Wärme aus regenerativen Trägern (Sonne) oder ansonsten nicht weiter nutzbare Abwärme bereitgestellt wird.

In diesem Projekt wurde eine AKM auf die Möglichkeit zur Kopplung mit einem Blockheizkraftwerk (BHKW) experimentell untersucht, die Eingangsparameter entsprechend modifiziert und die Auswirkungen auf das Kennfeld analysiert.

Aus Gründen der Baugröße wurden Plattenwärmetauscher eingebaut und Funktion sowie Einfluss auf die Effizienz der AKM untersucht. Außerdem wurde untersucht, ob der Generator der AKM nicht nur im Natur- sondern auch im Zwangsumlauf betrieben werden kann.

Durchführung

Eine am Markt erhältliche AKM der Firma Pink vom Typ PinkChiller PC19 war bereits im Labor des IWTs integriert mit der Möglichkeit zum variablen Einstellen der Eingangsparameter (Temperaturen und Volumenströme von Heiß-, Kühl- und Kaltwasser). Anschließend wurde sie mit Messtechnik ausgestattet, um alle prozessrelevanten Größen (z. B. Drücke, Temperaturen, Füllstände) auszuwerten und aufzuzeichnen. Durch ein mit Kugelhähnen absperrbares Verteilsystem wurden neue Plattenwärmetauscher (für Absorber & Verdampfer) in das vorhandene System integriert, sodass sie mit ihren Rohrbündelwärmetauscher Pendants einzeln zu- und wegschaltbar sind. Danach musste einerseits die interne Regelung der AKM für die neuen Komponenten erweitert werden, ebenso wie die externe Messtechnik. Somit waren sämtliche Umbauten vollzogen und es wurde die Funktionstüchtigkeit in verschiedenen Konfigurationen getestet (Natur-/Zwangsumlauf des Generators, Platten-/Rohrbündelwärmetauscher für Absorber und Verdampfer).

Nun wurden Messreihen mit variablen Eingangsparametern (Heiz-, Kühl- und Kaltwassertemperatur) mit konstanten Temperaturdifferenzen aufgenommen und für den

stationären Betrieb Kennfelder erstellt. Diese wurde für die Konfiguration der ursprünglichen Anlage (Rohrbündelwärmetauscher (RBWT) mit Naturumlauf im Generator) sowie mit beiden Plattenwärmetauschern (PWT) und Zwangsumlauf im Generator aufgenommen.

Desweiteren wurden einzelne Punkte des Kennfeldes genauer analysiert und mit der internen Regelung der AKM die angestrebte Temperaturdifferenz im Verdampfer variiert und wiederum der Einfluss auf die Effizienz analysiert. Anschließend wurden Anfahrversuche durchgeführt, um das dynamischen Verhaltens der Anlage mit den neuen Komponenten zu beurteilen.

Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 gibt einen kurzen Überblick über den Aufbau und die Funktion der AKM. Insbesondere wird auf die Möglichkeit zur Kopplung mit Blockheizkraftwerken, sowie bereits realisierte Anlagen eingegangen.

Kapitel 3 beschreibt die ursprüngliche Konfiguration der AKM, ebenso wie die vorgenommenen Modifikationen und Umbauten. Die externen hydraulischen Kreisläufe sowie maschineninternen Kreisläufe wurden aufgenommen und eine Anleitung zum Umschalten der verschiedenen Konfigurationen ausgearbeitet.

Kapitel 4 erläutert die eingesetzte Regelungs- und Messtechnik, die für den Betrieb des Versuchsstandes notwendig waren. Dies beinhaltet die bereits vorhandenen Geräte, aber auch die für die Adaptierung der Anlage zusätzlichen Messeinrichtungen. Es wird auch auf die für die Versuchsanordnung notwendigen Regelparameter eingegangen.

Kapitel 5 zeigt die Auswertung der durchgeführten Versuche, sowie deren Analyse. In chronologischer Reihenfolge dargestellt werden der Funktionstest, die Kennfelder und die Optimierung einzelner Betriebspunkte.

Kapitel 6 gibt einen kurzen Überblick über die gewonnenen Resultate sowie einen Ausblick auf den möglichen praktischen Nutzen dieser Arbeit.

2 GRUNDLAGEN

Absorptionswärmepumpensysteme können sowohl für Heiz- als auch Kühlzwecke eingesetzt werden, wobei im Zuge dieser Arbeit das Augenmerk auf der Kühlung liegt. Antriebsquelle ist dabei die Abwärme eines BHKWs.

In diesem Kapitel wird auf die grundlegende Funktion einer AKM, die Möglichkeiten zur Koppelung mit Wärmequellen, sowie bereits existierenden Ausführungen eingegangen. Diese Erläuterungen der Grundlagen sind für die weiteren Ausführungen notwendig und hilfreich.

2.1 Absorptionswärmepumpen

Im Vergleich zur Kompressionswärmepumpe wird der aus dem Verdampfer entstehende Kältemitteldampf hierbei nicht mechanisch verdichtet, sondern von einem Lösungsmittel absorbiert. Die mit Kältemittel angereicherte Lösung wird durch eine Pumpe auf den höheren Verflüssigungsdruck gebracht. Anschließend wird das Kältemittel im Austreiber unter Wärmezufuhr ausgetrieben. Somit wird der mechanische Kompressor durch das Teilsystem Absorber/Lösungsmittelpumpe/Austreiber ersetzt, die Lösungsmittelpumpe ist somit das einzige bewegte Teil im Kältekreislauf. (siehe Abbildung 2-1) (Schramek 2006, S1964f)

Der Wärmebedarf für die Austreibung kann durch Abwärme (mittels Wasser oder Dampf) aber auch durch Verfeuerung von Brenngasen gewonnen werden, letzteres oft bei kleinen portablen Geräten. Außerdem besteht die Möglichkeit den Bedarf aus regenerativen Quellen wie Solarthermie zu decken.

Neben der Absorption besteht außerdem die Möglichkeit der Adsorption – das verdampfte Kältemittel wird nicht in einer Lösung absorbiert, sondern an der Oberfläche eines festen Stoffes (z. B. Silikagel). Während bei der Absorptionsmaschine Sorptions- und Austreibungsprozess gleichzeitig ablaufen, arbeitet die Adsorptionsmaschine diskontinuierlich im periodischen Wechsel der Beiden. (siehe Zotter & Rieberer, 2015)

2.2 Absorptionswärmepumpenprozess

Abbildung 2-1 zeigt den hermetischen Kreislauf eines typischen Absorptionsprozesses mit Lösungswärmetauscher, jedoch keinen weiteren Bauteilen wie Dephlegmator. In den weiteren Ausführungen wurden die Beschriftungen auf ihre englischen Pendant angepasst.

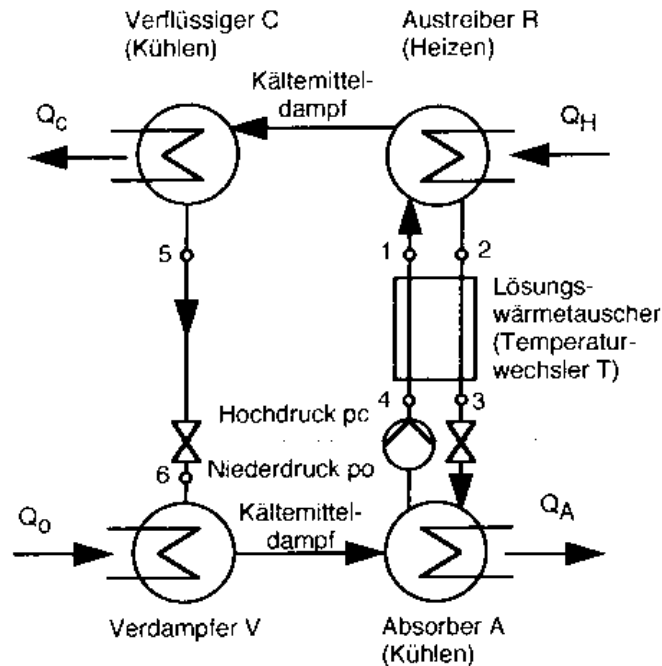


Abbildung 2-1: Fließbild einer Absorptions-Kälteanlage (Schramek 2006, S1964)

Startend vom Absorber fördert die Lösungsmittelpumpe (PMP) über (4) das flüssige „ammoniakreiche“ Lösungsmittel in den Lösungswärmetauscher (*Solution Heat Exchanger, SHX*) nach (1) und in den Austreiber. Die Wärmeübertragung von der an Kältemittel „armen“ Lösung zur „reichen“ Lösung dient zur Prozessoptimierung. Im Austreiber (*Generator GEN*) wird unter Zufuhr von \dot{Q}_{GEN} das leichter siedende Kältemittel aus der „reichen“ Lösung desorbiert und dampfförmig in den Verflüssiger (*Condensator, COM*) geleitet, in welchem der Wärmestrom \dot{Q}_{CON} abgeführt wird. Die an Kältemittel ärmere s.g. „arme“ Lösung wird über (2) in den Lösungswärmetauscher geleitet und via (3) zur Lösungsmitteldrossel (*Solution Throttle, STH*) zurück in den Absorber geleitet, wo der Wärmestrom \dot{Q}_{ABS} abgegeben wird. Ebenso wird vom Verflüssiger über (5) das Kältemittel über die Kältemitteldrossel (*Refrigerant Throttle, RTH*) auf das Niederdruckniveau entspannt und tritt in (6) in den Verdampfer (*Evaporator, EVA*) ein. Aufgrund der niedrigeren Siedetemperatur verdampft das Kältemittel und wird in den Absorber geleitet – die Verdampfungswärme muss mit dem Wärmestrom \dot{Q}_{EVA} bereitgestellt werden und stellt den eigentlichen Nutzen der Kältemaschine dar. Die Lösungsmittelpumpe, sowie die beiden Drosseln trennen den Hoch- und Niederdruckteil des Prozesses.

2.3 Leistungskennzahlen

Mithilfe einer Energiebilanz können ein- und austretende Wärmeströme sowie die Pumpenleistung bilanziert werden. Hierbei sind die zugeführten Energieströme auf der linken Seite der Gleichung.

$$\dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} + P_{PMP} = \dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_V \quad \text{Gl. 2-1}$$

Wie bereits in Kapitel 2.1 besprochen, ist der Energiebedarf der Lösungsmittelpumpe (P_{PMP}) im Vergleich zur Kälteleistung (\dot{Q}_{EVA}) sehr niedrig, wurde aber trotzdem bei den folgenden Betrachtungen berücksichtigt. Da alle kalten Bauteile des Versuchssystems gedämmt waren, wurde die Verlustleistung (\dot{Q}_V) des Systems nicht weiter betrachtet.

Um die Prozessqualität zu beurteilen, stellt man Nutzen und Aufwand ins Verhältnis und dafür die Begriffe Coefficient of Performance (COP) und Energy Efficiency Ratio (EER) eingeführt. Der COP beschreibt das System bei Heizzwecken, der EER für Kühlzwecke.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{CON}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} \quad \text{Gl. 2-2}$$

$$EER = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Setzt man die Verdampferleistung in die Energiegleichung ein, erkennt man einen theoretischen Zusammenhang zwischen COP und EER, sofern die die Verluste vernachlässigbar sind.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{PMP}} = COP - 1 \quad \text{Gl. 2-4}$$

2.4 Stoffpaarung Ammoniak/Wasser

Ein wesentlicher Einfluss auf die Kälteleistung und Effizienz einer Absorptionswärmepumpe resultiert aus dem verwendeten Stoffpaar – im Zuge dieses Projektes wurden Ammoniak als Kältemittel und Wasser als Lösungsmittel eingesetzt. Es werden allerdings auch andere Paarungen eingesetzt wie z. B. Wasser/Lithiumbromid bei denen Wasser als Kältemittel dient. In Tabelle 2-1 sind einige der wichtigsten thermodynamischen Eigenschaften des Kältemittels Ammoniak zusammengefasst.

Tabelle 2-1: thermodynamische Eigenschaften Ammoniak (VDI Wärmeatlas 2006, Dbf1)

Eigenschaften	Wert	Einheit
Kritischer Druck p_c	113,39	bar
Kritische Temperatur T_c	405,4	K
Kritische Dichte ρ_c	225	kgm ⁻³
Tripelpunkttemperatur T_t	195,5	K
Siedepunkt bei Umgebungsdruck	-33,41	°C

Weiters hat Ammoniak eine ätzende, toxische Wirkung auf Mensch, Tier und Umwelt. Glücklicherweise liegt die menschliche Wahrnehmungsschwelle (10-20ppm) weit unterhalb der Schwelle für Schleimhautreizungen (~100ppm) – eine letale Dosis durch Inhalation ist dadurch schwer möglich. (Mücke 2010)

Ammoniak lässt sich in Luftatmosphäre zwar zünden, allerdings verläuft die Reaktion endotherm. Die korrosive Natur dieses Kältemittels und die Tatsache, dass der gesamte Prozess im Überdruckgebiet abläuft, erschweren die Auswahl von Werkstoffen und Dichtungen.

Da Ammoniak im Vergleich zu Wasser einen wesentlich niedrigeren Tripelpunkt hat, sind Kühltemperaturen unter 0°C durchaus möglich. Ein weiterer Vorteil des Kältemittels Ammoniak liegt im Vergleich zu Wasser in der höheren volumetrischen Kälteleistung, welche sich wie folgt errechnet:

$$q_v = \rho'' * (h'' - h')$$

Gl. 2-5

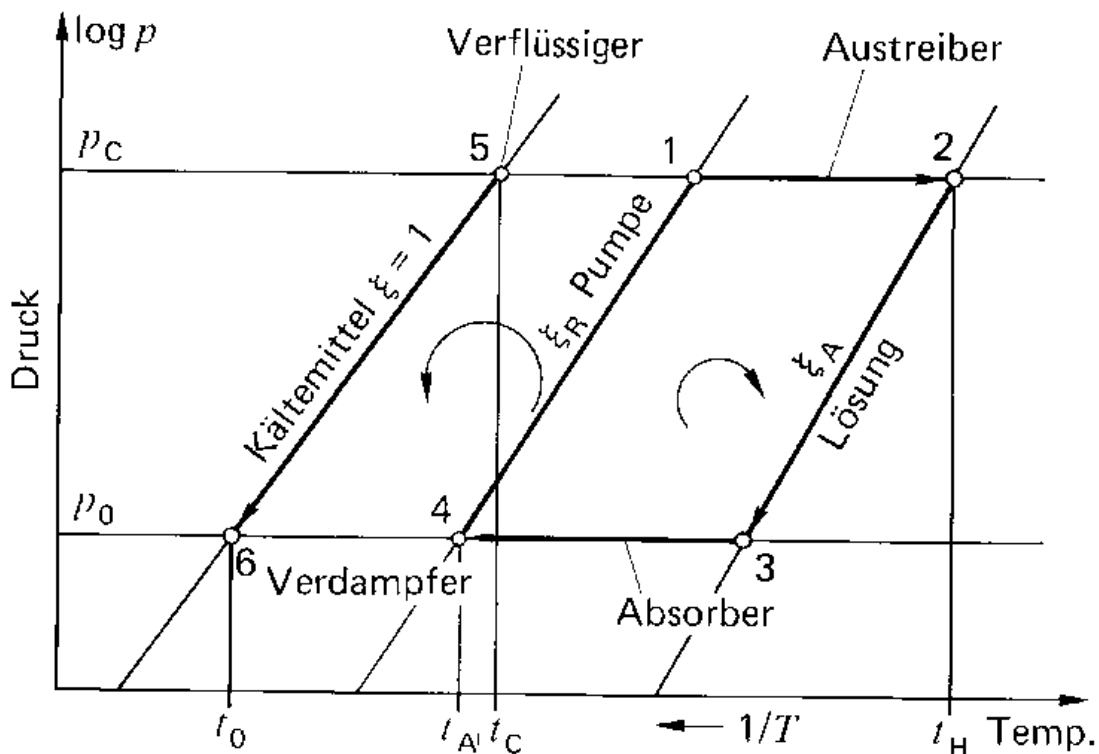
Tabelle 2-2: Volumetrische Kälteleistung bei $t=5^\circ\text{C}$ (VDI Wärmeatlas, Dba3; Dbf3; Dbf4)

Eigenschaft	Wasser	Ammoniak
Dichte gasförmig ρ'' in kg/m^3	0,0094	4,115
Enthalpie gasförmig h'' in kJ/kg	2510,1	1467
Enthalpie flüssig h' in kJ/kg	21,02	223,2
Verdampfungsenthalpie in kJ/kg	2489,08	1243,8
Volumetrische Kälteleistung q_v in kJ/m^3	23,4	5117,74

Ausschlaggebend für die höhere volumetrische Kälteleistung ist die höhere Dichte des Ammoniakdampfs. Hierdurch ergeben sich geringere Abmessungen der Anlage.

2.5 Prozessdarstellung im $\log(p) - 1/T$ Diagramm

Für die graphische Darstellung wird oft das $\log(p) - 1/T$ Diagramm verwendet. Hierbei ist die Konzentration ξ des Lösungsmittels eine wesentliche Kenngröße des Prozesses. Linien gleicher Konzentration sind in diesem Diagramm nahezu Geraden. (Schramek 2006, S1966)

Abbildung 2-2: Einstufiger Absorptions-Kälteprozess im $\log p, 1/T$ -Diagramm (Schramek 2006, S1966)

Wie in Abbildung 2-2 ersichtlich, tritt im Punkt (1) das an Ammoniak reiche Lösungsmittel in den Austreiber ein, durch die Beheizung wird das Kältemittel ausgetrieben, das Lösungsmittel verringert die Konzentration auf ξ_A , die Temperatur t_H (2) wird durch Wärmezufuhr erreicht. Während dessen tritt das ausgetriebene gasförmige Kältemittel mit der theoretischen Konzentration von $\xi = 1$ (praktisch wird diese Konzentration nicht erreicht) in den Kondensator ein und kondensiert bei $t = t_C$. Über eine Drossel wird das flüssige Kältemittel auf Niederdruckniveau (p_0) entspannt, dieser Druck ergibt sich aus der Verdampfungstemperatur bei $\xi = 1$. Das Hochdruckniveau wird in (5) als Schnittpunkt von t_C und der Linie konstanter Konzentration $\xi = 1$ definiert. Das vorwiegend flüssige Kältemittel verdampft in (6).

Die arme Lösung im Austreiber wird von (2) über die Lösungsmitteldrossel auf Niederdruckniveau entspannt. Von (3) nach (4) wird das Lösungsmittel gekühlt, absorbiert den Kältemitteldampf und wird durch die Lösungsmittelpumpe wieder auf Hochdruckniveau (1) gebracht.

2.6 Realer Absorptionsprozess

In der idealisierten Prozessführung verläuft der Verdampfungsprozess reversibel und entlang einer Isobaren. Es wird von unendlich großen Zeiten zur Wärmeübertragung und Flächen des Wärmetauschers ausgegangen.

In der Realität treten Druckverluste in den Komponenten (Leitungen, Verdampfer, Absorber) auf. Außerdem senken mögliche Fremdgase den Partialdruck des Kältemitteldampfes und somit dessen Temperatur. Im Absorber benötigt die Lösung ein „wirksames Druckgefälle“, um sich weiter anreichern zu können. (Niebergall 1981, S52f)

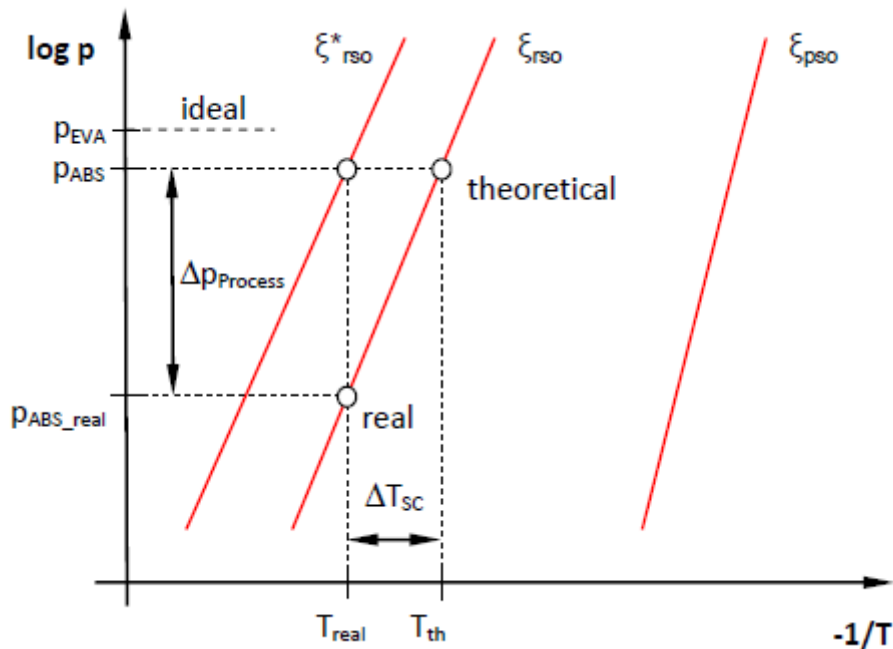


Abbildung 2-3: Unterkühlung am Austritt des Absorbers im $\log p/(1/T)$ Diagramm (Pausakerl 2012)

Bei einem Druck im Absorber p_{ABS} und der realen Temperatur T_{real} könnte eine maximale theoretische Konzentration der reichen Lösung ξ^*_{rso} erreicht werden. Aufgrund der Druckdifferenz ($\Delta p_{Prozess}$) senkt sich der effektive Druck auf p_{ABS_real} , da sich die Temperatur nicht ändert, tritt eine s.g. Absorberunterkühlung (ΔT_{sc}) auf. (siehe Abbildung 2-3)

Somit lässt sich der Absorberwirkungsgrad η_{ABS} (Gl. 2-6) und die Entgasungsbreite $\Delta \xi$ (Gl. 2-7) beschreiben (Niebergall 1981, S54):

$$\eta_{ABS} = \frac{\xi_{rso} - \xi_{pso}}{\xi^*_{rso} - \xi_{pso}} \quad \text{Gl. 2-6}$$

$$\Delta\xi = \xi_{rso} - \xi_{pso}$$

Gl. 2-7

2.7 Verhalten von zeotropen Gemischen

Bei dem Gemisch Ammoniak/Wasser handelt es sich um ein zeotropes Gemisch – der isobare Phasenübergang erfolgt nicht wie bei Reinstoffen entlang einer Isothermen, sondern über eine gewisse Temperaturdifferenz (Abbildung 2-4). Dieser sogenannte Temperaturgleit hat zur Folge, dass sich die Temperatur des Kältemittelgemisches während des Verdampfens erhöht. Im Falle von Ammoniak/Wasser beginnt zuerst das leichter siedende Ammoniak in die gasförmige Phase überzugehen, das Gemisch verändert die Konzentration zugunsten des Wasseranteils.

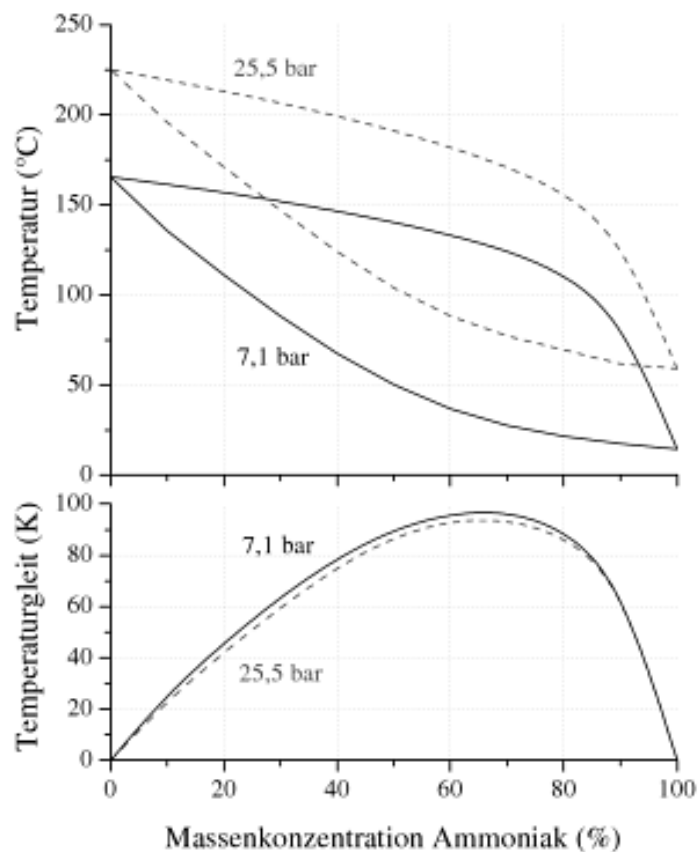


Abbildung 2-4: Dampf-Flüssigkeitsgleichgewicht und Temperaturgleit für Ammoniak/Wasser (Heberle 2013, S25)

Da im realen Betrieb einer Absorptionskältemaschine Ammoniak nie als Reinstoff vorliegt, muss auch die Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Kältemittel im Verdampfer angepasst werden. Der ideale Fall wäre eine vollständige Verdampfung des reinen Kältemittels mit einer Temperaturdifferenz von 0 K. Eine Überhitzung des Kältemittels im Verdampfer senkt die Effektivität der Anlage.

Der Wassergehalt kann durch Rektifikation oder Dephlegmation nach dem Generator verringert werden. Die untersuchte Anlage der Firma Pink hatte keine Rektifikation oder Dephlegmation.

2.8 Absorptionskältemaschinen in dezentralen Anlagen

Um unnötige Übertragungsverluste zu minimieren, sollte die Versorgung möglichst nahe am Verbraucher bereitgestellt werden. Absorptionskältemaschinen haben vor allem dann großen Sinn, wenn die benötigte Prozesswärme solarthermisch oder durch Abwärmenutzung bereitgestellt wird. Das Abwärmenutzungspotential wird mit 18% des Endenergieeinsatzes der deutschen Industrie beziffert. (Rohde 2013, S11)

Abbildung 2-5 zeigt eine derartige Anlage – ein Verbrennungsmotor stellt in erster Linie elektrischen Strom zu Verfügung, die Wärme im heißen Abgas sowie die Abwärme des Motors werden über einen Wärmetauscher in einen Speicher geleitet. Hieraus kann die Wärme in ein Heizsystem eingespeist werden oder als Antriebswärme für eine AKM dienen. Das für die Kältemaschine notwendige Kühlwasser wird über einen Kreislauf mit Kühlturm bereitgestellt.

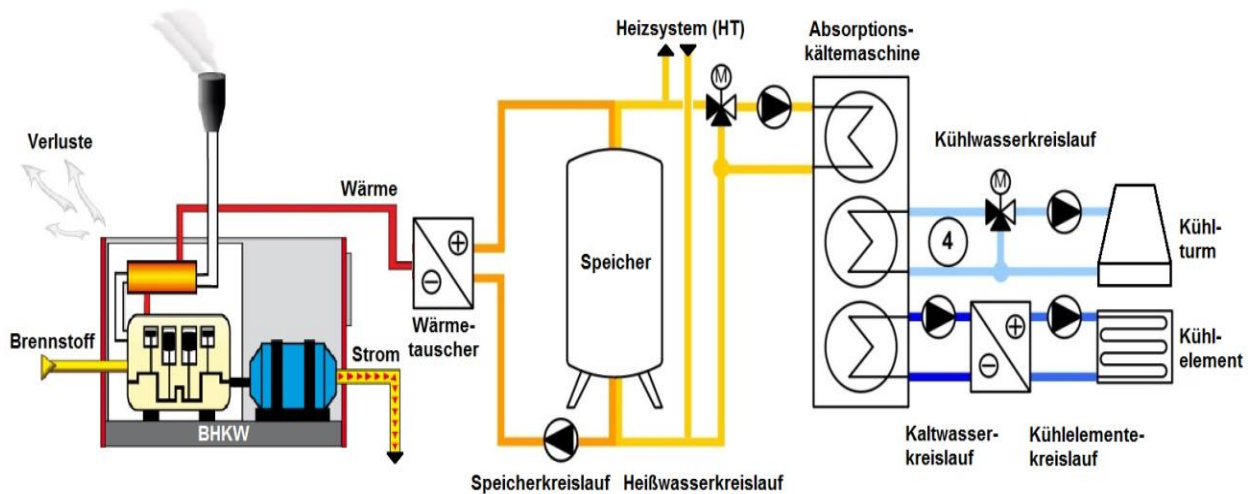


Abbildung 2-5: Kraft-Wärme-Kälte-Koppelung auf Basis eines BHKWs und einer AKM (Zotter et al., 2015, S2)

In einem vorangehenden Projekt („SolarCoolingOpt“) wurde am IWT die Absorptionskältemaschine zur solarthermischen Kühlung untersucht. Da in dieser Arbeit vor allem auf die BHKW - Abwärmenutzung eingegangen werden soll, wurden höhere Heißwassertemperaturspreizungen untersucht.

Die typischen Heißwasservorlauftemperaturen liegen bei 90 °C, um eine ausreichende Kühlung des BHKWs zu gewährleisten liegen die erforderlichen Rücklauftemperaturen unter 75 °C. (Zotter et al., 2015, S2)

3 VERSUCHSSTANDAUFBAU

Der für die Messpunkte verwendete Versuchsaufbau soll im Folgenden anhand der Versuchsanlage der AKM, sowie auch anhand der durchgeführten Modifikationen gezeigt werden.

3.1 Absorptionskältemaschine

Bei der Versuchsanlage handelt es sich um eine am Markt erhältlichen einstufigen $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorptionskältemaschine der Firma Pink GmbH des Typs „Pinkchiller PC19 Generation 5.3“ (Abbildung 3-1). Diese hat eine Nennkälteleistung von 19 kW und wurde im Zuge des Projektes „SolarCoolingOpt“ (FFG Nr. 825544) mit einer modifizierten Kältemitteldrossel auf 21 kW erhöht.



Abbildung 3-1: Pinkchiller PC19 (Quelle: <http://www.pink.co.at/thermische-kaeltemaschinen.htm>, Stand 03.09.2016)

Die für die Versuche verwendete Anlage unterscheidet sich von der in Abbildung 3-1 dargestellten durch die einflutige Ausführung der Membranpumpe. Im Projekt „Solar Cooling Opt“ wurde die oben dargestellte Anlage mit Temperaturfühlern und Massen-/Volumenstrommessgeräten für die anschließenden Messungen der Gesamtanlage bestückt.

In der Originalanlage wurden für Verdampfer und Absorber Rohrbündelwärmetauscher verwendet, während der Generator, Kondensator und Lösungsmittelwärmetauscher als Plattenwärmetauscher ausgeführt waren.

Abbildung 3-2 zeigt die Anlage in der für diese Arbeit modifizierten Ausführung. Zwei Plattenwärmetauscher wurden am Vorderrahmen befestigt, die als Alternativen für ihr Rohrbündelndant verwendet wurden. Die Plattenwärmetauscher wurden im Gegenstrom betrieben, die Temperatur der internen und externen Kreisläufe wurde mittels Pt100 Widerstandsthermometer und Thermolemente gemessen.

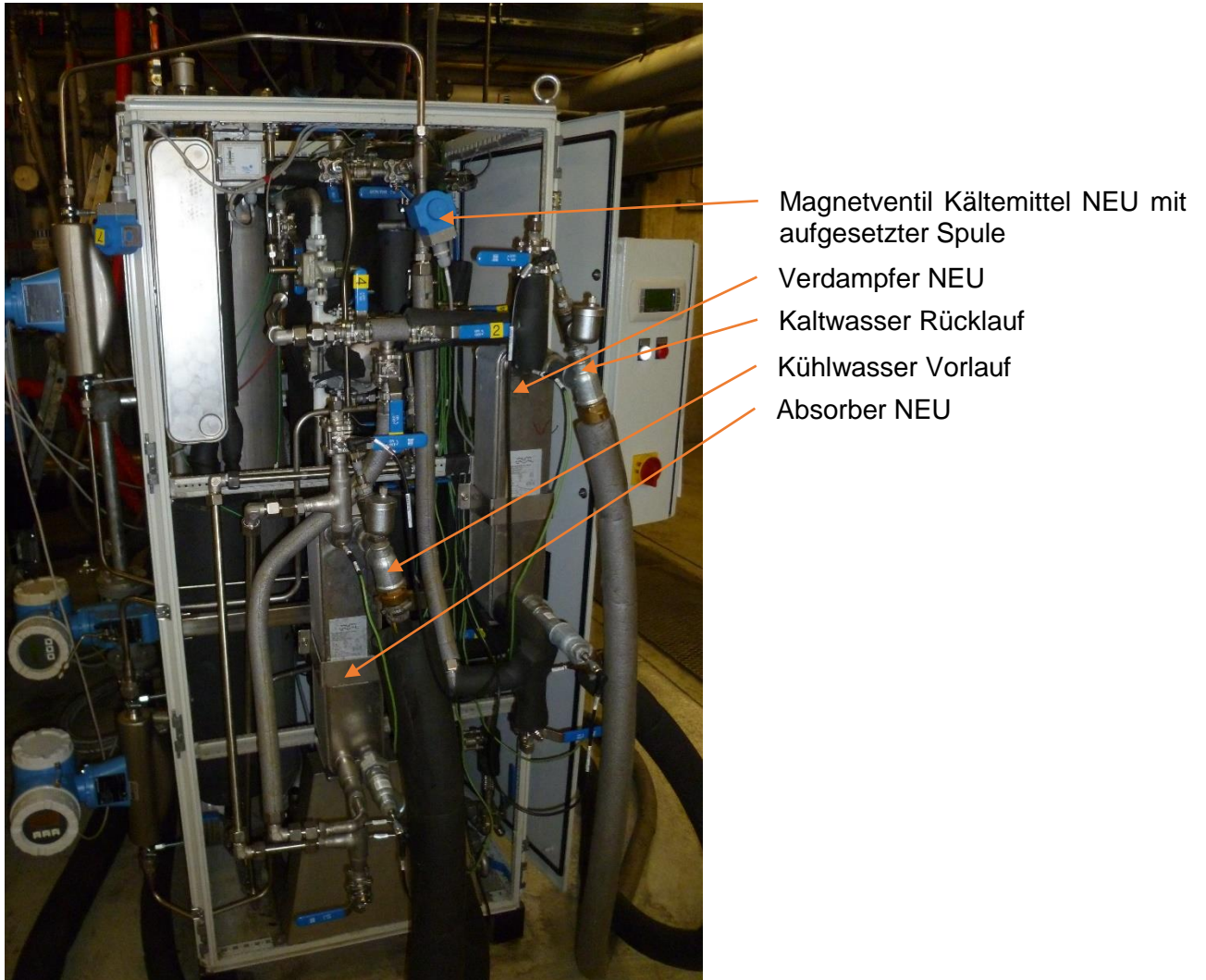


Abbildung 3-2: Anlage modifiziert

In Abbildung 3-3 ersichtlich, wurden die Pt100 in den externen Kreisläufen direkt in den Rohrbogen eingeschraubt, während die Thermoelemente in die internen Kreisläufe in eingeschweißte korrosionsbeständige Röhrcchen unter Anwendung von Wärmeleitpaste eingeschoben wurden.

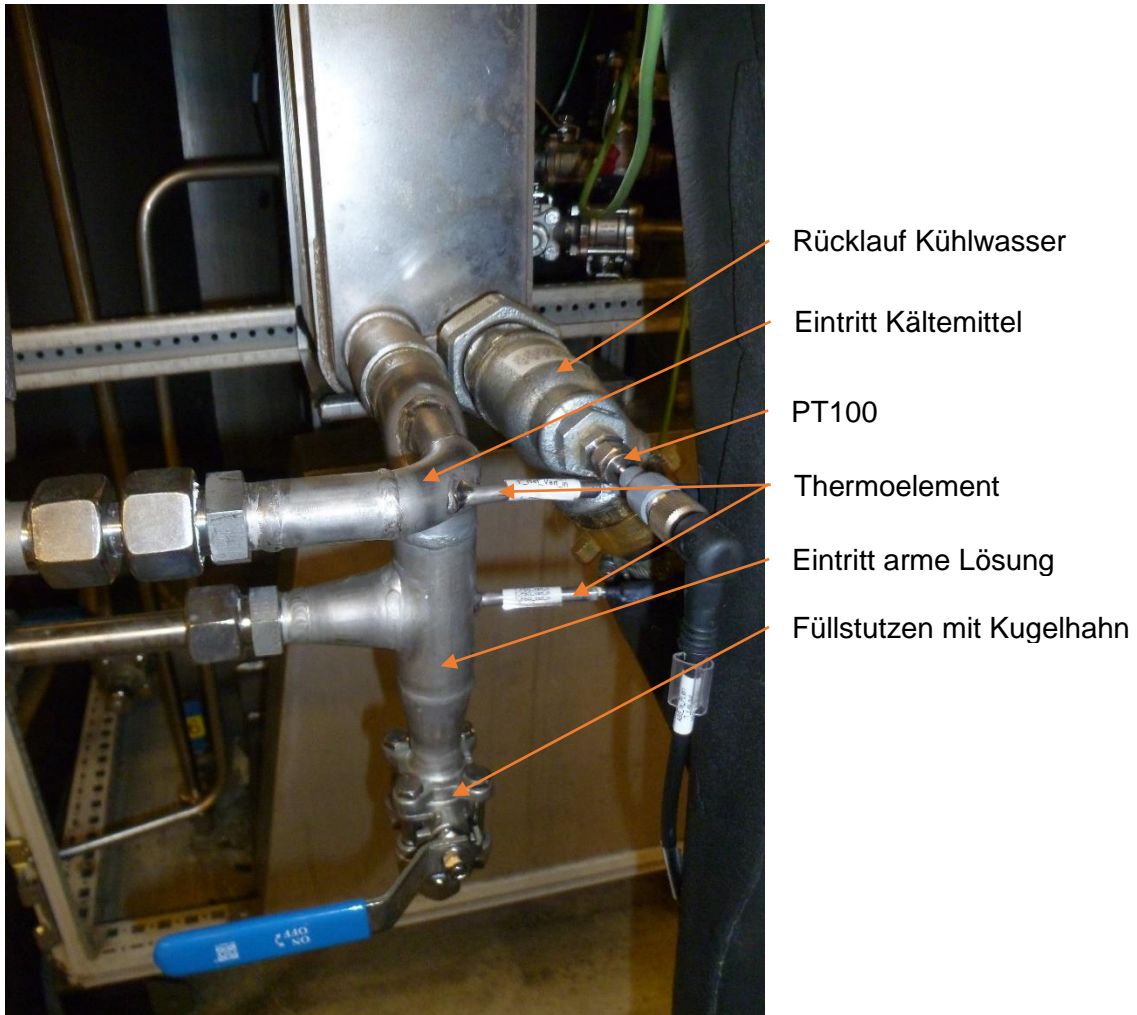


Abbildung 3-3: Absorbereintritt des angebauten Plattenwärmetauschers

3.2 Schaltmöglichkeiten der Absorptionskältemaschine

Um alle vier Permutationen von altem und neuem Verdampfer und Absorber abzudecken ist ein umfangreiches Leitungssystem mit Kugelhähnen notwendig. Alle relevanten Kugelhähne wurden laut

Abbildung 3-9 markiert, die Teile der Absorptionskältemaschine mit Zahlen, die hydraulischen Anschlüsse mit Buchstaben. Die verschiedenen Kugelhähne (KH) wurden gemäß folgender Anleitung umgeschaltet:

- **Kugelhahnstellungen für alle Konfigurationen**

- KH 16 immer zu => Arme Lösung über Massenstrommessgerät
 - KH 17 immer offen (14 und 17 nie zugleich geschlossen)
 - KH 4 und 5 nie zugleich geschlossen
 - KH 21 und 22 immer geschlossen (Anschluss für Dephlegmator)
 - KH 20 immer offen

Die Anleitungen der fünf Konfigurationen bestehen jeweils aus:

1. Kurze Beschreibung der Konfiguration
2. Kugelhahnstellung der internen Kreisläufe (für PWT/RBWT Absorber/Verdampfer)
3. Kugelhahnstellung der für die gewünschte Umlaufart (Natur-/Zwangsumlauf)
4. Kugelhahnstellung der hydraulische Kreisläufe (Heiß-/Kühl-/Kaltwasser)
5. Schema mit den relevanten durchflossenen Leitungen und Bauteilen (Abbildung 3-4 bis Abbildung 3-8)

• **Konfiguration 1 Naturumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT)**

Hierbei handelt es sich um die ursprüngliche Konfiguration der AKM. PWT Absorber und Verdampfer werden weder von den internen noch den hydraulischen Kreisläufen durchströmt.

Interner Kreislauf

Spule auf Magnetventil RTH_ALT
 Geschlossen: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 16
 Offen: 10, 7 (Spule auf Magnetventil 7)

Naturumlauf

Geschlossen: 13, 14, 15
 Offen: 11, 12

Wasserversorgung

Geschlossen: A, B, F, G
 Offen: C, D, E

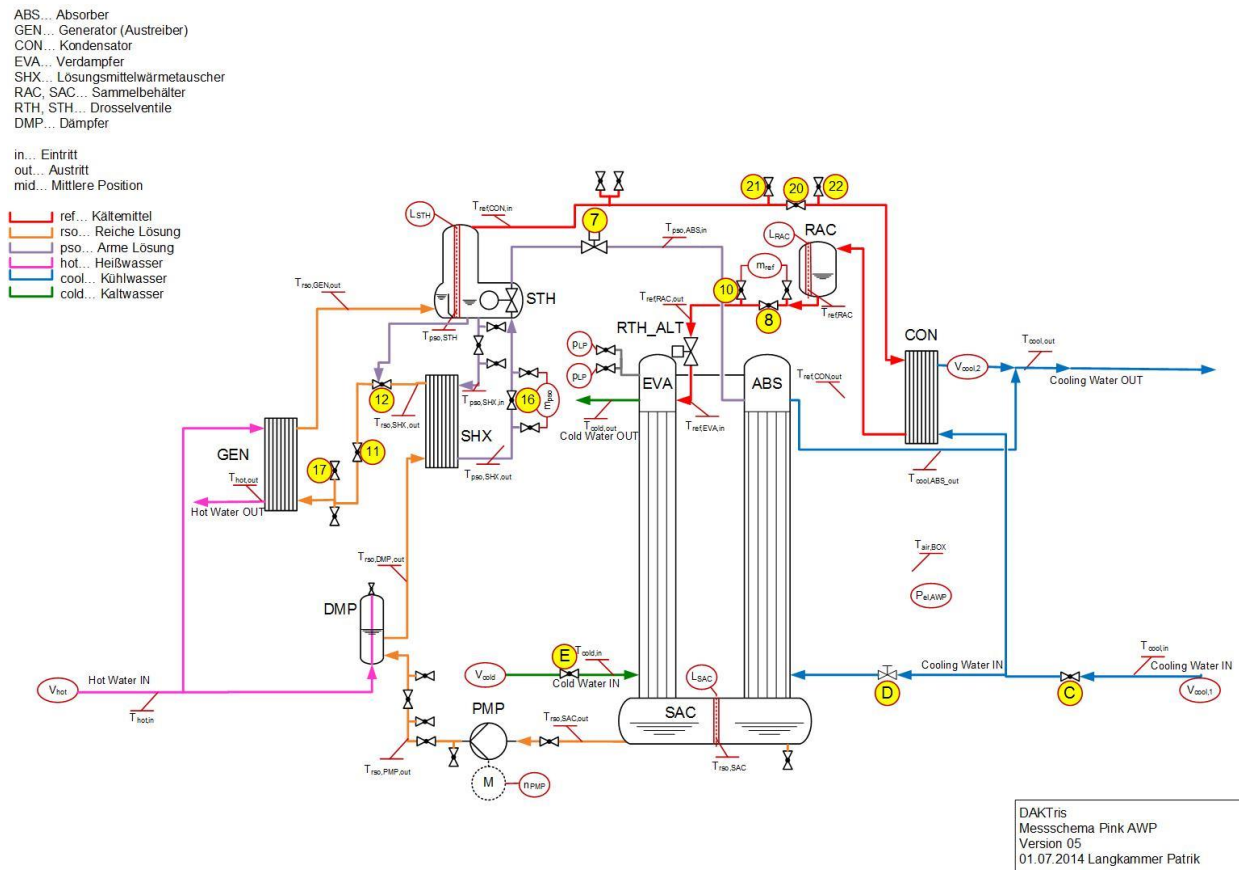


Abbildung 3-4: Schema Konfiguration 1

• **Konfiguration 2 Naturumlauf (Verdampfer – PWT, Absorber RBWT)**

Um den PWT Verdampfer in das System einzubinden, muss die Spule der Kältemitteldrossel auf das Magnetventil RTH_PLW aufgesetzt werden. Die Überleitung des verdampften Kältemittels in den RBWT Absorber erfolgt in den Vorlauf der armen Lösung kurz vor dem Eintritt in den Absorber (über KH 2, 4, 5).

Interner Kreislauf

Spule auf Magnetventil auf RTH_PLW

Geschlossen: 1, 3, 6, 8, 10, 16

Offen: 2, 4, 5, 7 (Spule auf Magnetventil 7)

Naturumlauf

Geschlossen: 13, 14, 15

Offen: 11, 12

Wasserversorgung

Geschlossen: A, B, E

Offen: C, D, F, G

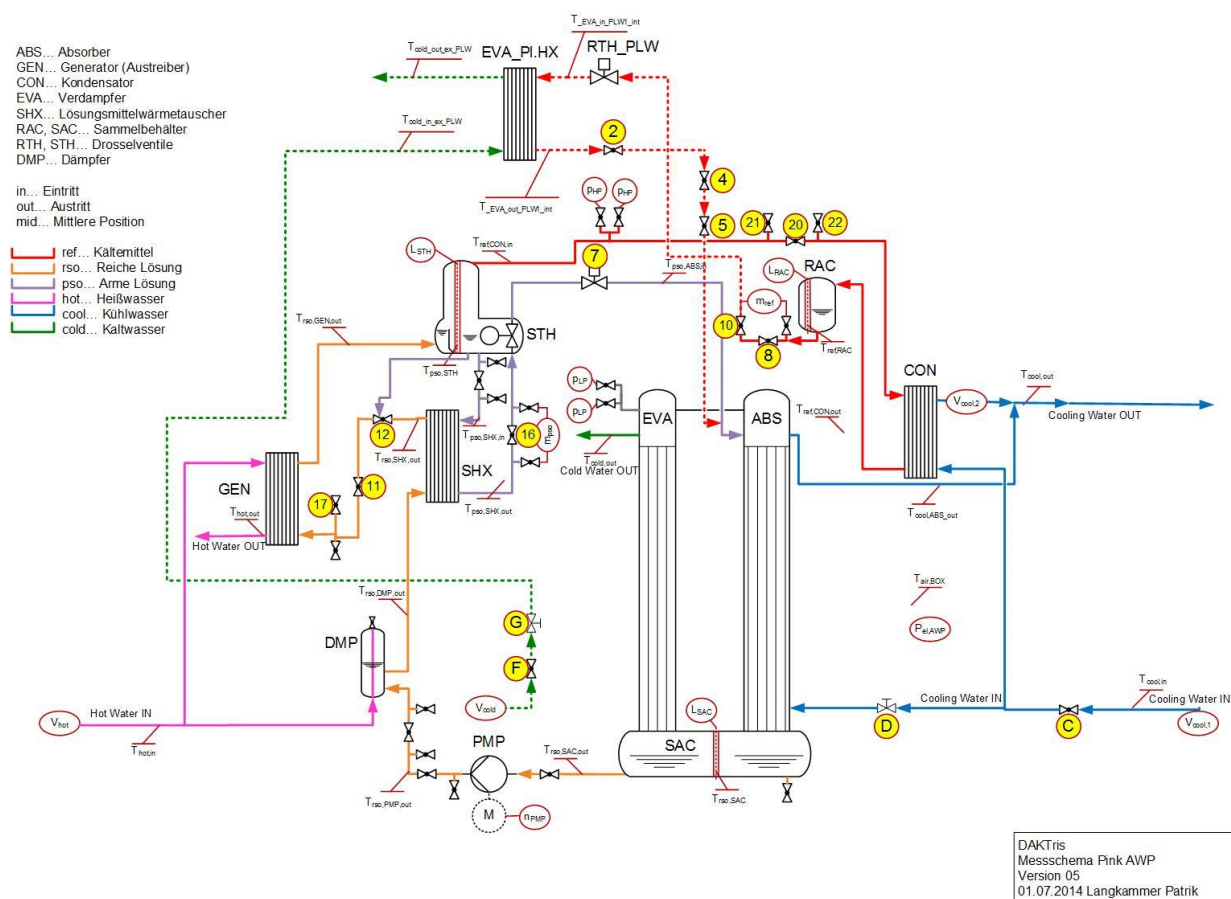


Abbildung 3-5: Schema Konfiguration 2

• **Konfiguration 3 Naturumlauf (Verdampfer – RBWT, Absorber PWT)**

Der PWT Absorber wird über KH 1 mit armer Lösung versorgt, das gasförmige Kältemittel wird über KH 3, 4, 5 aus dem RBWT Absorber umgeleitet. Die reiche Lösung gelangt über KH 6 in den Sammelbehälter.

Interner Kreislauf

Spule auf Magnetventil RTH_ALT

Geschlossen: 2, 8, 7, 16 (Spule von Magnetventil 7 abnehmen)

Offen: 1, 3, 4, 5, 6, 10

Naturumlauf

Geschlossen: 13, 14, 15

Offen: 11, 12

Wasserversorgung

Geschlossen: A, B, E

Offen: C, D, F, G

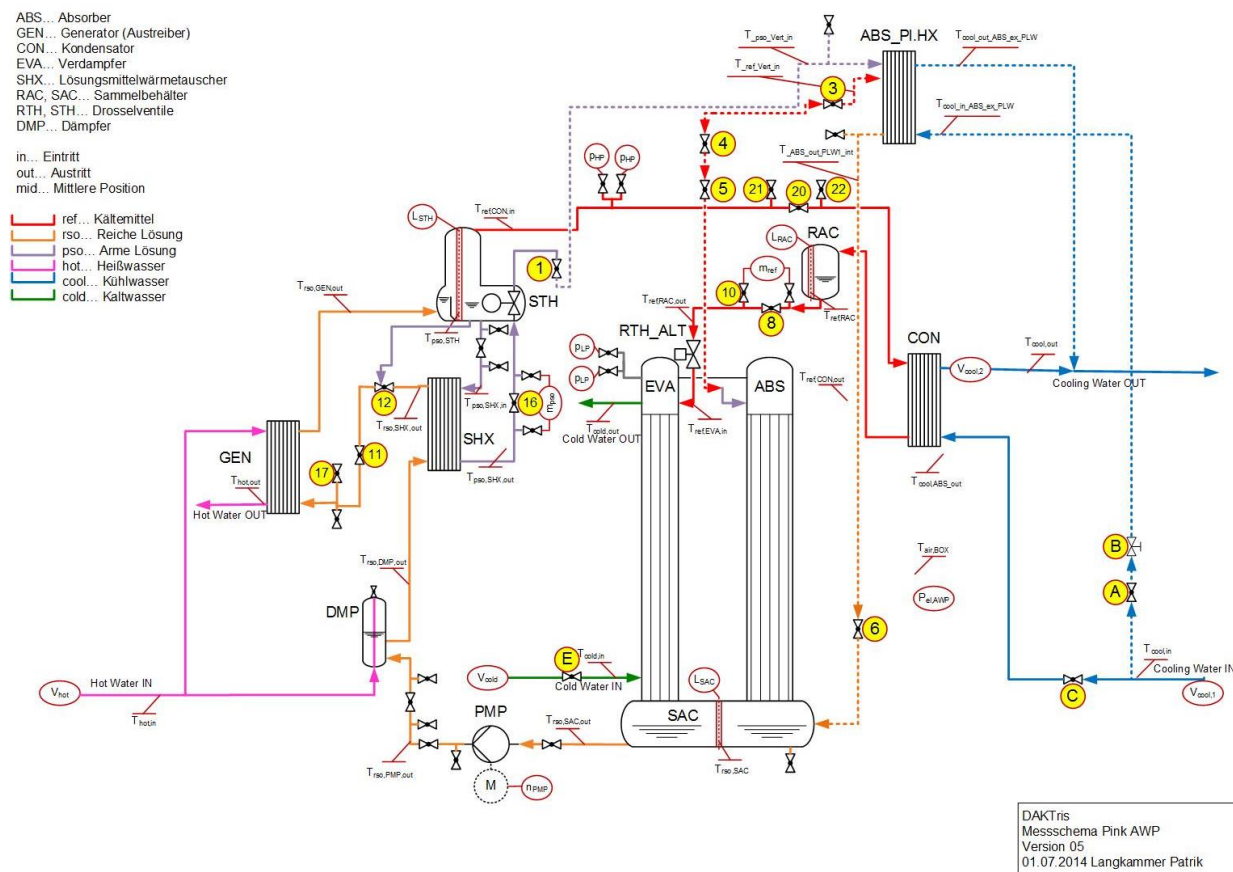


Abbildung 3-6: Schema Konfiguration 3

• **Konfiguration 4 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT)**

Der Zwangsumlauf wird durch das Umschalten von KH 13, 14, 17 erreicht. Die übrigen Bauteile werden wie Konfiguration 1 geschaltet.

Interner Kreislauf

Spule auf Magnetventil RTH_ALT
 Geschlossen: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 16
 Offen: 10, 7 (Spule auf Magnetventil 7)

Zwangsumlauf

Geschlossen: 12, 11, 15
 Offen: 13, 14, 17

Wasserversorgung

Geschlossen: A, B, F, G
 Offen: C, D, E

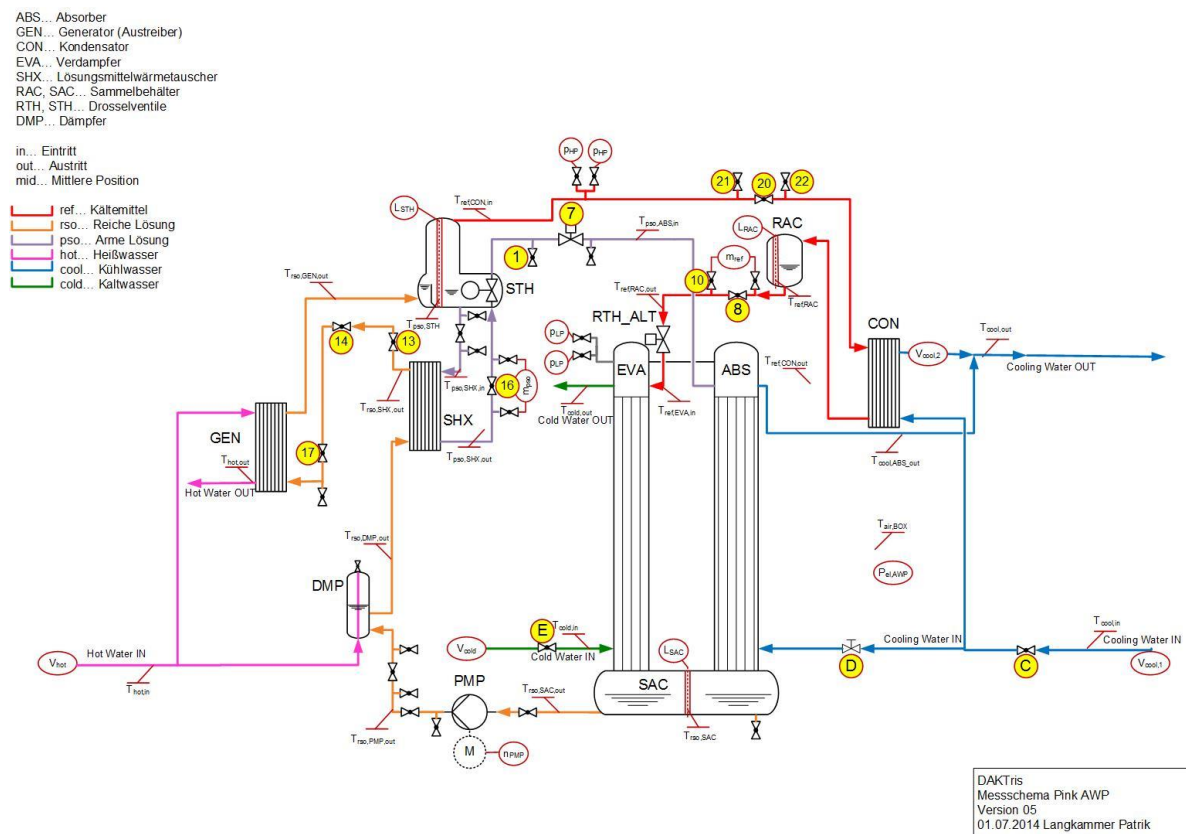


Abbildung 3-7: Schema Konfiguration 4

• **Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – PWT)**

PWT Verdampfer und Absorber sind direkt miteinander verbunden, das dampfförmige Kältemittel geht über KH 2 und 3 in den PWT Absorber, über KH1 die arme Lösung. Um den Eintritt der armen Lösung in den RBWT Absorber zu verhindern, wird die Spule vom Magnetventil 7 entfernt. Da RBWT Verdampfer und Absorber von der Wasserversorgung getrennt sind, ist es möglich den Sammelbehälter SAC für die reiche Lösung zu nutzen (Eintritt von PWT Absorber über KH 6).

Interner Kreislauf

Spule auf Magnetventil RTH_neu
 geschlossen: 4, 7, 8, 10 (Spule von Magnetventil 7 abnehmen)
 offen: 1, 2, 3, 6,

Zwangsumlauf

Geschlossen: 12, 11, 15
 Offen: 13, 14, 17

Wasserversorgung

Geschlossen: A, B, D, E
 Offen: C, F, G

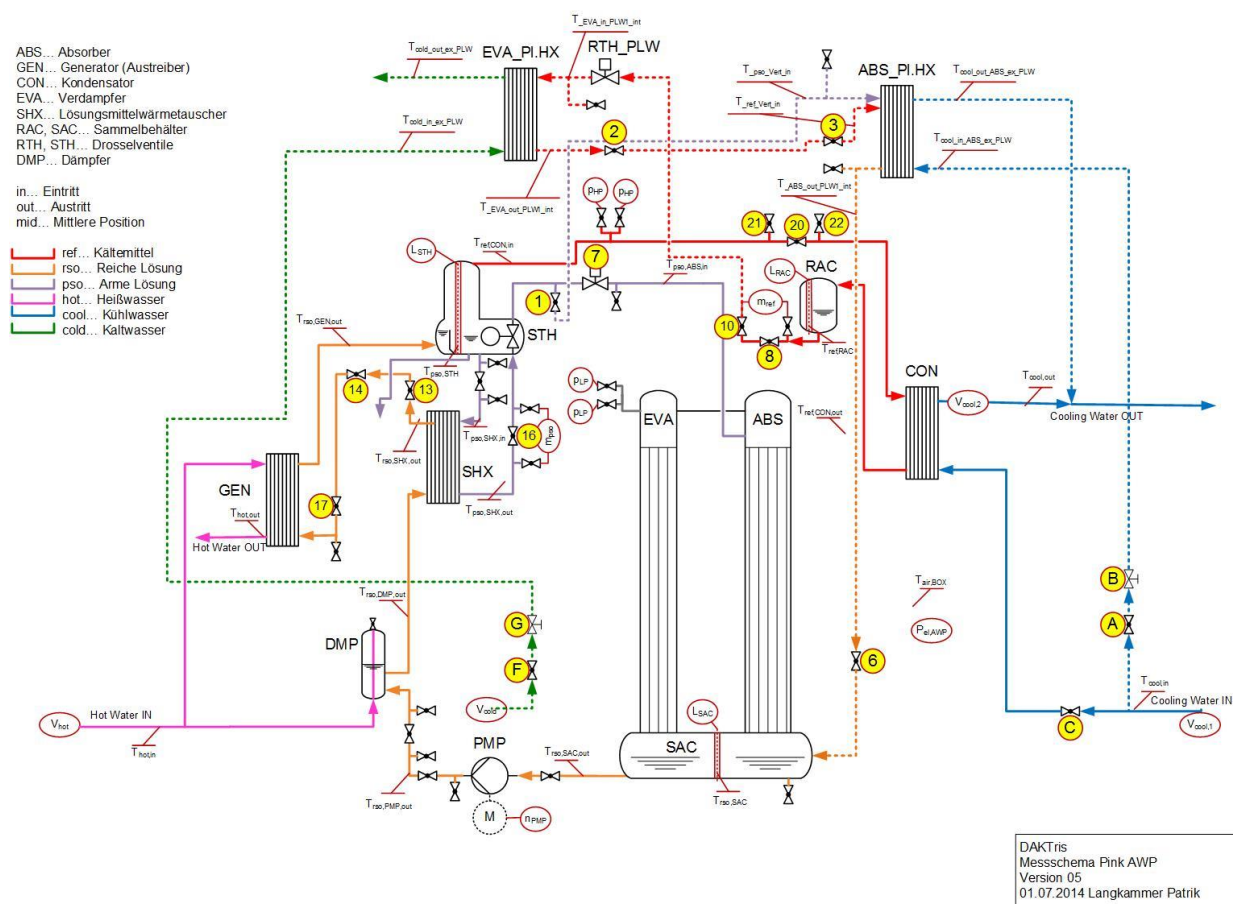
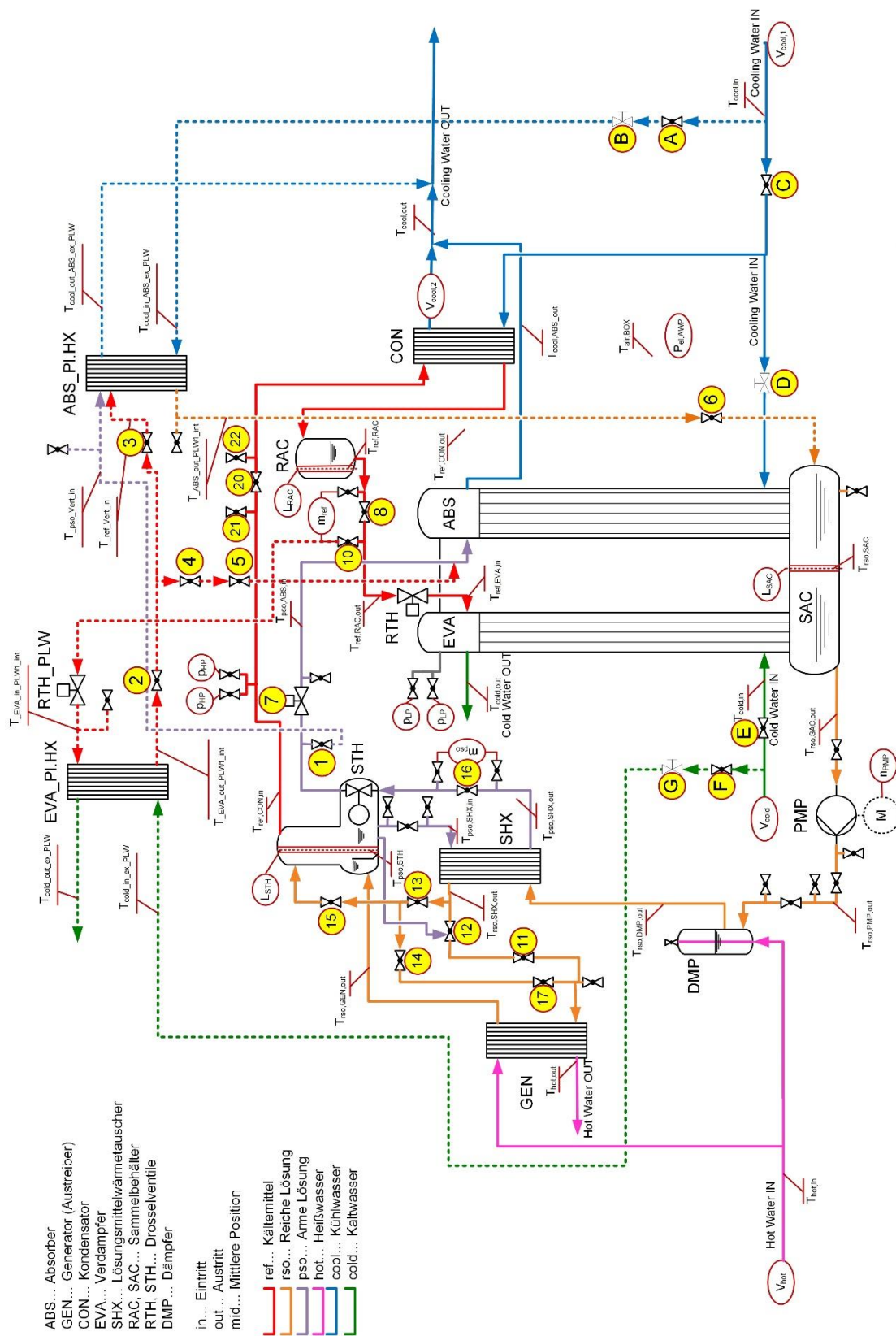


Abbildung 3-8: Schema Konfiguration 5

Abbildung 3-9 zeigt das Schema der AKM mit allen Anbauten, bereits in der Versuchsanlage vorhandene Leitungen werden mit durchgezogenen Linien dargestellt – angebaute Leitungen mit strichlierten Linien. Anzumerken ist, dass die Spule auf Magnetventil 7 entweder mittels Schlitzschraubenzieher abgezogen wurde und das Ventil in der Expertenebene der Bedienung der AKM ausgeschaltet wurde.



DAKTris
Messschema Pink AWP
Version 05
01.07.2014 Langhammer Patrik

Abbildung 3-9: Schema modifizierte AKM mit allen Schaltmöglichkeiten (basierend auf Hannl, 2011, S31)

3.3 Hydraulik

Neben den Modifikationen des Kreislaufs der Absorptionskältemaschine mussten auch die Heiß-, Kühl- und Kaltwasseranschlüsse an die neuen Bauteile adaptiert werden. Die Anschlüsse befinden sich für die originale Konfiguration an der Rückseite der Absorptionsmaschine, für Absorber und Verdampfer in Plattenwärmetauscher Ausführung an der Vorderseite. Die Auslegung der Hydraulik (Pumpen, Rohrquerschnitte) wurde von Moser (Hannl, 2011, S16f) in Zusammenarbeit mit dem Hersteller durchgeführt und dient als Basis für den in diesem Projekt verwendeten hydraulischen Versuchsaufbau (Abbildung 3-10).

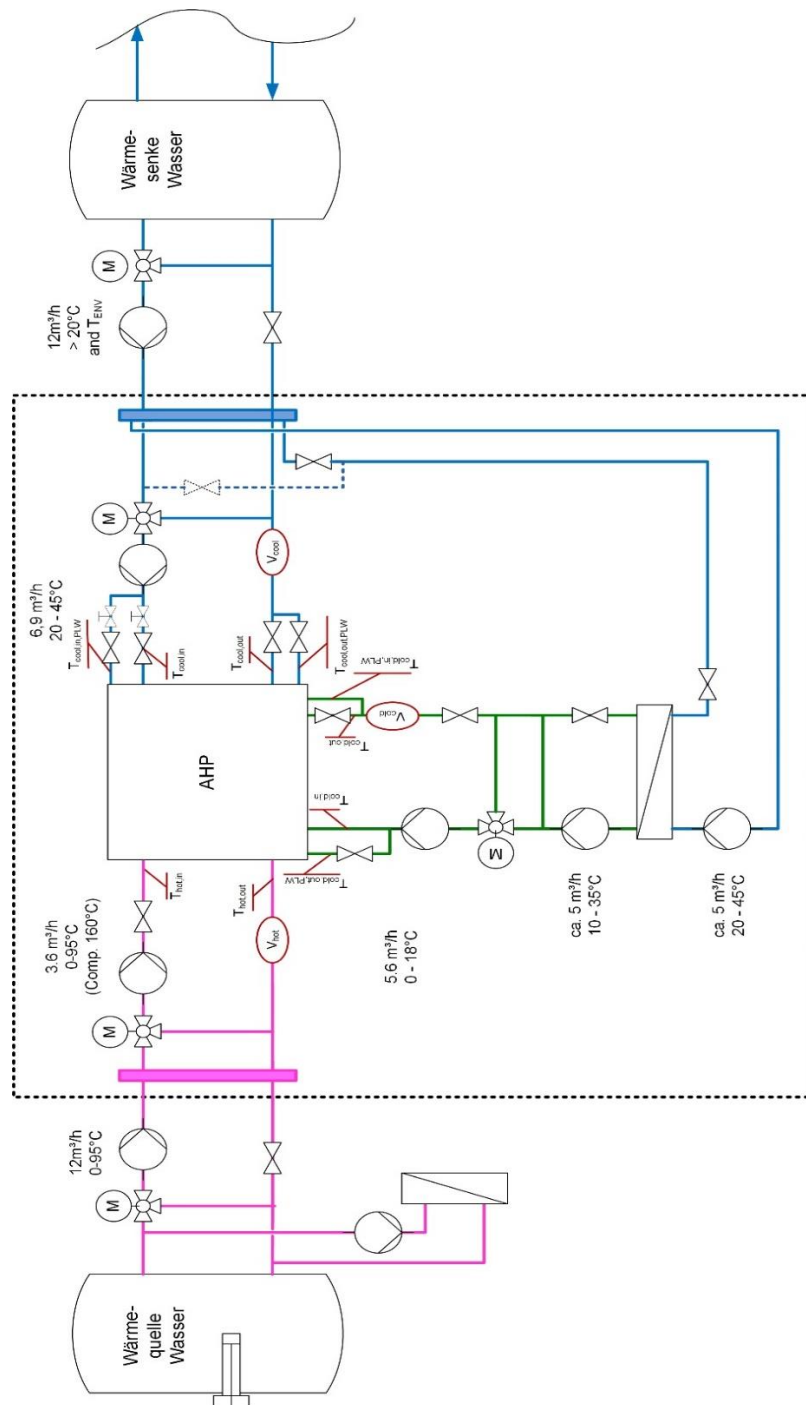
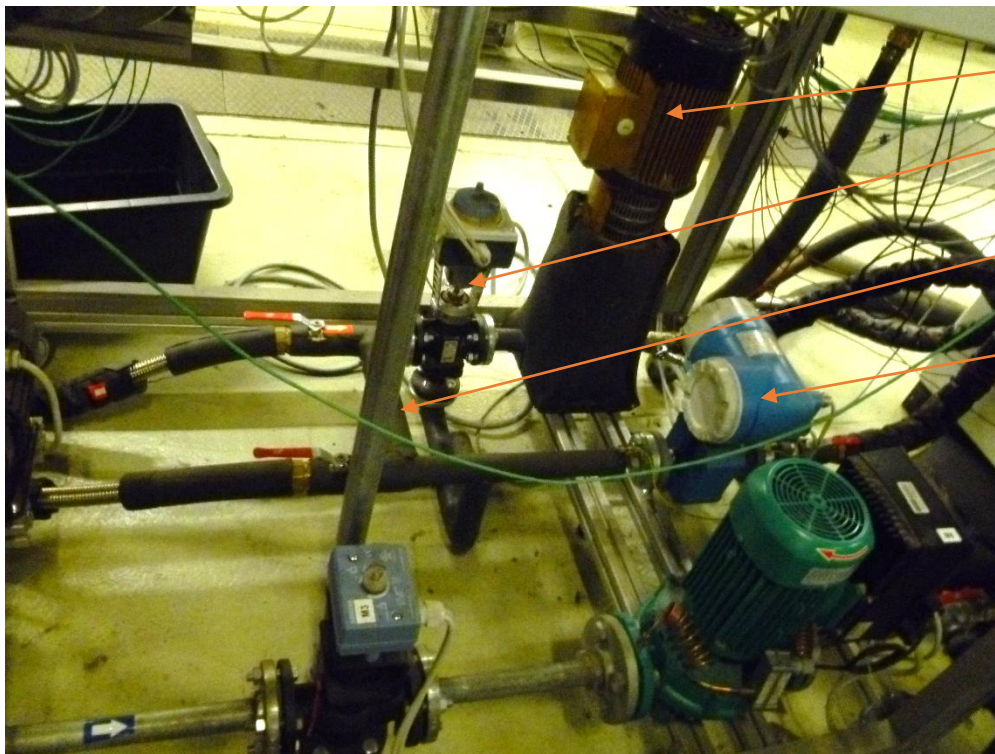


Abbildung 3-10: Hydraulik (basierend auf Hannl, 2011, S17)

Für die drei hydraulischen Versorgungskreisläufe wurden jeweils Bypass Leitungen verwendet, die die Fördermenge der Pumpe der externen Infrastruktur vom internen Durchsatz entkoppeln. Die Regelung der Temperatur wurde mit Beimischschaltungen realisiert.

Abbildung 3-11 zeigt den Heißwasserkreislauf zwischen externer Infrastruktur und AKM. Nach der Bypass Leitung sorgt ein Beimischventil dafür, dass sich das abgekühlte Wasser aus dem Rücklauf der Absorptionskältemaschine mit heißem Vorlaufwasser aus der externen Infrastruktur vermischt. Eine durch Frequenzumrichtung gesteuerte Pumpe des Typs Grundfos CR4-80 fördert das Heißwasser über ein Strangreduzierventil in die AKM. Im Rücklauf wurde der Volumenstrom gemessen. Alle Heißwasserleitungen waren gedämmt.



Heißwasserpumpe

Mag. Beimischventil
Heißwasser

Bypass Heißwasser

Volumenstrommesser

Abbildung 3-11: Heißwasserkreislauf

Der in Abbildung 3-12 abgebildete Kaltwasserkreislauf besteht wiederum aus einer Bypass Leitung und einer Pumpe des Typs LOWARA CLA 80/5, die das Medium in einen Plattenwärmetauscher fördert. Ein Strangreduzierventil dient zum Drosseln des Volumenstromes.

Für die Förderung in die AKM dient eine Pumpe des Typs WILO IP-E32/16-1,1/2, welche manuell geregelt werden kann. Der Drehzahlbereich umfasst $2920 - 750 \text{ min}^{-1}$, die Regelung der Kaltwassertemperatur erfolgt wiederum über ein magnetisches Beimischventil.

Der Volumenstrom des Kaltwassers sowie dessen Rücklauftemperatur wurden durch ein Messgerät bereitgestellt. Da dieses im Rücklauf des RBWT Verdampfers eingebaut war und die Messwerte für die Regelung der AKM unverzichtbar sind, musste dieser in den gemeinsamen Rücklauf eingebaut werden (V_{cold} , $T_{\text{cold_out}}$, $T_{\text{cold_out_PLW}}$). Analog wurde für die Ermittlung der Vorlauftemperatur des Kaltwassers ($T_{\text{cold_in_PLW}}$) für den PWT Verdampfer ein zusätzlicher Messfühler eingebaut (Abbildung 3-13). Das im Schaltschrank benötigte Signal ($T_{\text{cold_in}}$ oder $T_{\text{cold_in_PLW}}$) wurde je nach getesteter Konfiguration mittels Wechselrelais umgeschaltet. Die Vor- und Rücklauftemperaturen sowie Volumenstrom wurden gemäß Abbildung 3-10 bezeichnet.

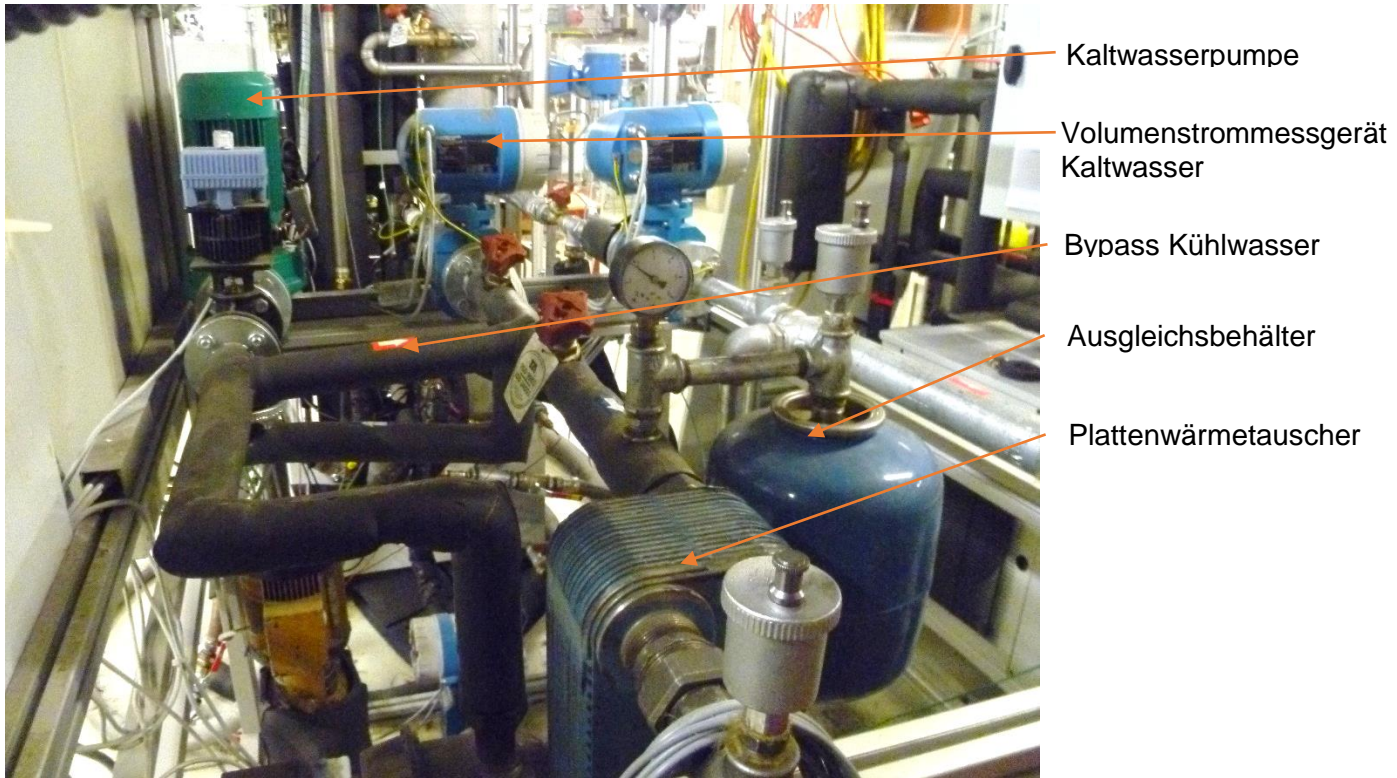


Abbildung 3-12: Kaltwasserkreislauf

Mittels einer Pumpe des Typs Grundfos CH4-30 wird Kühlwasser aus der Leitung in einen Plattenwärmetauscher gefördert, um die Kälteleistung dem Kühlwasserrücklauf zuzuführen.

Die Kühlwasserversorgung besteht wiederum aus einem magnetischen Beimischventils, einer manuell einstellbaren Pumpe des Typs WILO IP-E32/16-1,1/2, sowie eines Volumenstrommessgerätes im Rücklauf. (Abbildung 3-13)

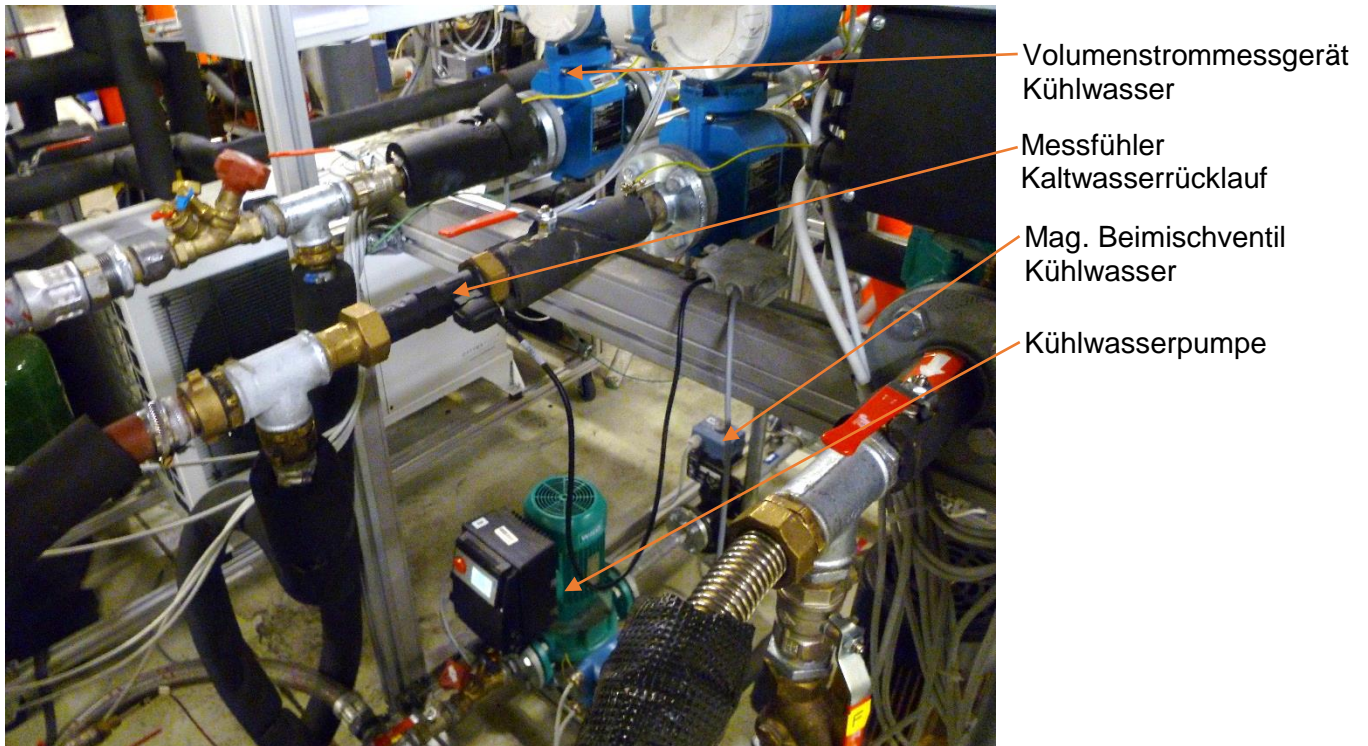


Abbildung 3-13: Kühlwasserkreislauf, Messfühler Kaltwasserrücklauf

3.4 Externe Infrastruktur

Als Wärmequelle diente ein elektrisch beheizter Speicher im IWT Labor mit einer Maximalleistung von ca. 45 kW, was für die Versuche bei Volllast gerade noch ausreichend war. In der Regelung konnte die erwünschte Speichertemperatur (und Hysterese) eingestellt werden. Als Entnahmemöglichkeiten konnte, abhängig von der gewünschten Fördermenge, zwischen dem 60 / 12 / 2,5 m³/h Strang gewählt werden. In diesem Projekt wurden sämtliche Versuche mit dem 12m³/h Strang durchgeführt.

Ein Trockenkühlturm des Institutes für Wärmetechnik diente als Wärmesenke, diese ist über eine Umlaufpumpe mit einem Speicher verbunden. Die niedrigste mögliche Rückkühltemperatur musste an einem Bedienpanel im Institut eingestellt werden, ist aber an die Außentemperatur geknüpft. Da der Trockenkühlturm und die damit zu erreichende Rückkühltemperatur an die Außentemperatur sowie Sonneneinstrahlung gebunden sind, war es in den Sommermonaten schwierig die erforderlichen Kühlwasservorlauftemperaturen zu erreichen.

4 MESS- UND REGELUNGSTECHNIK

Dieses Kapitel beschreibt die verwendete Messtechnik. Zum Teil wurde die Messtechnik des Projektes „SolarCoolingOPT“ genutzt. (Hannl 2011, S22ff)

4.1 Datenverarbeitung

Durch einen Datenlogger der Serie e-reader von „Gantner Instruments“ erfolgte die elektrische Messdatenerfassung, sowie die Ansteuerung der Anlage. Dieser Datenlogger dient zur Kommunikation mit der Bediener Ebene am Messcomputer. Tabelle 4-1 zeigt eine vollständige Aufstellung aller verwendeten Mess- und Steuergeräte.

Tabelle 4-1: Geräteliste Mess- und Steuergeräte

Nr.	Stk.	Funktion	Bezeichnung	Hersteller
1	1	Spannungversorgung	DR-4524	Mean Well
2	1	Messtechnik Datenlogger	e.reader	Gantner
3	1	Eingangsmodule Spannungen	e.bloxx 3-1	Gantner
4	7	Anschluss von Stromsignalen	e.bloxx Terminal 4C	Gantner
5	7	Messmodule für Thermoelemente	e.bloxx A4-1	Gantner
6	7	Kaltstellenkompensation	e.bloxx Terminal CJC	Gantner
7	1	Messmodule für Widerstandsthermometer	e.bloxx A5-1	Gantner
8	1	Ausgangsmodule für Spannung/Strom	e.bloxx A9-1	Gantner

Abbildung 4-1 zeigt den erweiterten Schaltschrank für die gesamte Sensorik. Die Module für die Aktorik wurden in einem separaten Schaltschrank angebracht und über einen Kommunikationsbus verbunden. Es wurden zusätzliche Messmodule für die Pt100 und Thermoelemente eingebaut und entsprechend der Kalibrierung mit einer Ausgleichsfunktion hinterlegt.

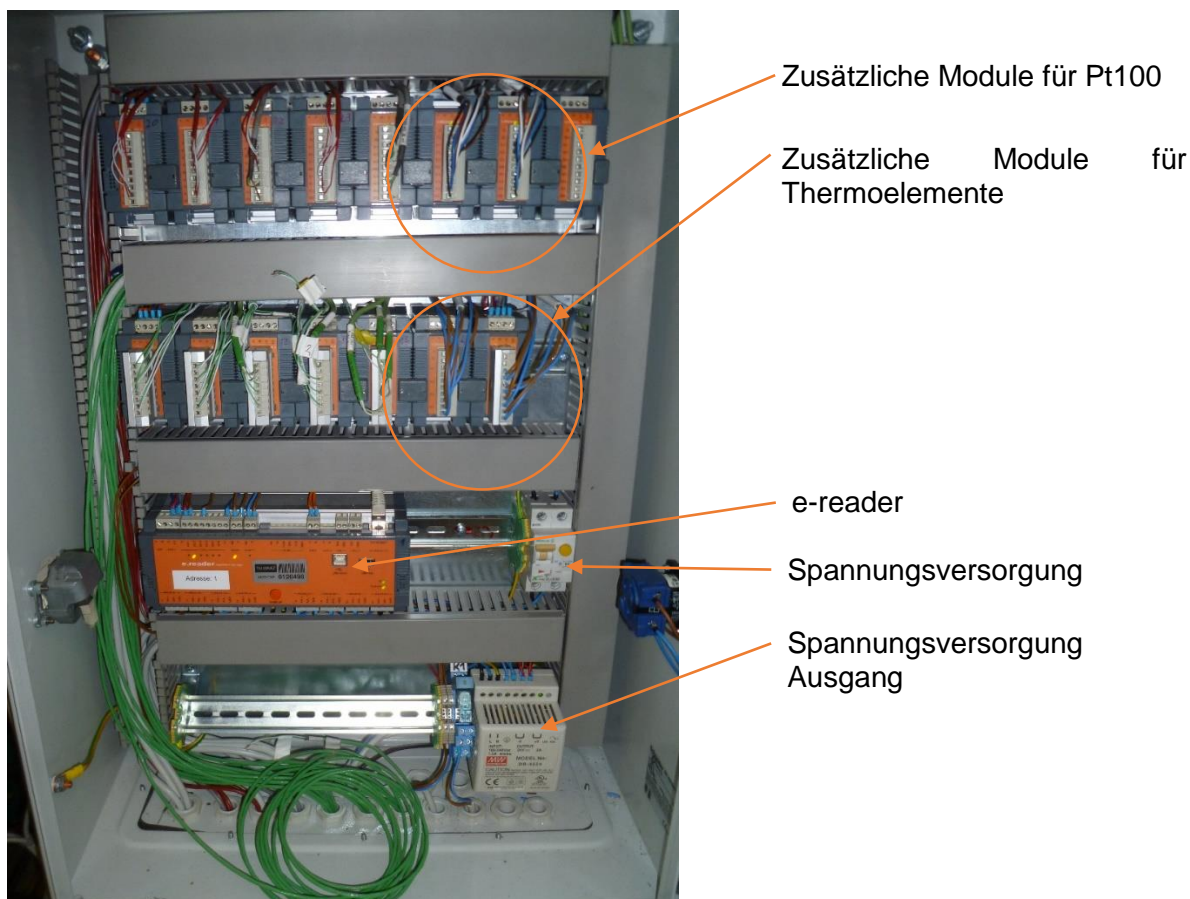


Abbildung 4-1: Erweiterter Schaltschrank

4.2 Messgeräte

Es werden die physikalischen Prinzipien hinter den verbauten Messgeräten erklärt. Tabelle 4-2 zeigt eine Aufstellung aller im Versuchstand verbauten Messgeräte.

Tabelle 4-2: Geräteliste Messtechnik

Nr.	Stk.	Funktion	Bezeichnung	Hersteller
1	7	Widerstandsthermometer	Pt100 Kl. A, $\varnothing = 6\text{mm}$	
2	7	Widerstandsthermometer	Pt100 Kl. A, $\varnothing = 3\text{mm}$	
3	22	Temperaturmessung	Thermoelemente	
4	1	Durchflussmessgerät Heizwasserkreislauf	50P15-EA0A1AA0A4AD	Endress+Hauser
5	3	Durchflussmessgerät Kühl- & Kaltwasserkreislauf	50P25-EA0A1AA0A4AD	Endress+Hauser
6	1	Massenstrom- u. Dichtemessgerät Kältemittel	83A04-GSWWAAAAAAA5	Endress+Hauser
7	1	Massenstrom- u. Dichtemessgerät arme Lösung	83F15-ACWSAAAAAAAE	Endress+Hauser
8	1	Drucktransmitter Niederdruck	SPK1000000	Carel
9	1	Drucktransmitter Hochdruck	SPK3000000	Carel
10	3	Füllstandsmessung	Reedkontaktketten	KSR Kuebler

4.2.1 Temperaturmessung mittels Widerstandsthermometer

In allen externen Kreisläufen (Heiß-, Kalt-, Kühlwasser) wurde die Temperatur mittels Widerstandsthermometer des Typs Pt100 gemessen. Der Messsensor besteht aus Platin und hat bei 0°C einen Widerstand von 100 Ω. (Parthier 2007, S163)

Abbildung 4-2 zeigt den typischen konstruktiven Aufbau, der Pt100 Sensor liegt an der Spitze. Die Widerstandsthermometer wurden an den entsprechenden Messstellen eingeschoben, mit dem Rohr verschraubt und mit Teflonringen abgedichtet.

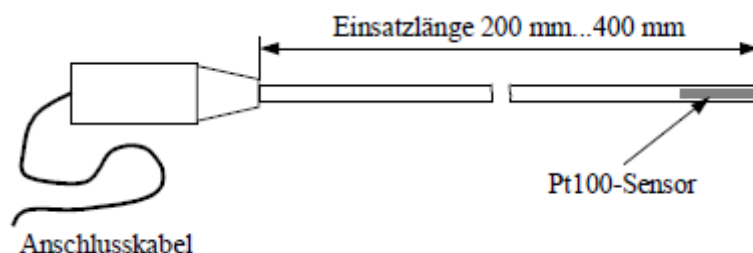


Abbildung 4-2: Aufbau Pt100 Widerstandsthermometer (Parthier 2007, S163)

Das grundsätzliche Messprinzip liegt in der Änderung des Widerstandes, bei einer Änderung der Temperatur. Beim Anlegen einer kleinen Messspannung kann man den Spannungsabfall im Messsensor messen. Um den Einfluss der Leitungswiderstände zu kompensieren, werden die Messgeräte in Drei- oder Vierleiterschaltung (Abbildung 4-3) eingebaut. (Surek 2007, S392) Der Prüfstand wurde in Vierleiterschaltung ausgeführt.

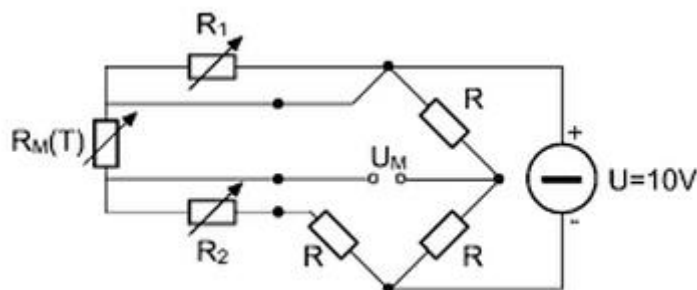


Abbildung 4-3: Vierleiterprinzip (Surek 2007, S392)

4.2.2 Temperaturmessung mittels Thermoelementsensoren

Wenn man verschiedene Metalle leitend miteinander verbindet kann eine kleine elektrische Spannung, genannt Thermospannung, nachgewiesen werden. Die Größe dieser Spannung richtet sich nach der Art der Metallpaarung, Temperatur, Proportionalitätsfaktors und einer Thermokonstante. Jedoch erst durch eine Vergleichsstellenmessung (Abbildung 4-4) kann die Spannung des Thermoelements in ein brauchbares Signal verwandelt werden. (Parthier 2007, S166)

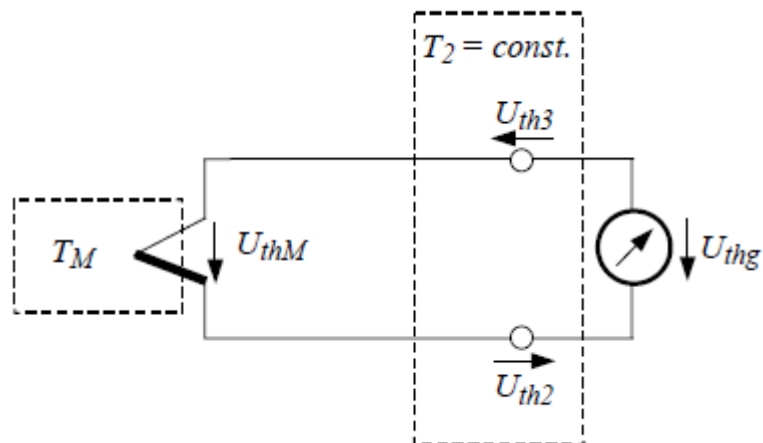


Abbildung 4-4: Thermoelement mit Ausgleichstellenmessung (Parthier 2007, S166)

Im Versuchsstand wurden die Thermoelemente bei den Messstellen angelegt und unter Verwendung von Wärmeleitpaste mit Rohrschellen fixiert.

4.2.3 Kalibrierung der Temperaturmessung

Bevor die Pt100 und Thermoelemente in den Versuchsstand eingebaut wurden, mussten diese vorher kalibriert werden. Hierfür wurden die Messgeräte mit einem Pt100 Referenzfühler in einem Temperaturbad aus Wasser oder Glykol (je nach Temperatur) in einem Kelvimat auf konstante Temperatur gebracht und gehalten. Über einen Zeitraum von fünf Minuten wurden die Daten gemittelt und protokolliert.

Auf Basis dieser Daten konnte man nun durch den direkten Zusammenhang zwischen Messsignal und Rechenwert zu einer linearen Ausgleichsfunktion gelangen. Obwohl die Messfühler einen weiten Bereich abdecken, wurde aus Gründen der Genauigkeit auf einen Temperaturbereich von -10°C – 60°C kalibriert. Tabelle 3 zeigt die Steigung k und den Offset d der linearen Ausgleichsfunktion.

Tabelle 3: Ausgleichsfunktion Kalibrierung

	k	d
T_cold_in_ex_PLW1	0,99929	-0,15911
T_cold_out_ex_PLW1	0,99916	-0,11561
T_cool_in_ABS_ex_PLW1	0,99930	-0,05538
T_cool_out_ABS_ex_PLW1	0,99920	-0,09031
T_EVA_IN_PWT1_int	1,02617	-1,28934
T_EVA_out_PWT1_int	1,02505	-1,25171
T_ref_vert_in	1,02647	-1,63991
T_pso_vert_in	1,02570	-1,72060
T_abs_out_pwt1_in	1,02628	-1,76233

Durch anschließenden Kontrollmessungen konnte abhängig vom Messgerät eine Standardabweichung ermittelt werden. (Pt100 0,04K; Thermoelement 0,16K)

4.2.4 Magnetisch-Induktive Durchflussmessung

Um die Volumenströme von Heiß-, Kühl- und Kaltwasser zu messen wurden magnetisch-induktive Durchflussmesser (MID) verwendet. Aufbauend auf dem Induktionsgesetz, induziert ein elektrisch leitfähiger Körper bei Bewegung durch ein magnetisches Feld eine Spannung. Prinzipiell besteht eine MID aus einem nicht ferromagnetischen Messrohr dessen Innenfläche elektrisch isoliert ist und diametral angeordneten Magnetspulen und Elektroden (leitend mit Messstoff) an der Außenfläche. Durch Anlegen einer Spannung in den Magnetspulen induziert der Messstoff im entstehenden Magnetfeld eine Spannung, welche wiederum in den Elektroden abgegriffen und durch einen Messumformer in einen Durchfluss umgerechnet wird. (Hofmann 2003, S6)

4.2.5 Coriolis Massenstrommessung

Da Lösungsmittel- und Kältemittelmassenströme zeotrope Gemische sind, wurden Kälte- und Lösungsmittelmassenströme mit Coriolis Massenstrommessgeräten gemessen. Diese bestehen aus einem durchströmten vibrierenden Messrohr, in dem man durch die Phasenverschiebung direkt auf den Massenstrom schließt. Die Messung ist unabhängig von den physikalischen Eigenschaften des Stoffes. (Quelle: Datenblatt Bronkhorst Cori-Tech)

4.2.6 Piezoresistive Druckmessung

Die Ermittlung der Drücke (Hochdruck, Niederdruck) wurden durch piezoresistive Drucktransmitter gemessen. Eine Silizium Membran verändert unter äußerem Druck ihren Widerstand und bewirkt bei Anlegen einer elektrischen Spannung eine Änderung des Stroms. (Parthier 2007, S154)

Hochdruck und Niederdruck wurden auf dem Messcomputer aufgezeichnet und für die Übertretung eines Maximaldruckes eine automatische Notabschaltung implementiert. (Safety Shut Down)

4.2.7 Füllstandsmessung durch Reedkontaktketten

Ein Reedkontakt ist ein Schalter mit magnetischer Betätigung. Werden sie zu Ketten verbunden und als Spannungsteiler ausgeführt, kann ein magnetischer Schwimmer die einzelnen Elemente schalten. Legt man eine äußere Spannung an, kann man je nach Anzahl der geschalteten Elemente einen veränderten Widerstand messen. Die Auflösung der Messanordnung richtet sich nach der Anzahl der Elemente. (Niveau Messtechnik, KSR Kuebler)

Die Füllstände der drei Sammelbehälter nach Generator, Absorber und Kondensator wurden so gemessen. Die Kontaktketten wurden in vertikaler Richtung in bereits dafür vorgesehene Einbringungen eingelegt, der benötigte Schwimmer war in den Sammelbehältern bereits eingebaut.

4.3 Regelung

Um die für die Versuche notwendigen Eintrittsparameter einzustellen, wurden in den hydraulischen Kreisläufen Stellglieder eingebaut. Hierzu eine Aufstellung der benötigten Eingangsparameter, sowie die zugehörigen Regelglieder:

- Eintrittstemperatur Heißwasser

Im Heißwasservorlauf wurde ein Dreiwegeventil (Siemens VXF41.154) eingebaut und über einen Bypass mit dem Rücklauf verbunden. Ein zugehöriger Elektromotor ermöglichte somit die Regelung der Heißwassertemperatur über den Messcomputer

- Temperaturspreizung Heißwasser

Über einen Frequenzumrichter konnte die Heißwasserpumpe stufenlos geregelt werden, somit ergab sich die Temperaturdifferenz zwischen Heißwasservor- und Rücklauf.

- Eintrittstemperatur Kalt-/Kühlwasser

Über Regelventile mit integriertem Magnetantrieb (Siemens MXF461.25-8.0) wurde das Temperaturniveau von Kalt- und Kühlwasser geregelt.

- Temperaturspreizung Kalt-/Kühlwasser

Dieser Eingangsparameter wurden manuell mit der Pumpe des Typs WILO IP-E32/16-1,1/2 eingestellt und umfassten einen Bereich von 750 – 2920 U/min.

Während die drei Eintrittstemperaturen mittels PID Regler automatisch nachgeregelt wurden, mussten die drei Temperaturspreizungen manuell eingestellt werden – aufgrund der großen Trägheit des Systems und der gegenseitigen Beeinflussung der Parameter wurde nach jeder manuellen Veränderung wieder auf den stationären Zustand des Systems gewartet.

Die Messstellen, sowie die genaue Bezeichnung der Parameter kann in Abbildung 3-10 entnommen werden.

4.4 Messschema

Tabelle 4-4 ist eine Aufstellung aller Messwerte und Steuerungssignale. Modul und Kanal ermöglichen eine eindeutige Zuordnung zu den jeweiligen Modulen in den Schaltschränken. Die Zuordnung der entsprechenden Messstellen in der Anlage erfolgte lt. Abbildung 4-5.

Tabelle 4-4: erweiterte Messwertliste (Hannl 2011, S32)

Bez.-Kurz	Art	Mess-Einheit	Mess-Bereich	Ausgabe-Einheit	Ausgabe-Bereich	Modul	Kanal
Zeitstempel	CPU	s					
t_hot_in	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 20	Ch 1
t_hot_out	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 20	Ch 2
t_cool_in	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 21	Ch 1
t_cool_out	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 21	Ch 2
t_cool_CON_out	PT 100			°C	15 - 55	A5-1 / 22	Ch 1
t_cold_in	PT 100			°C	-15 - 35	A5-1 / 23	Ch 1
t_cold_out	PT 100			°C	-15 - 35	A5-1 / 23	Ch 2
t_rso_SAC	PT 100			°C	15 - 95	A5-1 / 22	Ch 2
t_pso_STH	PT 100			°C	35 - 130	A5-1 / 24	Ch 1
t_Reserve_2	PT 100			°C	15 - 95	A5-1 / 24	Ch 2
T_cold_in_ex_PLW1	PT100			°C	-10 - 60	A5-1 / 25	Ch 1
T_cold_out_ex_PLW1	PT100			°C	-10 - 60	A5-1 / 25	Ch 2
T_cool_in_ABS_ex_PLW1	PT100			°C	-10 - 60	A5-1 / 26	Ch 1
T_cool_out_ABS_ex_PLW1	PT100			°C	-10 - 60	A5-1 / 26	Ch 2
t_rso_SAC_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 1
t_rso_PMP_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 2
t_rso_DMP_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 10	Ch 3
t_rso_SHX_out	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 10	Ch 4
t_rso_GEN_out	TC			°C	35 - 130	A4-1 / 11	Ch 1
t_pso_SHX_in	TC			°C	35 - 130	A4-1 / 11	Ch 2
t_pso_SHX_out	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 11	Ch 3
t_pso_ABS_in	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 11	Ch 4
T_EVA_in_PLW1	TC			°C	-10 - 60	A4-1 / 11	Ch 1
t_ref_CON_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 12	Ch 2
t_ref_RAC_out	TC			°C	15 - 95	A4-1 / 12	Ch 3
t_ref_EVA_in	TC			°C	-15 - 50	A4-1 / 12	Ch 4
T_EVA_out_PLW1	TC			°C	0 - 55	A4-1 / 13	Ch 1
t_ref_EVA_in_2	TC			°C	-15 - 50	A4-1 / 13	Ch 2
t_ref_RAC	TC			°C	0 - 95	A4-1 / 13	Ch 3
t_rso_SHX_out_2	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 13	Ch 4
t_ref_CON_in	TC			°C	15 - 130	A4-1 / 14	Ch 1
T_ref_vert_in	TC			°C	-10 - 60	A4-1 / 14	Ch 2
T_pso_vert_in	TC			°C	-10 - 60	A4-1 / 14	Ch 3

4 Mess- und Regelungstechnik

Bez.-Kurz	Art	Mess-Einheit	Mess-Bereich	Ausgabe-Einheit	Ausgabe-Bereich	Modul	Kanal
V_hot	MID	mA		m ³ /h	0-5	A3-1 / 30	Analog In 1
V_cold	MID	mA	0-20	m ³ /h	0-6	A3-1 / 30	Analog In 2
V_cool	MID	mA	0-20	m ³ /h	0-8	A3-1 / 30	Analog In 3
V_cool_CON	MID	mA	0-20	m ³ /h	0-4	A3-1 / 30	Analog In 4
p_HP	Druckgeber	mA	0-20	bar		E-Reader	Analog In 6
p_LP	Druckgeber	mA	0-20	bar		E-Reader	Analog In 7
m_ref	Coriolis	mA	0-20	kg/h		E-Reader	Analog In 1
m_pso	Coriolis	mA	0-20	kg/h		E-Reader	Analog In 2
LV_RAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 3
LV_SAC	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 4
LV_STH	Reedkontaktkette			%		E-Reader	Analog In 5
P_PMP	Spannungssignal	V	0-10	%		E-Reader	Analog In 8
P_el_AKA	KWh-Zähler					E-Reader	Digital I/O 1
Cooling Request	Digitaler Ausgang					E-Reader	Digital I/O 2
Safety Shut Down	Status EIN / AUS					E-Reader	Relay 1
HW Pump ON	Status EIN / AUS					E-Reader	Relay 2
C_T_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 1
C_T_cool_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 2
C_T_cold_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 3
FU_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 4
FU_hot_in	Analoger Ausgang	V	0-10			A9-1 / 40	Analog Out 4
rho_ref_CON_out	Coriolis	Hz	0-1000	kg/m ³		E-Reader	Digital I/O 5
rho_pso_SHX_out	Coriolis	mA	0-20	kg/m ³		Datalogger	-

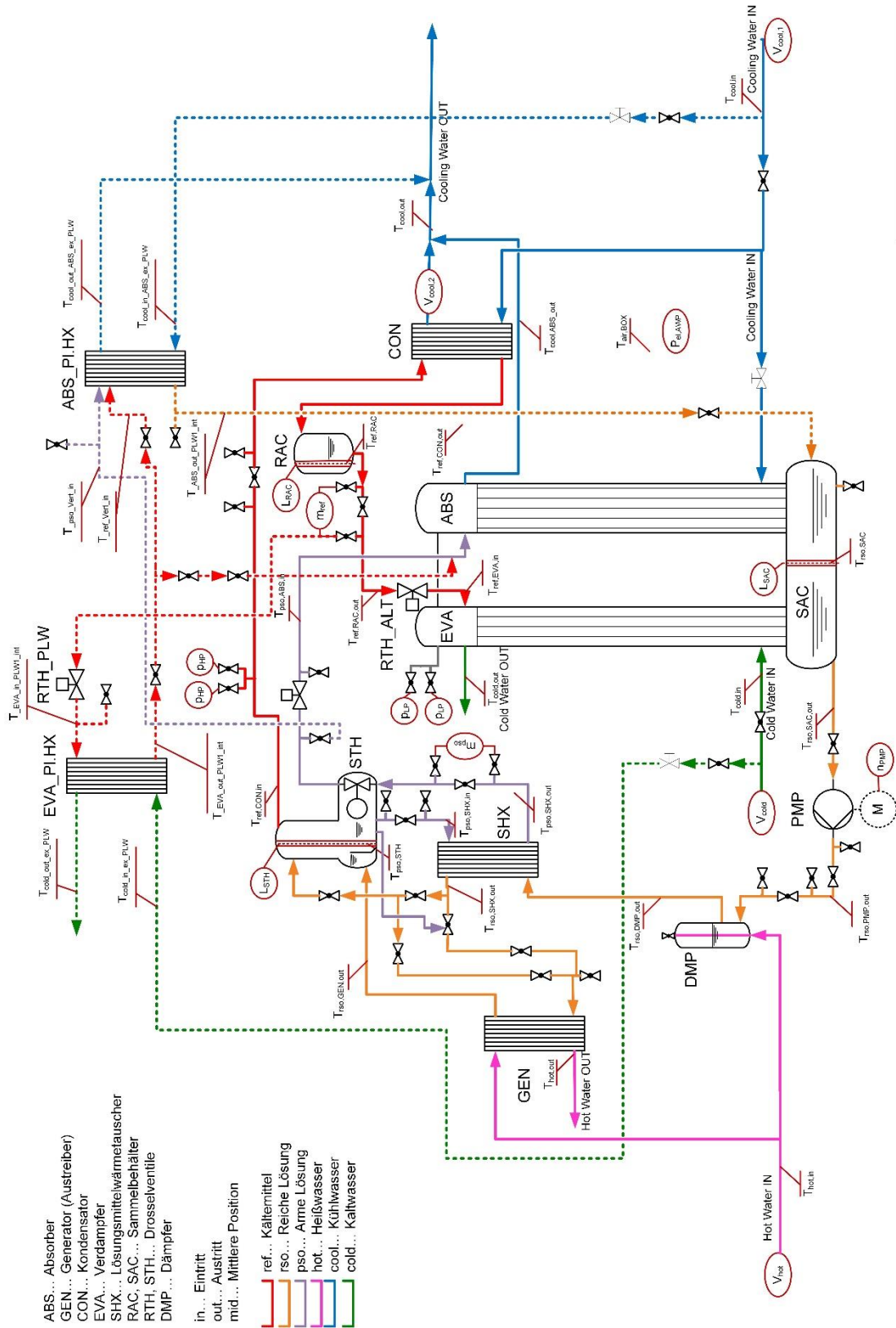


Abbildung 4-5: Messschema

DAKTris
 Messschema Pink AWP
 Version 05
 01.07.2014 Langkammer Patrik

4.5 Benutzerinterface

Da nun alle elektrischen Messwerte bereits durch mathematische Zusammenhänge in physikalische Größen umgewandelt wurden, konnten diese nun aus dem Speicher der Messeinheit ausgelesen und Stellgrößen eingespeist werden. Dies geschah im graphischen Eingabe/Ausgabe Interface von Labview 2009. Das Intervall in dem der Messcomputer mit der Speichereinheit kommunizierte konnte frei eingestellt werden. Aufgrund der längeren Messvorgänge schien ein Intervall von einer Sekunde ausreichend.

Grundsätzlich besteht das Interface aus einer schematischen Darstellung der Absorptionskältemaschine mit den entsprechenden Messwerten (siehe Abbildung 4-6). Auf der rechten Seite kann die Heiß-/Kühl-/Kaltwassertemperatur über drei PID Regler eingestellt werden. Der Knopf „HW Pump ON“ erlaubt die Einschaltung sowie die Regelung der Frequenz der Heißwasserpumpe.

Durch den Knopf „Cooling Request“ bekommt die Absorptionskältemaschine eine Kühlanforderung – „Safety Shut Down“ ermöglicht eine Sicherheitsabschaltung. In den Feldern unter „Alarm Conditions“ können maximal zulässige Werte für Generator und Verdampfer eingestellt werden, sowie Maximalwerte für die Drücke. (zuerst Alarm, dann Notabschaltung)

Im Zuge dieses Projektes wurde die Programmierung in Labview (2009) für die neuen Bauteile erweitert. Dazu mussten einerseits die Messwerte der neuen Sensorik implementiert und graphisch dargestellt werden. Andererseits musste eine Möglichkeit zum Umschalten von Absorber und Verdampfer auch im Benutzerinterface gegeben sein. Dies geschah durch die Einarbeitung in die bereits vorhandene Programmierung mittels zweier While Schleifen. Die Auswahl kann mittels der beiden Kippschalter „Auswahl Absorber“ und „Auswahl Verdampfer“ durchgeführt werden.

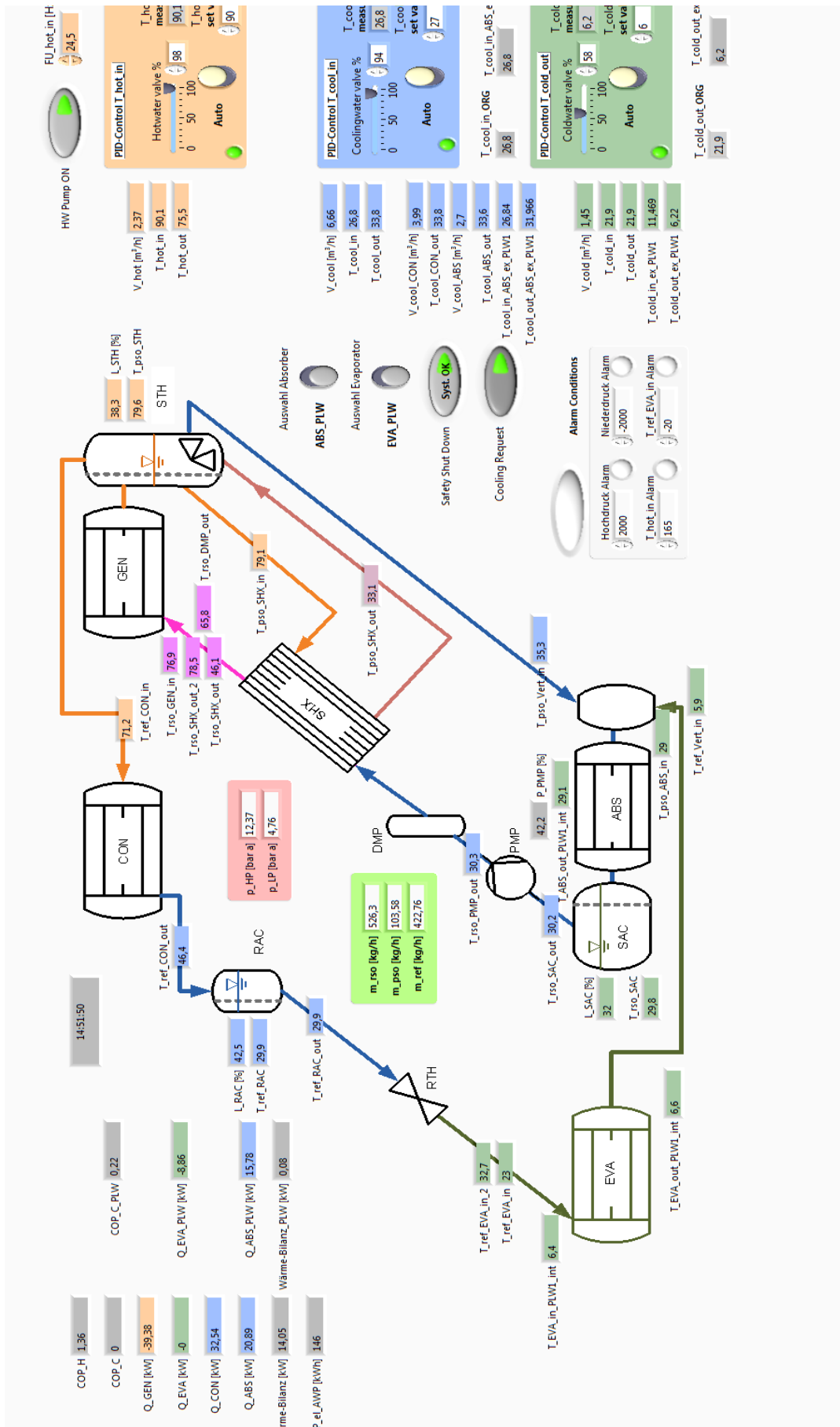


Abbildung 4-6: Benutzerinterface Labview (2009)

4.6 Berechnete Größen

Da die gemessenen Temperaturen und Volumenströme keine vergleichbaren Größen sind wurden die entsprechenden Leistungskennzahlen in Labview errechnet. Die Volumenströme wurden in m³/h gemessen und in SI Einheiten umgerechnet (Faktor 3600 s/h). Die Bezeichnungen der Variablen entsprechen dem hydraulischen Schema (siehe Abbildung 3-10). Folgende Werte wurden berechnet:

$$\dot{Q}_{GEN} = \rho_{(t_{hot_out})} * \frac{\dot{V}_{hot}}{3600} * (h_{(t_{hot_in})} - h_{(t_{hot_out})}) \quad \text{Gl. 4-1}$$

$$\dot{Q}_{EVA} = \rho_{(t_{cold_out})} * \frac{\dot{V}_{cold}}{3600} * (h_{(t_{cold_in})} - h_{(t_{cold_out})}) \quad \text{Gl. 4-2}$$

$$\dot{Q}_{ABS} = \rho_{(t_{cool_out})} * \frac{\dot{V}_{cool}}{3600} * (h_{(t_{cool_in})} - h_{(t_{cool_out})}) - \dot{Q}_{CON} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\dot{Q}_{CON} = \rho_{(t_{cool_CON_in})} * \frac{\dot{V}_{cool_CON}}{3600} * (h_{(t_{cool_in})} - h_{(t_{cool_CON_out})}) \quad \text{Gl. 4-4}$$

Zusätzlich für die neuen Plattenwärmetauscher:

$$\dot{Q}_{EVA_PLW} = \rho_{(T_{cold_in_ex_PLW1})} * \frac{\dot{V}_{cold}}{3600} * (h_{(T_{cold_in_ex_PLW1})} - h_{(T_{cold_out_ex_PLW1})}) \quad \text{Gl. 4-5}$$

$$\dot{Q}_{ABS_PLW} = \rho_{(T_{cool_in_ABS_ex_PLW1})} * \frac{\dot{V}_{cool}}{3600} * (h_{(T_{cool_in_ABS_ex_PLW1})} - h_{(T_{cool_out_ABS_ex_PLW1})}) - \dot{Q}_{CON} \quad \text{Gl. 4-6}$$

Die benötigten Enthalpien und Dichten konnten durch Polynomfunktionen (hinterlegt in LabView) angenähert werden, für die Dichte war natürlich der entsprechende Messpunkt des Volumenstromes ausschlaggebend, in diesem Falle der Rücklauf.

Weiters wurde die Summe aller ein- und ausfließenden Wärmeströme $\dot{Q}_{balance}$ berechnet, die Leistung der Pumpe wurde vernachlässigt (lt. Kapitel 2.3). $\dot{Q}_{balance}$ gibt Aufschluss über die im System vorhandenen Verluste, sowie ob es sich im stationären Zustand befindet.

$$\dot{Q}_{balance} = \dot{Q}_{GEN} + \dot{Q}_{EVA} - \dot{Q}_{CON} - \dot{Q}_{ABS} \quad \text{Gl. 4-7}$$

4.7 Durchführung der Messungen

Im Folgenden wird beschrieben, welche typischen Arbeitsvorgänge beim Ein-/Ausschalten des Versuchsstandes durchgeführt wurden.

- Einschalten der Wärmequelle/-senke, Einstellen der gewünschten Temperaturen (wurde aufgrund der Aufheizdauer meist am Vorabend eingestellt)
- Einschalten des Rückkühlsystems
- Alle Kugelhähne der hydraulischen Infrastruktur öffnen
- Kreisläufe der Wärmequelle/-senke einschalten (12 m³/h Stränge)
- Stromversorgung für die Messeinheit einschalten
- Ausführen des Benutzerinterfaces in Labview, Beimischventile auf manuell, keine Beimischung, „Cooling Request“ und „HW Pump“ deaktivieren
- Stromversorgung für den Verteilerkasten einschalten, Kreislaufpumpen zur Rückkühlung einschalten
- Manuelles Einschalten von Kalt- und Kühlwasserpumpe, Drehzahl einstellen
- Einschalten der Stromversorgung der Absorptionskältemaschine
- Im Benutzerinterface die Heißwasserpumpe einschalten („HW Pump ON“), verwendeter Frequenzbereich von 10 – 25 Hz
- Im Benutzerinterface „Cooling Request“ auf ON
- Lösungsmittelpumpe startete automatisch ab ca. 65 °C Generatortemperatur
- Zum Anfahren wurde meist ein bereits erprobter Messpunkt bei hohen Kälteleistungen gewählt (weniger Instabilitäten), bei stabilem Lauf wurden Beimischventile auf Automatik geschaltet und die gewünschte Vorlauftemperatur eingestellt
- Schrittweises Regeln der Spreizungen bis zum gewünschten Messpunkt
- Messzeit je nach Schwankungen 5 – 10 min, Abtastrate 1 s

- Zum Herunterfahren der Anlage „Cooling Request“ OFF, „HW Pump“ OFF
- Wenn dem Kühl- und Kaltwasser die restliche Wärme zu-/abgeführt wurde, abschalten der jeweiligen Pumpen sowie der Kreislaufpumpen
- Kreisläufe der Wärmequelle/-senke abschalten
- Kugelhähne der hydraulischen Infrastruktur schließen
- Benutzerinterface am Messcomputer anhalten
- Sämtliche Stromversorgungen ausschalten

4.8 Interne Regelung der Absorptionskältemaschine

Ein wichtiger Regelparameter des Pinkchillers PC19 ist die Temperaturdifferenz des Kaltwassers zum Kältemittel im Verdampfer, um den Temperaturgleit während der Verdampfung indirekt zu messen. Während der Volumenstrom sowie Vor- und Rücklauftemperaturen direkt gemessen werden, ergibt sich die Eintrittstemperatur des Kältemittels in den Verdampfer aus dem gemessenen Niederdruck, da der Aufbau des Rohrbündel Verdampfers eine Temperaturmessung nicht ermöglicht. Der vorherrschende Ist-Wert der Temperaturdifferenz berechnet sich wie folgt:

$$\Delta T_{ist}[K] = \frac{t_{cold_in} + t_{cold_out}}{2} - t_{ref_EVA_in} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Abbildung 4-7 zeigt den Zusammenhang von Kaltwasser- und Kältemitteltemperatur im Verdampfer. Die Temperaturzunahme aufgrund des Temperaturgleits wurde aber in Gl. 4-8 nicht berücksichtigt.

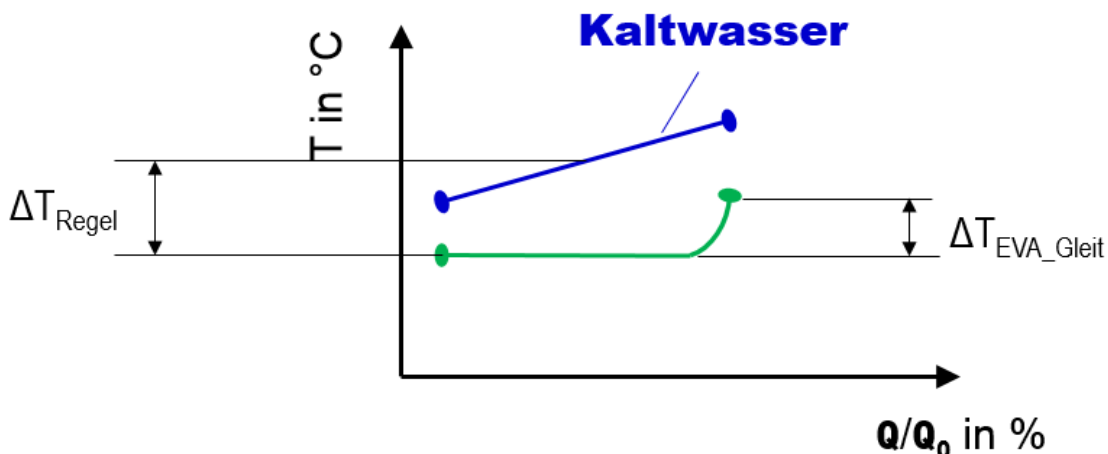


Abbildung 4-7: Temperaturgleit (Zotter et al., 2014)

Der einstellbare Soll Wert ΔT_{eff} : besteht aus einem leistungsunabhängigen Wert ΔT_{min} und einem leistungsabhängigen ΔT_{var} :

$$\Delta T_{eff}[K] = \Delta T_{min} + \Delta T_{var} * \frac{\dot{Q}_{EVA_calc}}{\dot{Q}_{EVA_0}} \quad \text{Gl. 4-9}$$

Das benötigte \dot{Q}_{EVA_calc} kann nach der Formel (Gl. 4-2, 4-5) aus Kapitel 4.6 berechnet werden, der Wert \dot{Q}_{EVA_0} beschreibt die vom Hersteller vorgegebene maximale Kälteleistung von 19 kW. Da in den Versuchen eine maximale Kälteleistung vom 25 kW auftritt, ergeben sich maximale Verhältnisse $\dot{Q}_{EVA_calc}/\dot{Q}_{EVA_0}$ größer 1,3.

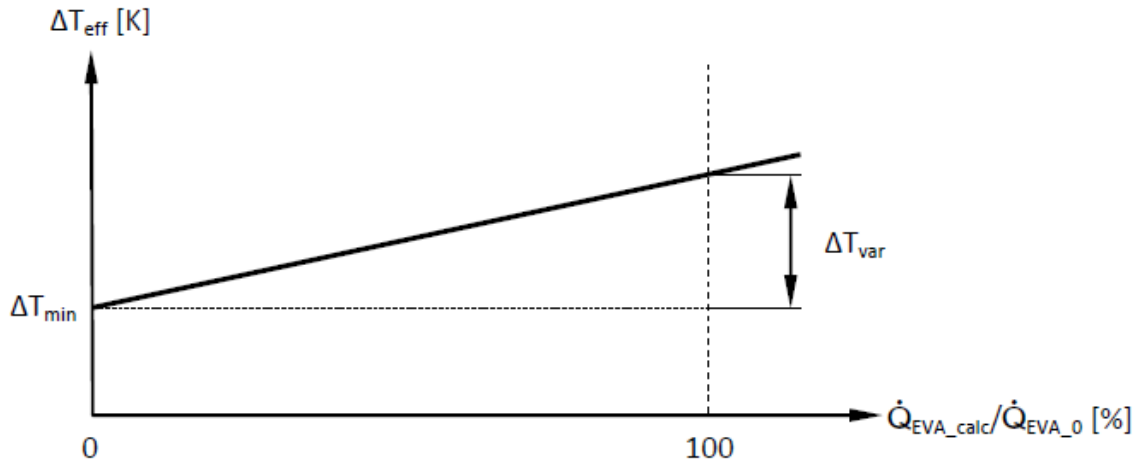


Abbildung 4-8: angestrebte Temperaturspreizung ΔT_{eff} im Verdampfer (PC19, 2011)

Im Zuge einer bereits durchgeführten Versuchsreihe wurde eine empirische Näherungsformel für ΔT_{var} entwickelt und für die in dieser Arbeit gemachten Versuche übernommen:

$$\Delta T_{var}[K] = 3,7K + \frac{t_{cold_in} + t_{cold_out}}{3} \quad \text{Gl. 4-10}$$

ΔT_{min} und ΔT_{var} konnten im Expertenmodus der Pinkchiller - Regelung unter „Einspritzung“ der Anlage manuell eingestellt werden.

Abbildung 4-9 zeigt einen einfachen Regelkreis – in Falle des Pinkchillers bestehend aus einem Regler (PI), Stellglied (Magnetventil zur Einspritzung), Regelstrecke (Verdampfer) und Messglied (Druckmesser Niederdruck). Ausgehend von einem Sollwert $w(t)$ (ΔT_{eff}) und einer rückgeführten Regelgröße $y(t)$ (ΔT_{ist}) ergibt sich eine Regelabweichung $e(t)$. Die Reglerausgangsgröße $u_R(t)$ bewirkt im Stellglied die Stellgröße $u(t)$, diese wirkt korrigierend auf die Regelstrecke um etwaige Störungen $z(t)$ auszugleichen. (Braun 2005, S11f)

Störungen sind bei der betrachteten Anlage instationäre Betriebszustände oder Laständerungen.

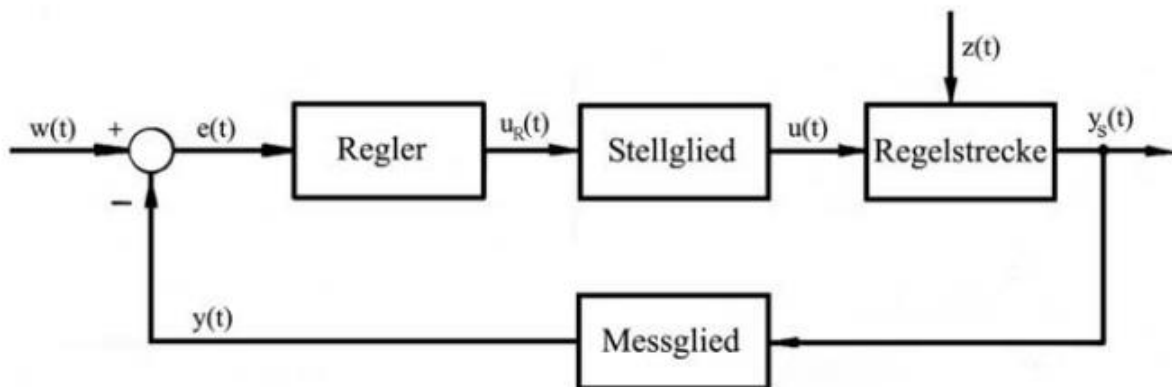


Abbildung 4-9: Blockschaltbild Standardregelkreis (Braun 2005, S12)

Eine weitere Möglichkeit zur internen Regelung des Pankchillers besteht in der Veränderung der Pumpendrehzahl. Die als Membranpumpe ausgeführte Lösungsmittelpumpe wird durch einen Elektromotor mittels Keilriemen angetrieben. Durch Frequenzumrichtung wird die Pumpendrehzahl (35 – 80 Hz) geregelt, wiederum Abhängig vom Verhältnis $\dot{Q}_{EVA_calc}/\dot{Q}_{EVA_0}$.

Weiters erwähnenswert sind die Sicherheitseinrichtungen der Absorptionskältemaschine – beim Überschreiten eines voreingestellten Maximaldruckes (20 bar) löst ein Druckschalter aus, welcher das Ventil im Hochdruckteil schließt. Abhängig vom Medium im Kaltwasserkreislauf (Glykol, Wasser) löst die Regelung bei Unterschreiten einer Temperatur (einstellbar im Expertenmodus unter „Kühlbetrieb“) eine Notabschaltung der Anlage aus – beim Medium Wasser eine minimale Temperatur von 3 °C.

5 MESSERGEBNISSE

Im Folgenden werden die Messergebnisse dargestellt und diskutiert. Zuerst wird betrachtet, ob verschiedene Konfigurationen einen stabilen Betrieb zulassen und in der Folge werden Messfelder mit konstanter Temperaturdifferenzen in Heiß-, Kalt- und Kühlwasser aufgenommen.

5.1 Funktionstest

Der erste Schritt nach der Erweiterung der Absorptionskältemaschine war der Funktionstest der neuen Komponenten. Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, wurden fünf Konfigurationen untersucht. Alle Konfigurationen wurden mit Konfiguration 1 Naturumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT) verglichen. Hierfür werden Diagramme mit den Wärmeleistungen und den zugehörigen Fehlerindikatoren für Messungenaugigkeit erstellt. Die Wärmeleistung $Q_{balance}$ beschreibt die Verluste im System, sowie ob es sich im stationären Betrieb befindet und wurde als Betrag aufgetragen.

5.1.1 Vergleich Konfiguration 4 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer RBWT)

Wie in Abbildung 5-1 ersichtlich erhöhen sich durch den Generatorbetrieb im Zwangsumlauf (Konfiguration 4) im Vergleich zum Naturumlauf (Konfiguration 1) alle Leistungen proportional, während der EER nahezu unverändert bleibt (0,51 auf 0,509). Dies kann durch die Erhöhung der Umlaufmengen von Kälte- und Lösungsmittel erklärt werden.

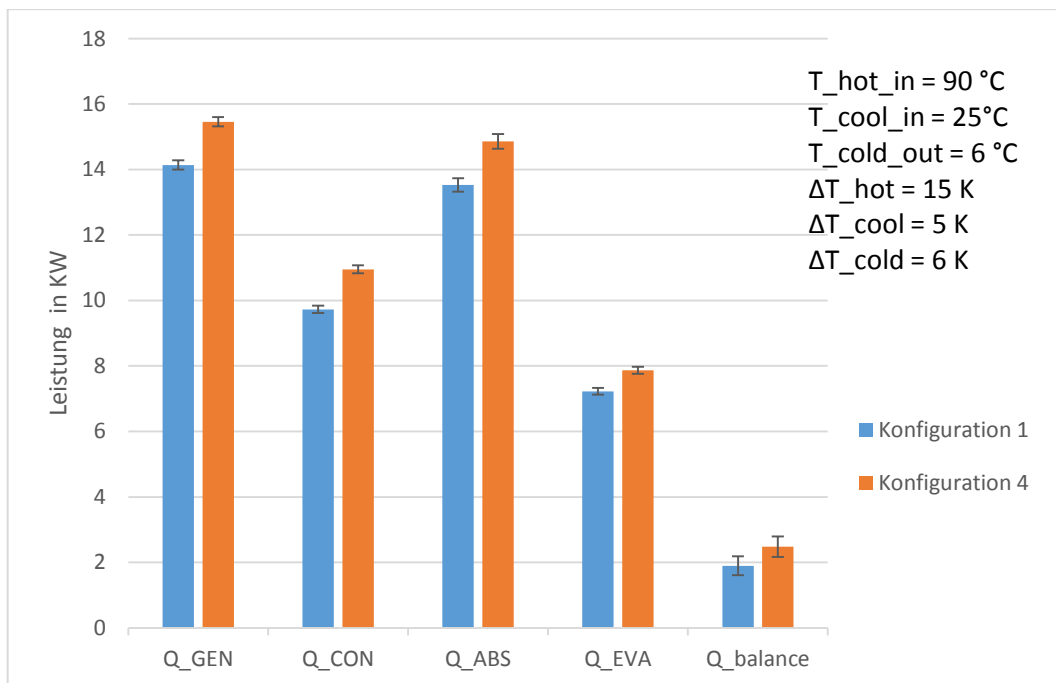


Abbildung 5-1: Gegenüberstellung der Wärmeströme bei Konfiguration 4 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT) mit Konfiguration 1

5.1.2 Vergleich Konfiguration 2 Naturumlauf (Verdampfer PWT, Absorber RBWT)

Wurde nur der PWT Verdampfer in den Kreislauf geschaltet, zeigt sich ein Abfallen der Wärmeleistungen aller Komponenten. Im Verdampfer ist der Abfall geringer ausgeprägt. Das bewirkte eine Steigerung des EER (0,57 auf 0,64). Ob dies aus geringeren Verlusten oder instationären Betrieb resultiert, konnte in diesem Versuch nicht geklärt werden.

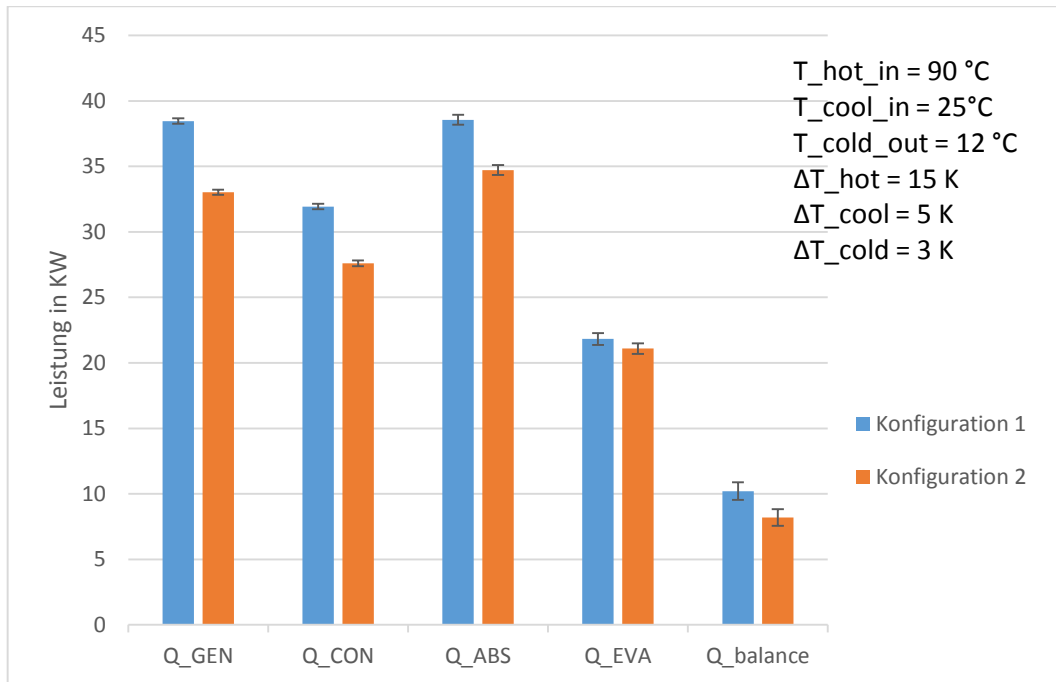


Abbildung 5-2: Gegenüberstellung der Wärmeströme bei Konfiguration 2 Naturumlauf (Verdampfer – PWT, Absorber RBWT) mit Konfiguration 1

5.1.3 Vergleich Konfiguration 3 Naturumlauf (Verdampfer RBWT, Absorber PWT)

Wie in

Abbildung 3-9 ersichtlich sind die beiden RBWT verbunden, das dampfförmige Kältemittel gelangt so vom Rohrbündel Verdampfer in den Rohrbündel Absorber. Über eine absperrebare Leitung sollte nun das Kältemittel in den PWT Absorber umgeleitet werden.

Im Versuch zeigte sich die Umleitung des dampfförmigen Kältemittels als nicht zulässig, da kein Kältemittel in den PWT Absorber eintrat. Der Betrieb kam nach kurzer Zeit zum Erliegen und der Versuch wurde abgebrochen.

5.1.4 Vergleich Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer PWT)

Um die beiden PWT in das System zu integrieren wurden die Kugelhähne entsprechend der Anleitungen (Kapitel 3.2) geschaltet. Außerdem musste die Kühlwasserversorgung vom Rohrbündelabsorber zum PWT Absorber umgeschaltet werden. Abbildung 5-3 zeigt wie bei Konfiguration 2 (Abbildung 5-2) einen Abfall in Generator-/Absorber-/Kondensatorleistung, jedoch eine Steigerung der Kälteleistung und dem EER (0,57 auf 0,63). Aufgrund der nicht möglichen Versuche von Konfiguration 3 kann nicht bestimmt werden, ob die Steigerung durch bessere Absorption und Wärmeübergang im PWT Absorber oder durch ein besseres Zusammenspiel mit dem PWT Verdampfer resultiert. Außerdem könnte auch instationärer Betrieb und Verluste das Ergebnis beeinflussen.

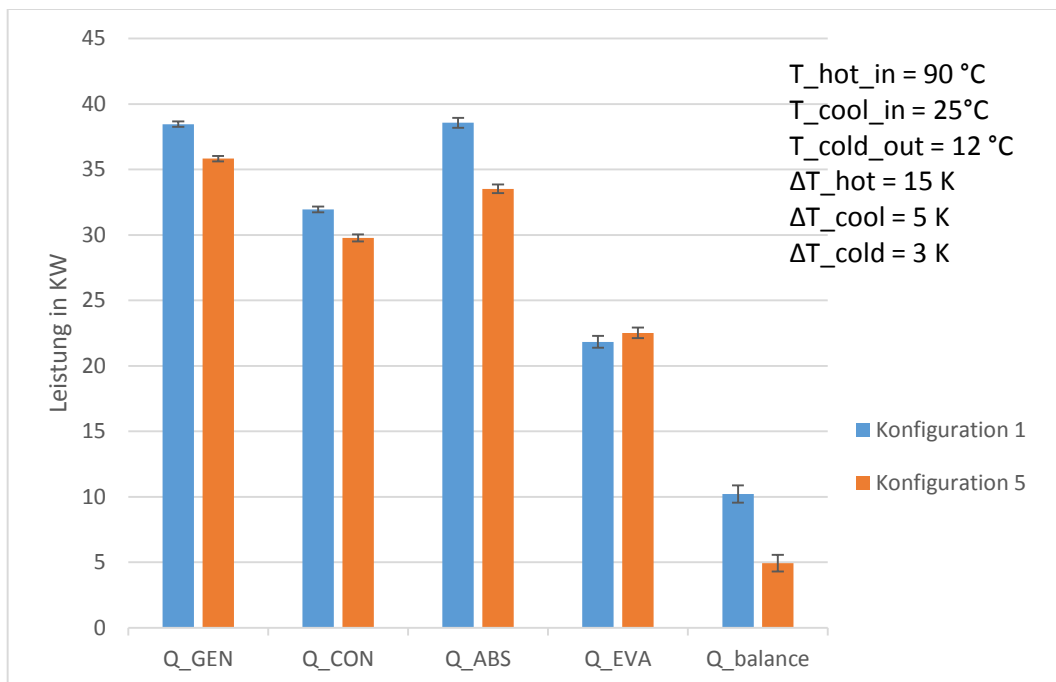


Abbildung 5-3: Gegenüberstellung der Wärmeströme bei Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – PWT) mit Konfiguration 1

5.2 Variation der Eingangsgrößen zur Kennfeldaufnahme

Heißwasserseitig wurden die Eintrittstemperaturen 80, 90, 95 °C als relevante Punkte definiert, der Generator benötigt abhängig vom Betriebspunkt eine Heißwassereintrittstemperatur von ungefähr 70 °C. Alle Messungen wurden mit einer konstanten Temperaturspreizung von 15 K durchgeführt, die durch manuelles Nachregeln des Volumenstromes der Heißwasserpumpe erreicht wurde.

Die Kühlwassereintrittstemperatur musste über der Außenlufttemperatur liegen, da die Rückkühlung über einen Trockenkühlturm erfolgte. Analysiert wurden die Temperaturen 25, 27, 35 °C, bei Nichterreichen von 35 °C wurde 30 °C als Ersatz gemessen. Analog zu den Regelungsmöglichkeiten im Heißwasserkreislauf wurde die konstante Spreizung von 5 K durch den Volumenstrom erreicht, der am Bedienpanel der Kühlwasserpumpe eingestellt wurde. Die Kühlwassereintrittstemperatur wurde durch die Stellung des magnetischen Beimischventils eingestellt, welches im Messcomputer durch einen integrierten PID-Regler geregelt wurde.

Da die Kühlwasserpumpe auf die ursprüngliche Konfiguration der AKM ausgelegt war, kam es bei Vollast zu geringfügigen Überschreitungen der Spreizung der Kühlwassertemperatur.

Da man von einem Einsatz der Anlage für die Raumklimatisierung ausging, wurde der Kaltwasserkreislauf mit Wasser gefüllt und folgende Austrittstemperaturen vermessen:

- 12 °C Kaltwasseraustrittstemperatur (z. B. für die Versorgung einer Kühldecke) bei einer Spreizung von 3 K
- 6 °C Kaltwasseraustrittstemperatur (z. B. für die Versorgung von Fan-Coils) bei einer Spreizung von 6 K

Die Variation dieser Eingangsparameter wurde bei den unter 3.2 beschriebenen Konfigurationen 1 Naturumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT) und 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – PWT) durchgeführt.

5.2.1 Kennfelder bei konstanter Spreizung von Heiß-/Kalt-/Kühlwasser

Bei den beschriebenen Variationen wurde zuerst die Kaltwasser- und Heißwassertemperatur konstant gehalten und die Kühlwassertemperatur variiert. Anschließend die Heißwassertemperatur verändert und wiederum die Kühlwassertemperatur variiert.

Abbildung 5-4 bis Abbildung 5-7 zeigen die Kennfelder für die gemessenen Verdampferleistungen \dot{Q}_{EVA} und den gemessenen EER für die beiden gemessenen Kühlwassertemperaturen für Konfiguration 1 Naturumlauf (Absorber und Verdampfer – RBWT) und Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber und Verdampfer – PWT). Die verschiedenen Kurven resultieren aus den variierten Heißwassertemperaturen.

Wie aus Abbildung 5-4 ersichtlich kann die AKM 25 kW Kälteleistung zur Verfügung stellen. Die maximale Einspritzmenge der Kältemitteldrossel ist hierbei der limitierende Faktor. Bei höheren Generatortemperaturen und somit Entgasungsbreiten wurde geringfügig mehr Kältemittel durch die Drossel eingespritzt.

Bei $T_{cold_out} = 12\text{ °C}$ stellt sich der zu erwartende Abfall der Kälteleistung mit steigenden Kühlwassertemperaturen ein, bei Leistungen im Bereich von 7kW wurde der Prozess instabil und der Betrieb von der Steuerung der AKM automatisch abgebrochen. Während bei Konfiguration 5 ein stabiler Betrieb bis zu einer Kühlwassertemperatur von 35 °C möglich war, führten bei Konfiguration 1 bereits Temperaturen von 30 °C zum Abbruch. Somit wurden bei Konfiguration 1 nur die Temperaturen 25 und 27°C vermessen.

Konfiguration 5 (mit den beiden PWT) zeigt eine erhöhte Kälteleistung \dot{Q}_{EVA} , jedoch zeigen sich unerwartete Verläufe bei den EER Werten. Die in Abbildung 5-5 dargestellten „unlogischen“ Verläufe resultieren aus nicht optimierten Einspritzmengen in den Verdampfer. Der Einbau einer größeren Kältemitteldrossel im Zuge des Projekts „SolarCoolingOPT“ steigerte die Kälteleistung von 19 kW auf 23 kW und ist ein möglicher Grund dafür, ebenso wie die unterschiedlichen Wärmetauscher.

5 Messergebnisse

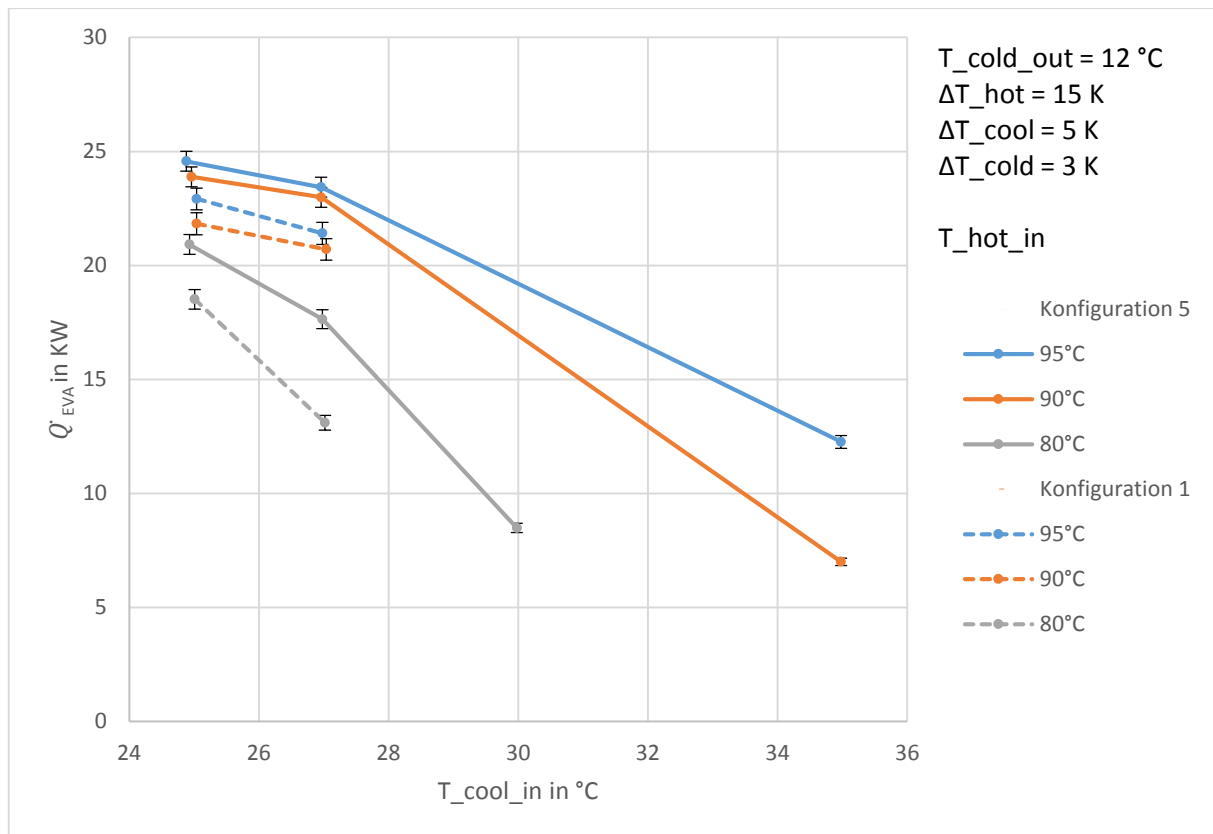


Abbildung 5-4: Kennfeld Q_{EVA} bei $T_{\text{cold_out}} = 12\text{ °C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 3\text{ K}$

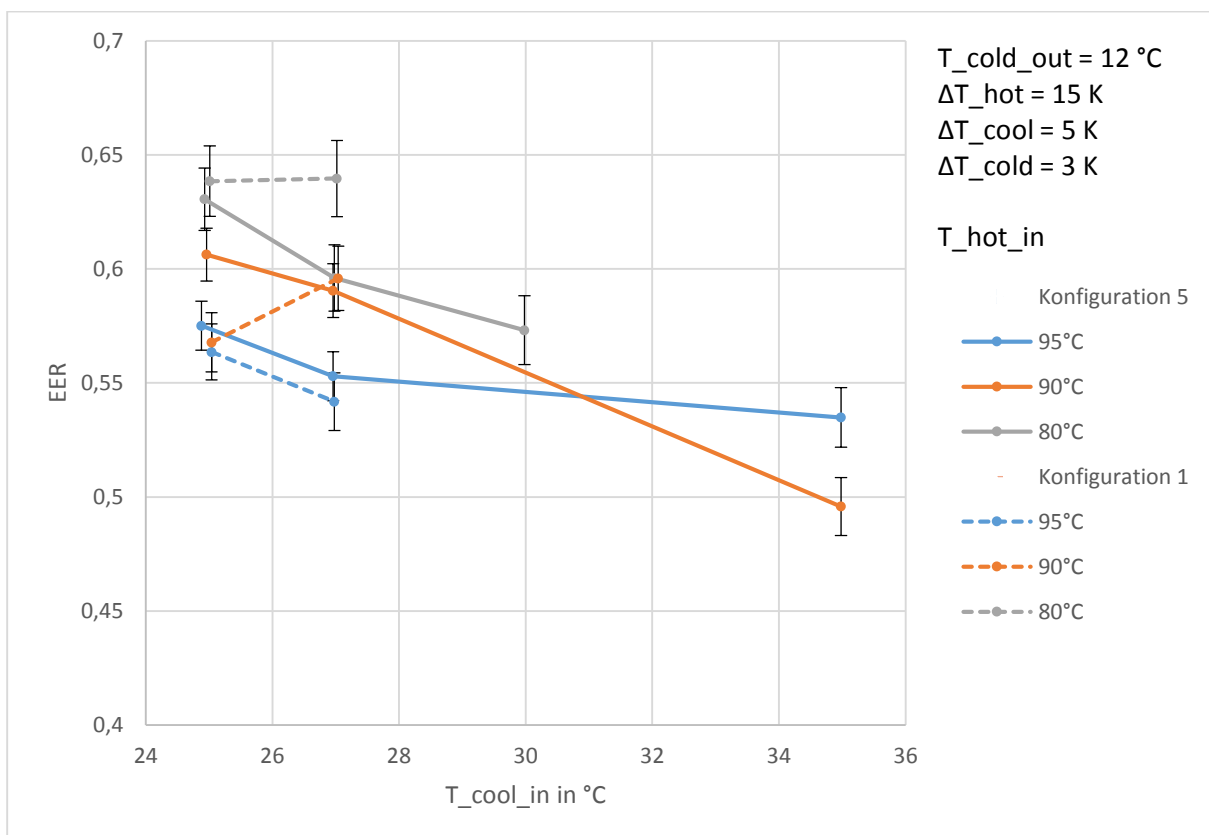


Abbildung 5-5: Kennfeld EER bei $T_{\text{cold_out}} = 12\text{ °C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 3\text{ K}$

Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 zeigen die Kälteleistung (\dot{Q}_{EVA}) und den EER bei der niedrigen Kaltwasseraustrittstemperatur (6 °C) und höherer Spreizung (6 K). Die Vermessung dieser Kennfelder war teilweise mit Instabilitäten verbunden. Während bei Konfiguration 1 die Leistungen wie erwartet, mit höheren Kühlwassertemperaturen abnahmen, sanken bei Konfiguration 5 die Kälteleistungen und der EER zunächst ab und stiegen wieder an.

Die Regelung des Pinkchillers wurde auf die hohe Heißwassertemperaturspreizung von 15 K nicht ausgelegt. Somit kam es beim Betrieb zu überhöhten Einspritzmengen in den Verdampfer und die daraus resultierende unvollständige Verdampfung führte dazu, dass ein Teil des zweiphasigen Kältemittels in den Absorber gelangt, die abzuführende Wärme im Absorber sinkt. Um diesen Umstand genauer zu untersuchen wurden weitere Versuche mit veränderten angestrebten Temperaturdifferenzen im Verdampfer ΔT_{eff} durchgeführt. Kapitel 5.3 beschreibt diese Optimierung der Niederdruckregelung.

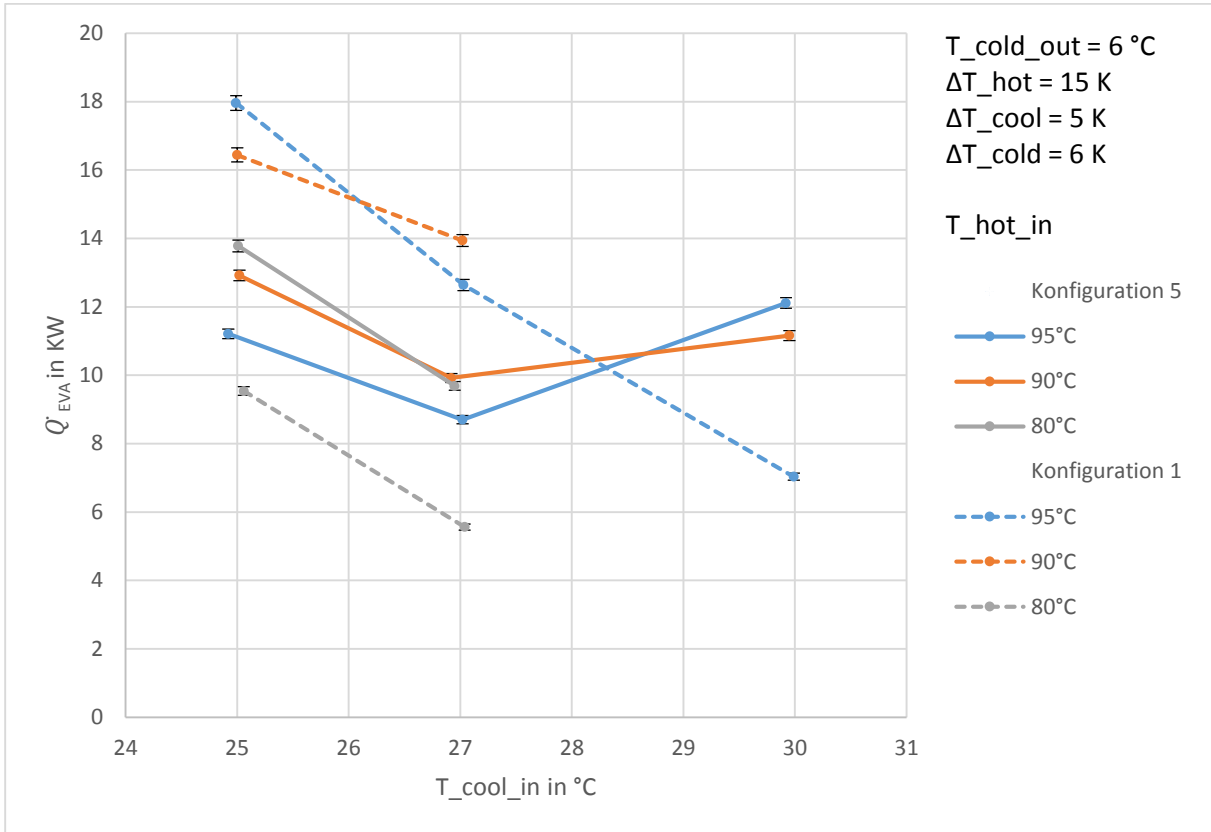


Abbildung 5-6: Kennfeld Q_{EVA} bei $T_{\text{cold_out}} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$

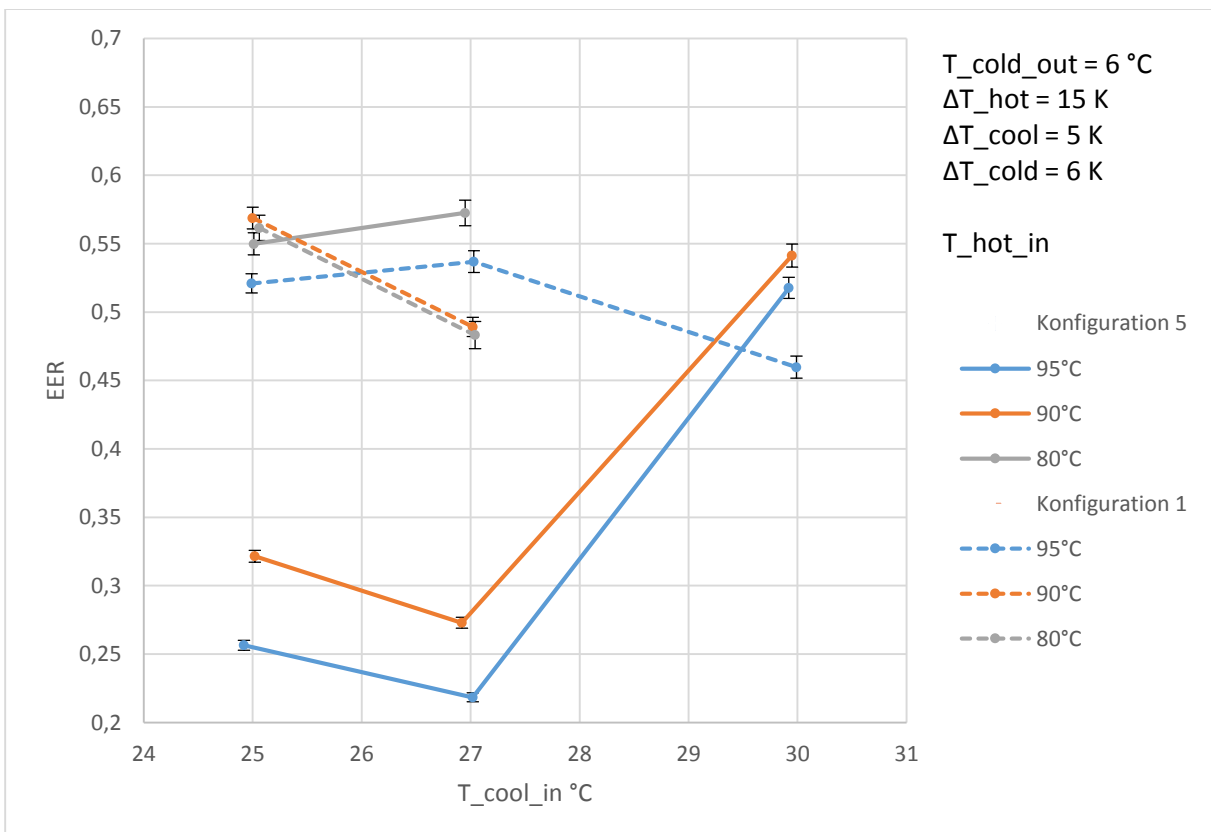


Abbildung 5-7: Kennfeld EER bei $T_{\text{cold_out}} = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$

5.2.2 Vergleich mit dem Kennfeld von „SolarCoolingOPT“

Abbildung 5-8 zeigt das Kennfeld des Pinkchillers welches im Zuge des Projektes „SolarCoolingOPT“ erstellt wurde. (gestrichelte Linien) gem. Hannl (2011, S46) bei $T_{\text{cold_out}} = 18\text{ °C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 3\text{ K}$, $\Delta T_{\text{hot}} = 7\text{ K}$, $\Delta T_{\text{cool}} = 6\text{ °C}$, sowie überlagert das Kennfeld von Konfiguration 5 bei $T_{\text{cold_out}} = 15\text{ °C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 3\text{ K}$, $\Delta T_{\text{hot}} = 15\text{ K}$, $\Delta T_{\text{cool}} = 5\text{ K}$.

Ein direkter Vergleich der beiden Kennfelder ist aufgrund der unterschiedlichen Temperaturen/Temperaturspreizungen schwierig. Jedoch trotz höherer Heißwasserspreizungen sowie niedrigerer Kaltwassertemperaturen zeigt sich durch die Umbaumaßnahmen eine leichte Leistungssteigerung bei niedrigen Kühlwassertemperaturen aber ein Abfall bei höheren.

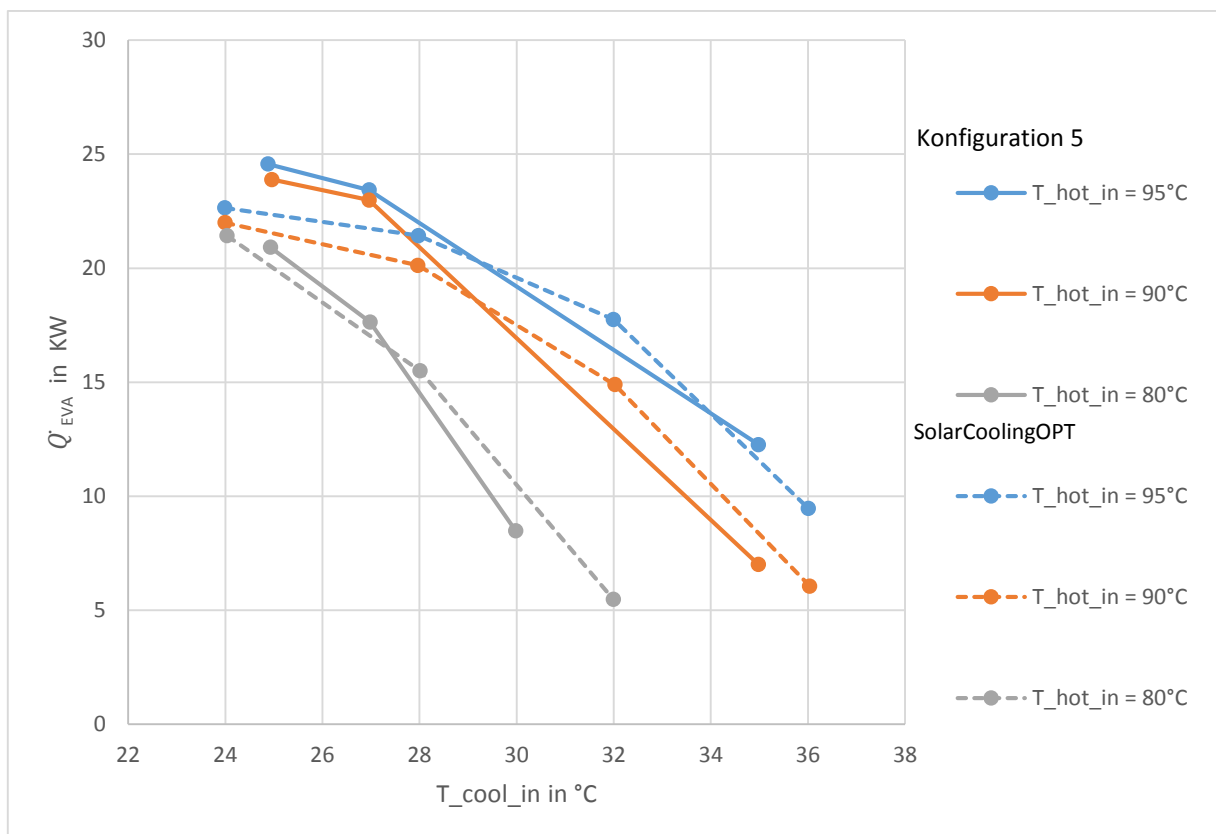


Abbildung 5-8: Vergleich Verdampferleistung \dot{Q}_{EVA} SolarCoolingOPT/ Konfiguration 5

5.3 Variation des Parameters ΔT_{\min} (Konfiguration 5)

Da wie in Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 ersichtlich, die Leistungen und der EER bei Konfiguration 5 stark einbrechen wurde für einen ausgewählten Punkt des Kennfeldes, der Parameter ΔT_{\min} variiert um die Einspritzmenge in den Verdampfer zu verändern. Es wurde Konfiguration 5 (Absorber und Verdampfer – PWT) bei niedriger Kühlwassertemperatur untersucht.

5.3.1 Variation von ΔT_{\min} bei konstanten Temperaturpreizungen

Für den ausgewählten Punkt wurde der Parameter ΔT_{\min} (siehe Kapitel 4.8) in den Experteneinstellungen des PinkChillers 19 in 1 K Schritten von 5 – 10 K verändert, der zweite Parameter ΔT_{var} wurde auf null gesetzt. Somit war das angestrebte ΔT_{eff} im Verdampfer nur noch von ΔT_{\min} abhängig. Durch diese Variation verändert die AKM die Einspritzmenge und somit die Temperaturdifferenz im Verdampfer. Dadurch konnte die Niederdruckregelung angepasst werden.

Abbildung 5-9 und 5-10 zeigen die Veränderung von \dot{Q}_{EVA} und EER bei verschiedenen ΔT_{\min} . Während in den Kennfeldversuchen $\Delta T_{\text{eff}} = 4,5 - 6,5$ K (berechnet gemäß Gl 4-9 Kapitel 4.8) war, zeigt sich das Maximum von \dot{Q}_{EVA} und EER bei höheren ΔT_{\min} ($\Delta T_{\text{eff}} = \Delta T_{\min}$, wenn $\Delta T_{\text{var}} = 0$). Das Maximum der Leistung ergibt sich bei einem $\Delta T_{\min} = 8$ K, das Maximum des EER liegt zwischen 8 und 9 K.

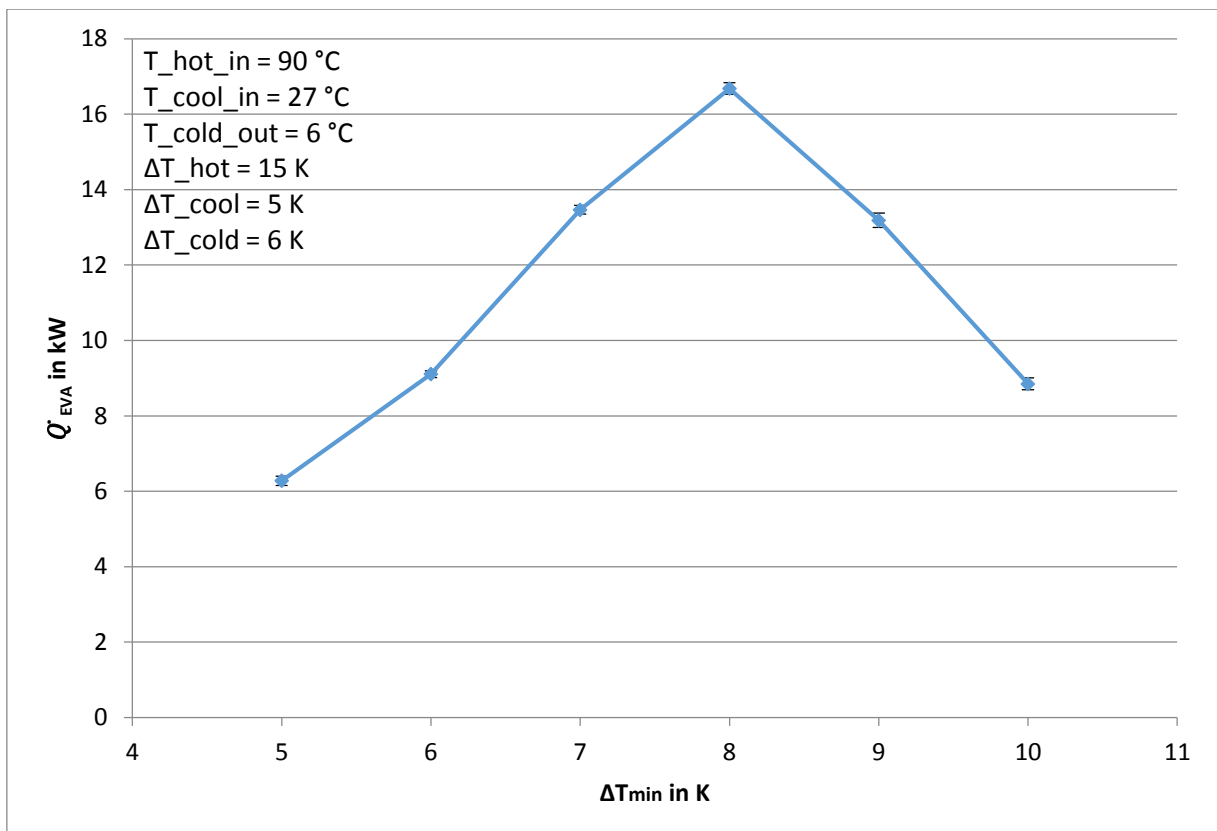


Abbildung 5-9: Verlauf von \dot{Q}_{EVA} bei verschiedenen ΔT_{\min} (Konfiguration 5)

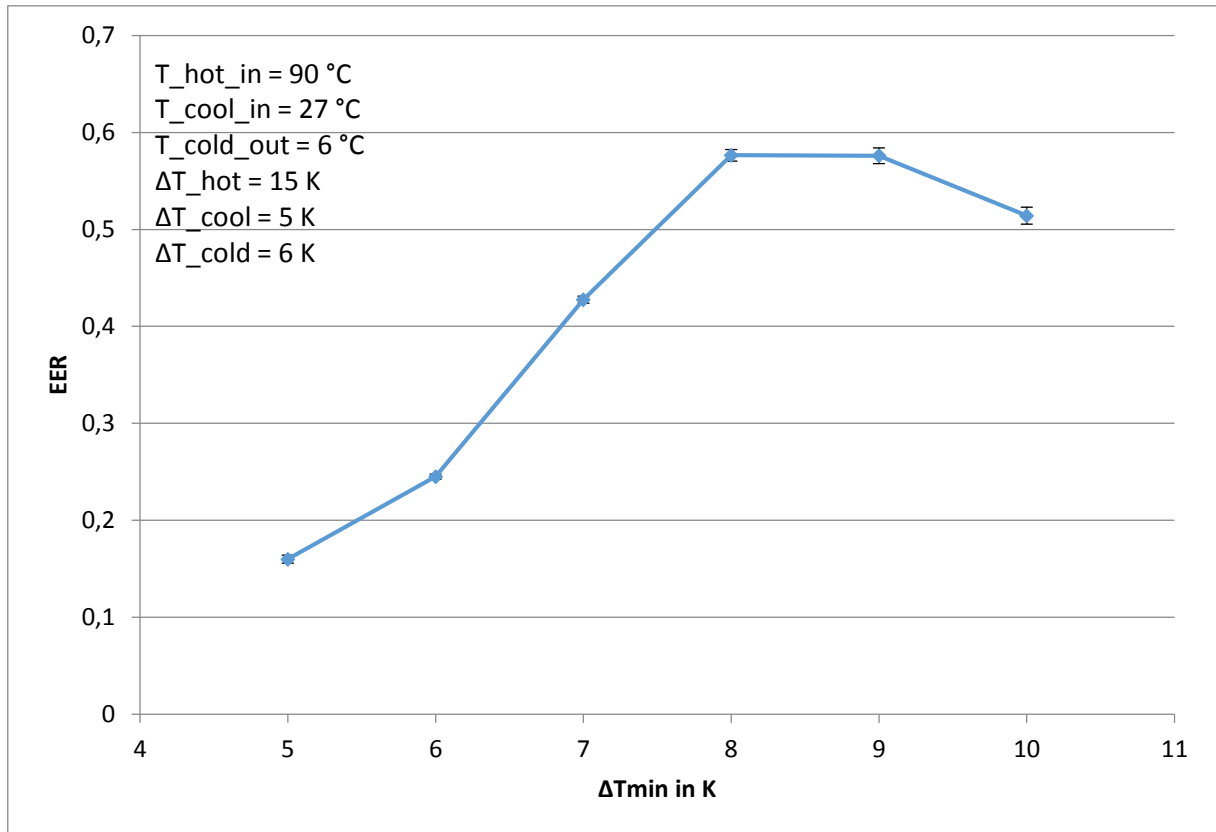
Abbildung 5-10: Verlauf EER bei verschiedenen ΔT_{min} (Konfiguration 5)

Abbildung 5-11 zeigt die gemessenen Temperaturen des Kältemittels beim Ein- und Austritt des Verdampfers. Im Punkt der maximalen Kälteleistung ($\Delta T_{min} = 8\text{ K}$) ergibt sich ein kältemittelseitiger Temperaturanstieg von ca. 5 K. (Temperaturgleit)

Die Leistungen von Absorber und Kondensator sind bei maximalen Kälteleistung nahezu gleich (Abbildung 5-12). Die Leistungen vor dem Maximum der Kälteleistung schlagen wegen der überhöhten Einspritzmenge zu Gunsten des Kondensators, da die abzuführende Leistung im Absorber durch das unverdampfte Kältemittel, das in den Absorber eintritt, verringert wird.

5 Messergebnisse

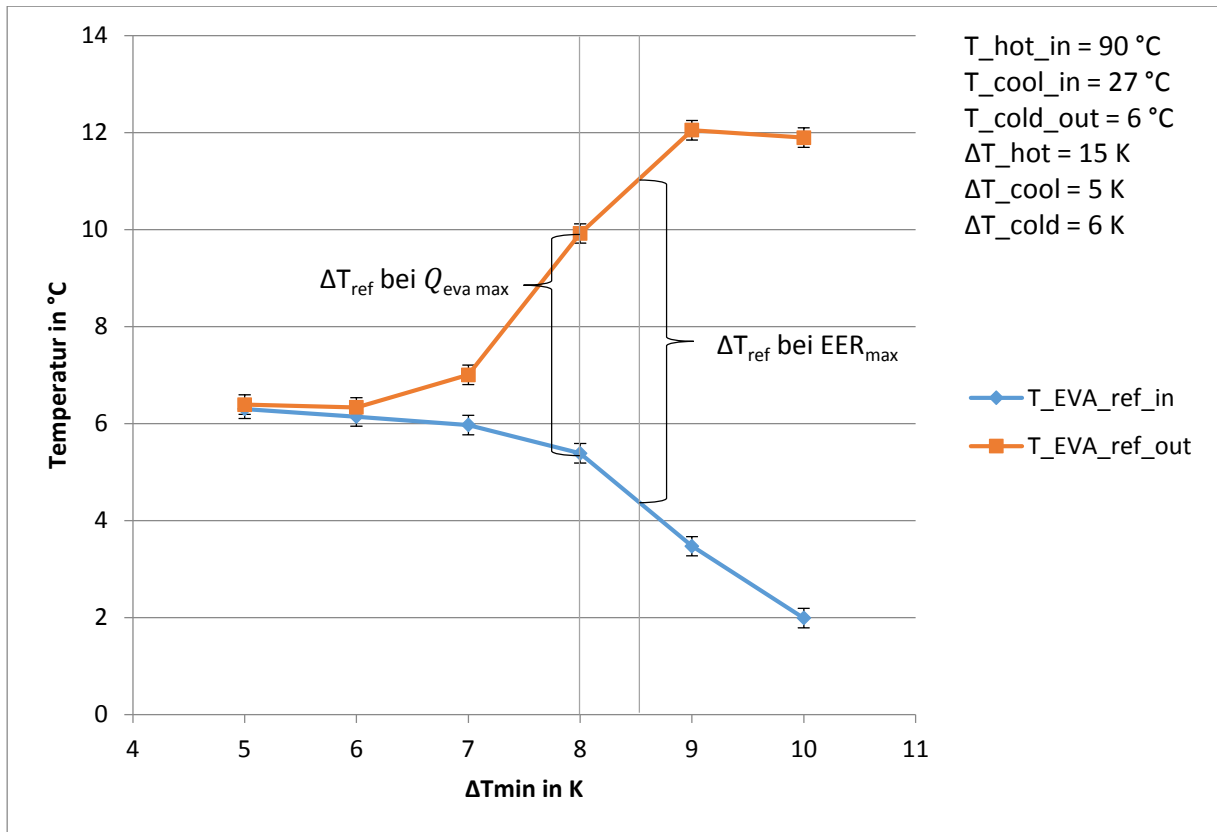


Abbildung 5-11: Temperaturverlauf Verdampfer Eintritt/Austritt bei verschiedenen ΔT_{min} (Konfiguration 5)

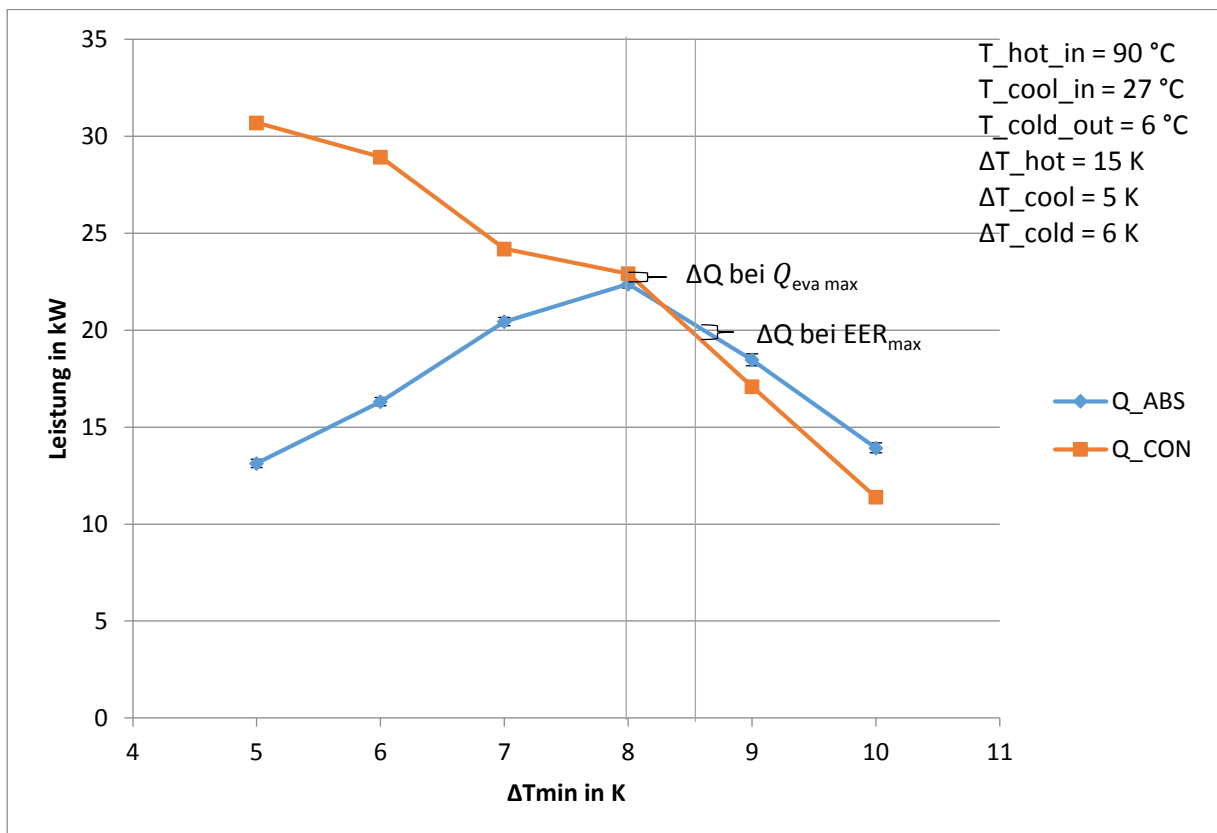


Abbildung 5-12: Leistungen Absorber \dot{Q}_{ABS} und Kondensator \dot{Q}_{CON} bei verschiedenen ΔT_{min} (Konfiguration 5)

Abbildung 5-13 und Abbildung 5-14 bieten eine Vergleichsmöglichkeit zwischen den Konfigurationen 1 und 5, sowie Konfiguration 5 mit leistungsoptimiertem ΔT_{\min} . Sowohl die Kälteleistung als auch der EER erfahren bei derselben Konfiguration eine signifikante Steigerung durch das Optimieren von ΔT_{\min} , aber auch im Vergleich zur Konfiguration 1 steigen die Werte.

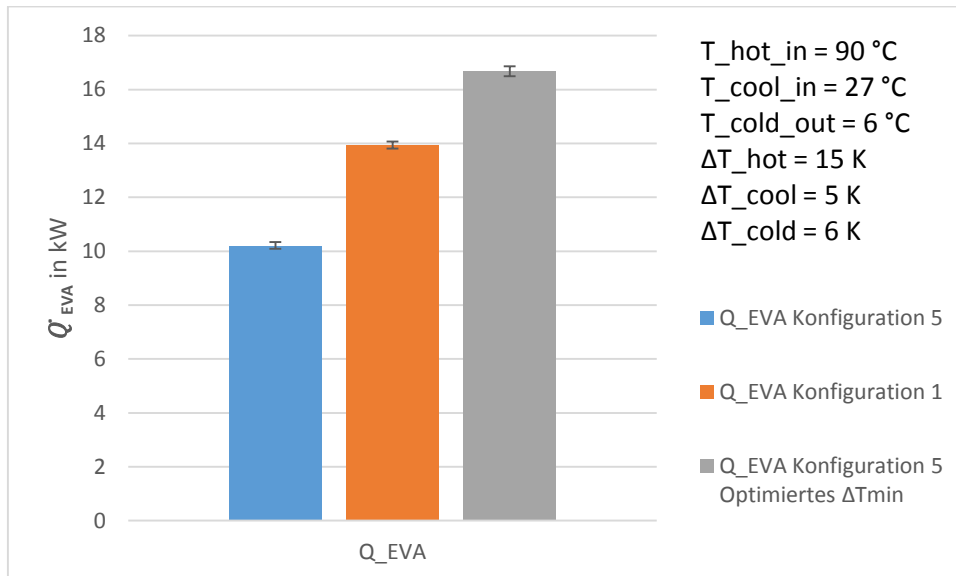


Abbildung 5-13: Vergleich Q_{EVA} Konfiguration 1 / 5 / 5 optimiert

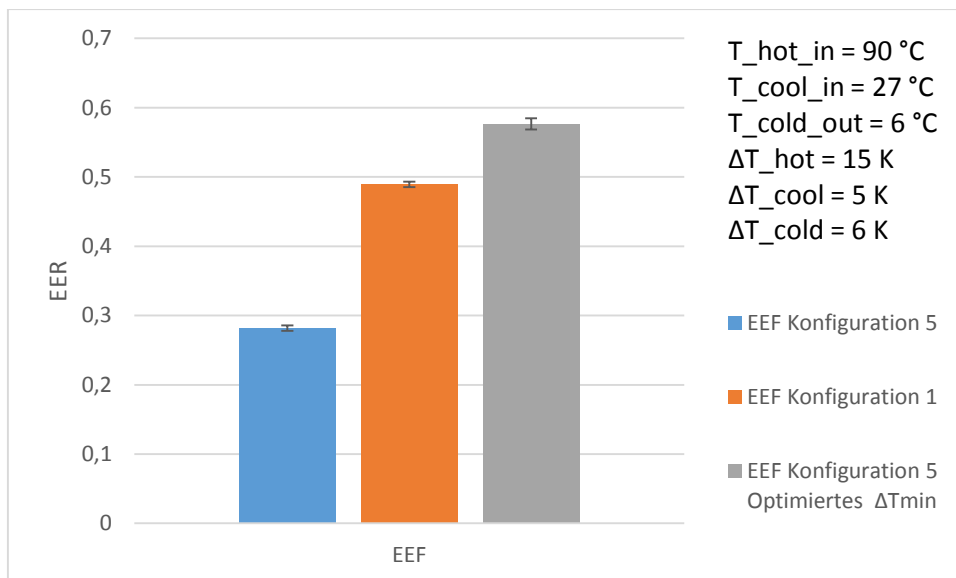


Abbildung 5-14: Vergleich EER Konfiguration 1 / 5 / 5 optimiert

5.3.2 Kennlinien bei konstanter Temperaturspreizung von Heiß-/Kalt-/Kühlwasser und optimiertem ΔT_{\min}

Die in Abbildung 5-6 dargestellten Kennlinie für $T_{\text{hot_in}} = 90 \text{ °C}$ wurde für Konfiguration 5 bei allen Kühlwassertemperaturen hinsichtlich ΔT_{\min} optimiert und mit Kennlinien der Konfiguration 1 verglichen. Es zeigt sich eine durchgehende Steigerung der Kälteleistung bei optimierter Temperaturdifferenz im Verdampfer (ΔT_{\min})

Die Betrachtung der EER ergibt ähnliche Ergebnisse wie bei den Kälteleistungen, Abbildung 5-16 zeigt bei der Konfiguration 5 bei $T_{\text{cool_in}} = 30 \text{ °C}$ einen höheren EER Wert (im Vergleich zur Konfiguration 5 optimiert). Die erklärt sich durch die Leistungsoptimierung von ΔT_{\min} , da das EER_{\max} bei etwas höherem ΔT_{\min} liegt.

5 Messergebnisse

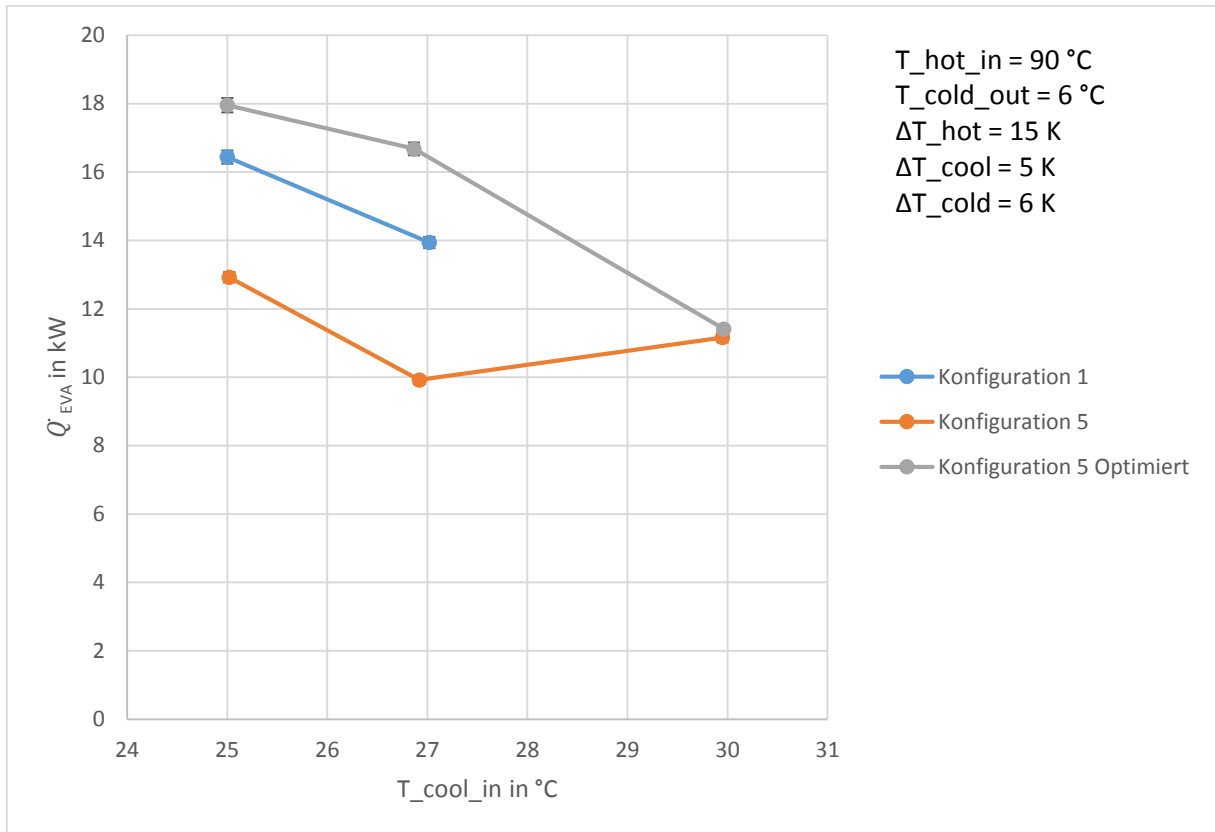


Abbildung 5-15: Vergleich der Wärmeleistungen des Verdampfers \dot{Q}_{EVA} bei $T_{hot_in} = 90^\circ\text{C}$

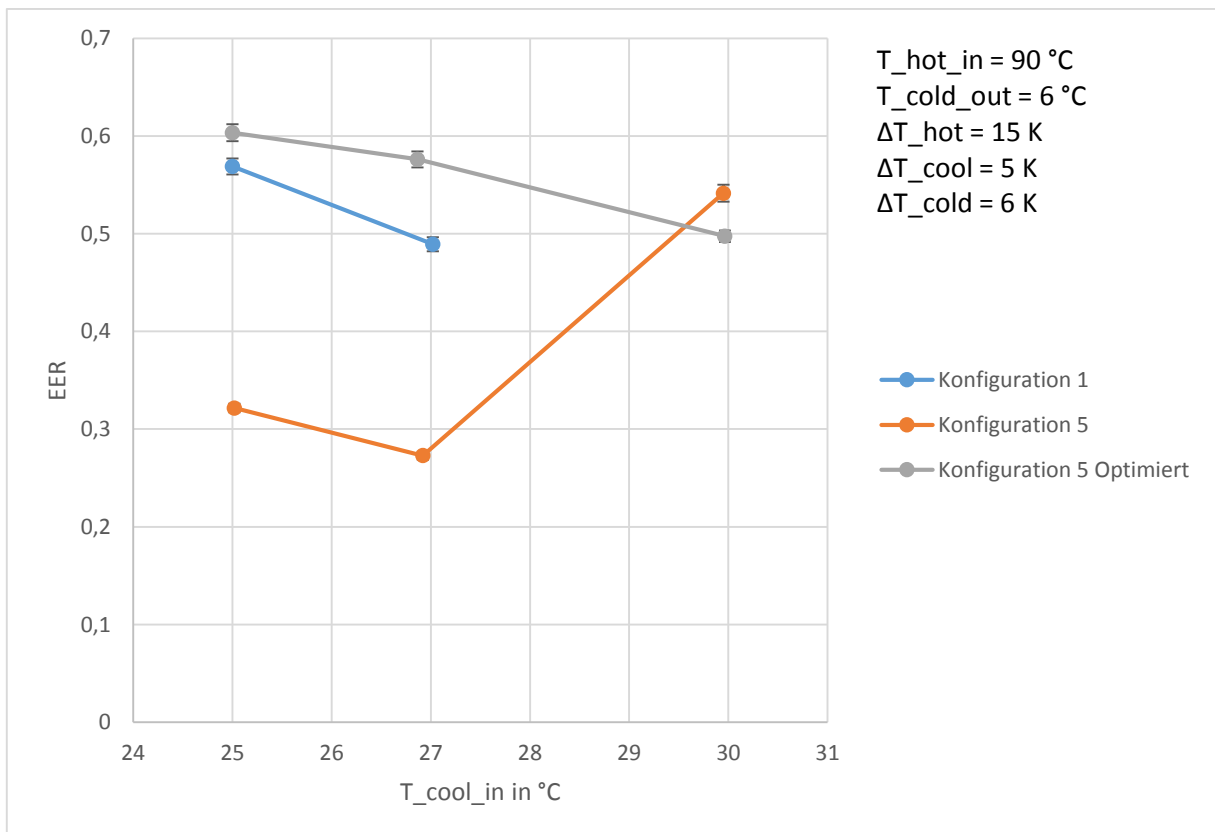


Abbildung 5-16: Vergleich EER bei $t_{hot_in} = 90^\circ\text{C}$

Abbildung 5-17 zeigt eine deutliche Korrelation zwischen ΔT_{\min} optimierter Kälteleistung und dem Verhältnis von Absorber- zu Kondensatorleistung, wenn $\dot{Q}_{\text{CON}} = \dot{Q}_{\text{ABS}}$, dann wird \dot{Q}_{EVA} maximal.

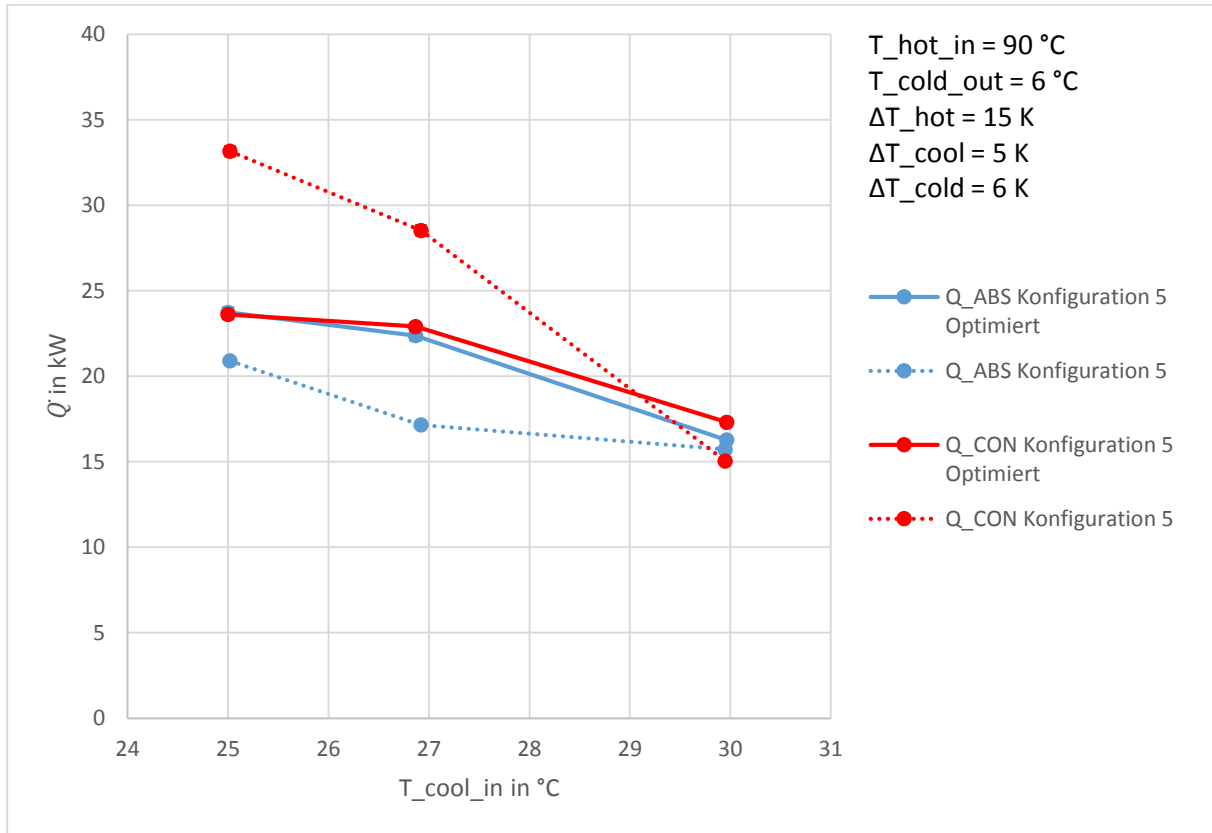


Abbildung 5-17: Vergleich Leistungen Absorber und Kondensator 5 / 5 optimiert

Abbildung 5-18 zeigt den fallenden Verlauf von ΔT_{eff} bei Konfiguration 5 optimiert, jedoch liegt er signifikant über den Werten von Konfiguration 1 und 5. Deshalb wurde der zu untersuchende Messbereich $\Delta T_{\text{min}} = 5 - 10 \text{ K}$ angesetzt.

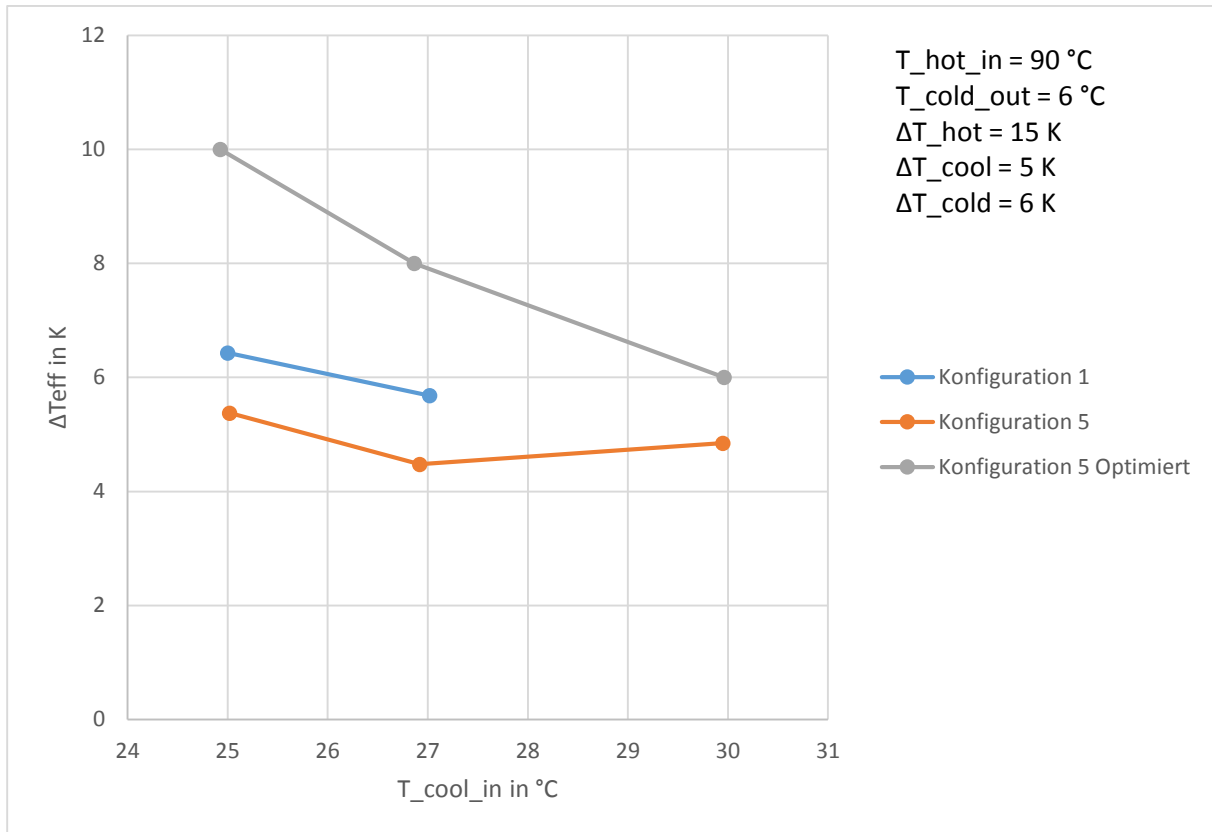


Abbildung 5-18: Vergleich ΔT_{eff} bei $t_{\text{hot_in}} = 90 \text{ °C}$ ($\Delta T_{\text{eff}} = \Delta T_{\text{min}}$ für Konfiguration 5 optimiert)

5.3.3 Verhältnis Absorber/Kondensator Wärmeleistung

Abbildung 5-19 stellt das Verhältnis von Absorber- zu Kondensatorleistung für Konfiguration 1 Naturumlauf (Absorber/Kondensator RBWT) und Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber/Kondensator PWT) dar. Es wurden alle Messpunkte aus Abbildung 5-4 dargestellt.

Bei einer Kaltwasseraustrittstemperatur von $T_{\text{cold_out}} = 12 \text{ °C}$ und einer Spreizung $\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$ traten keine Abfälle in den Kälteleitungen \dot{Q}_{EVA} und EER auf. Auffällig ist das nahezu horizontale und von \dot{Q}_{EVA} unabhängige Verhältnis von \dot{Q}_{ABS} zu \dot{Q}_{CON} .

Da in Abbildung 5-19 Messpunkte mit unterschiedlichen Heißwassertemperaturen eingetragen wurden, ist das Verhältnis unabhängig von der Heißwassertemperatur und wird ausschließlich durch das Kaltwassertemperaturniveau bestimmt.

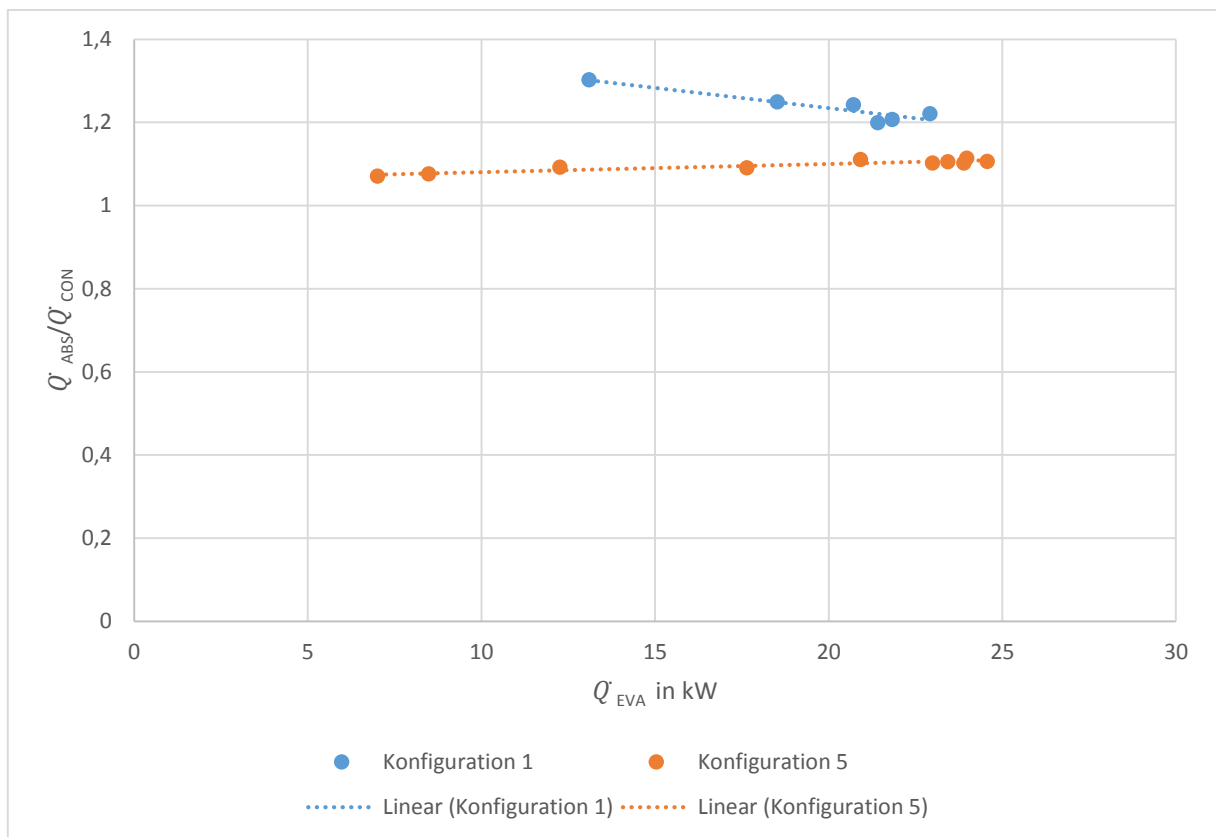


Abbildung 5-19: Verhältnis Wärmestrom Absorber/Kondensator $T_{\text{cold_out}} = 12 \text{ °C}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 3 \text{ K}$ über Verdampferleistung \dot{Q}_{EVA}

Da Abbildung 5-6 und Abbildung 5-7 bei $T_{cool_in} = 27\text{ °C}$ einen Einbruch in Kälteleistung und EER aufgewiesen hat, wurde ΔT_{min} hinsichtlich \dot{Q}_{EVA} optimiert. (Abbildung 5-20).

Wird ΔT_{min} für Konfiguration 5 Zwangsumlauf (Absorber/Kondensator PWT) optimiert, zeigt sich wiederum eine lineare Korrelation mit leichter positiver Steigung. Nicht optimierte Punkte zeigen keinen systematischen Zusammenhang zwischen Kälteleistung und Absorber-/Kondensatorleistung Verhältnis.

Auffallend ist eine Analogie zum Parameter ΔT_{eff} . Auch das Verhältnis Absorber-/Kondensatorleistung hat die Form $kx + d$. (siehe ΔT_{min} und ΔT_{var} Gl. 4-9 Kapitel 4.8)

Die Untersuchung eines eventuell vorhandenen mathematischen Zusammenhangs zwischen ΔT_{eff} und $\dot{Q}_{ABS} / \dot{Q}_{CON}$ zu \dot{Q}_{EVA} wurde aufgrund des Zeitaufwandes in dieser Arbeit nicht durchgeführt, denn dafür müssten gesamte Kennfelder bei verschiedenen Heizwassertemperaturen hinsichtlich ΔT_{min} optimiert werden.

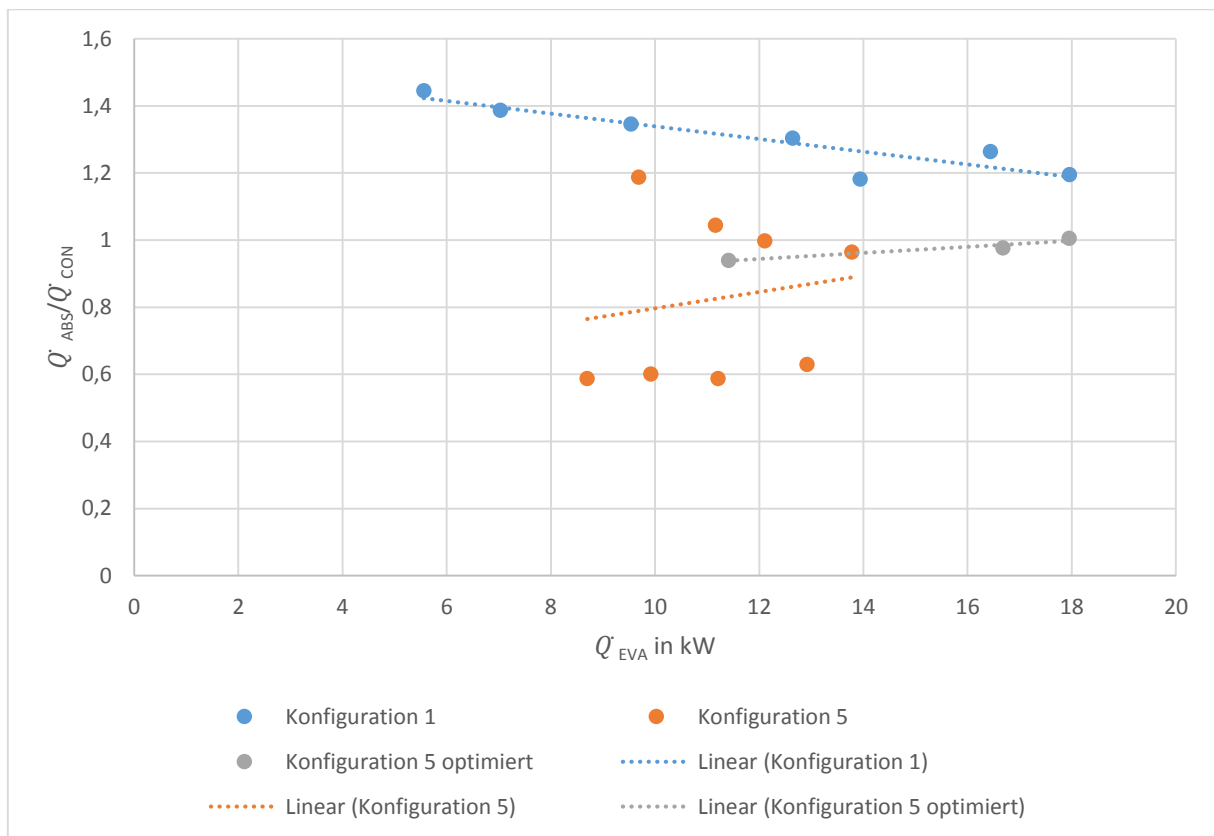


Abbildung 5-20: Verhältnis Absorber/Kondensator $T_{cold_out} = 6\text{ °C}$ $\Delta T_{cold} = 6\text{ K}$, über Verdampferleistung \dot{Q}_{EVA}

5.3.4 Variation von ΔT_{\min} bei vorgegebenen Volumenströmen

Es wurde der gleiche Messpunkt wie in 5.3.1 untersucht. Die Temperaturdifferenzen ($\Delta T_{\text{hot}} = 15 \text{ K}$, $\Delta T_{\text{cool}} = 5 \text{ K}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$) wurden für $\Delta T_{\min} = \Delta T_{\text{eff}} = 4,5 \text{ K}$ (entsprechend dem Punkt im Kennfeld Abbildung 5-6) eingestellt, bei der Vermessung der anderen ΔT_{\min} jedoch nicht nachgeregelt. Abbildung 5-21 bis Abbildung 5-24 zeigen im Vergleich zu Werten aus 5.3.1 eine geringfügige Verlagerung der leistungsmaximalen Betriebspunkte zu höheren ΔT_{\min} . EER_{\max} liegt außerhalb des Messbereiches. ($\Delta T_{\min} > 10 \text{ K}$)

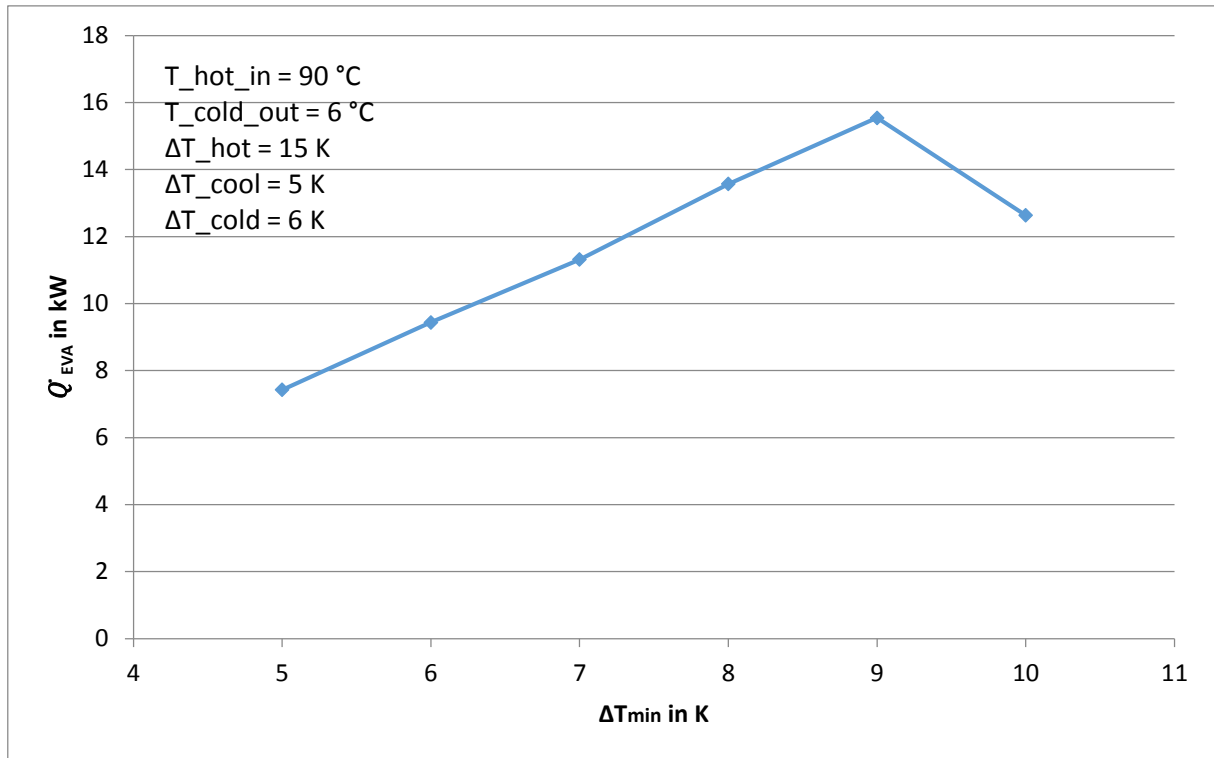


Abbildung 5-21: Verlauf von Q_{EVA} über ΔT_{\min} (Konfiguration 5)

5 Messergebnisse

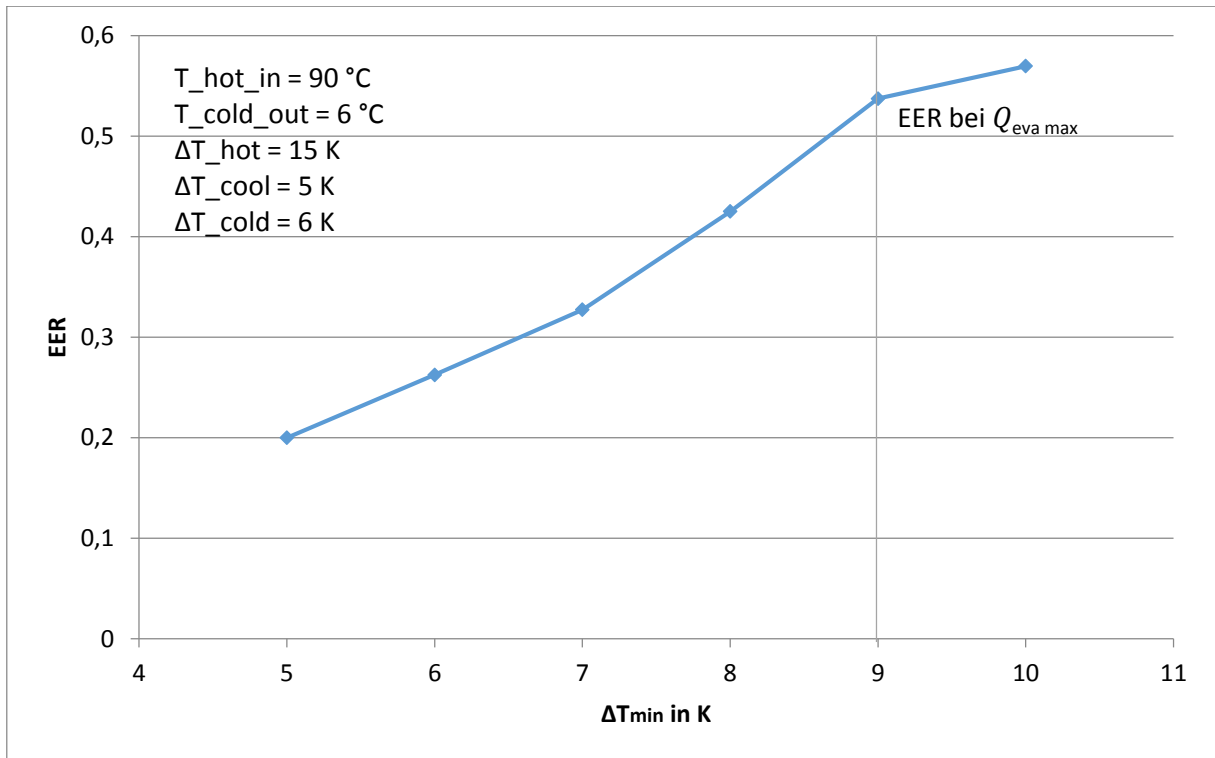


Abbildung 5-22: Verlauf von EER über ΔT_{min} (Konfiguration 5)

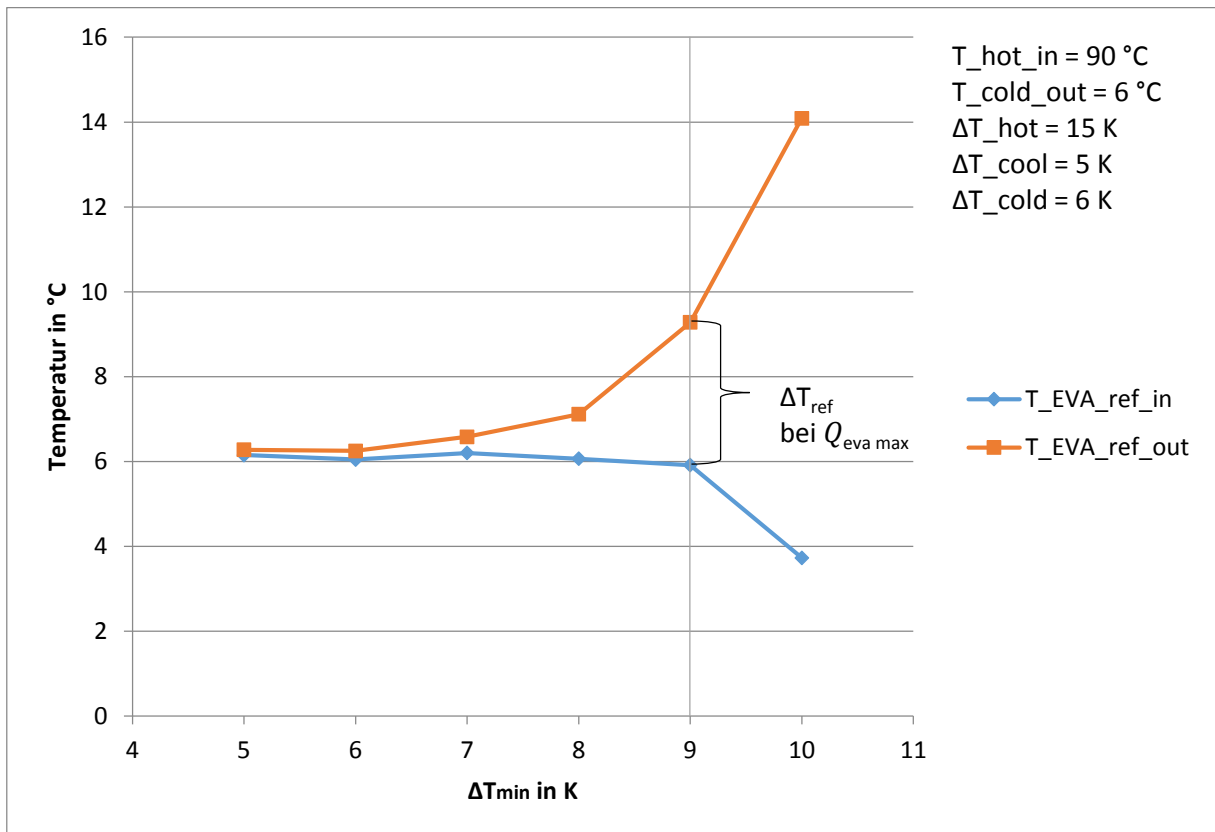


Abbildung 5-23: Temperaturverlauf Verdampfer Eintritt/Austritt über ΔT_{min} (Konfiguration 5)

5 Messergebnisse

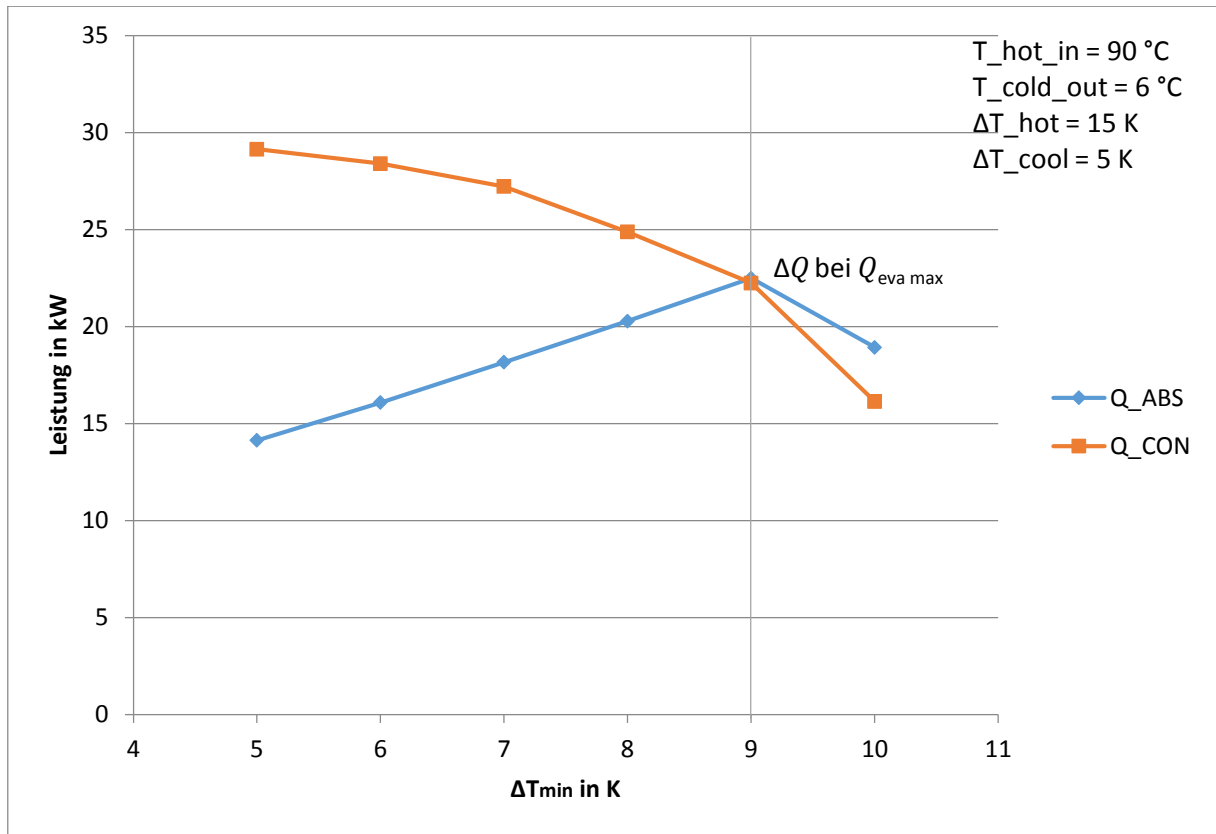


Abbildung 5-24: Wärmeleistungen Absorber und Kondensator über ΔT_{min} (Konfiguration 5)

5.4 Schwingung der Fördermenge der Lösungsmittelpumpe

Bei Konfiguration 1, vorwiegend im Volllastbereich ($\dot{Q}_{EVA} \approx 22 \text{ kW}$) stellten sich Schwingungen in der Fördermenge der Lösungsmittelpumpe ein. Stellvertretend hierfür zur Erklärung wurde der Messpunkt $T_{\text{hot_in}} = 90 \text{ °C}$, $T_{\text{cool_in}} = 27 \text{ °C}$, $T_{\text{cold_out}} = 6 \text{ °C}$ herangezogen.

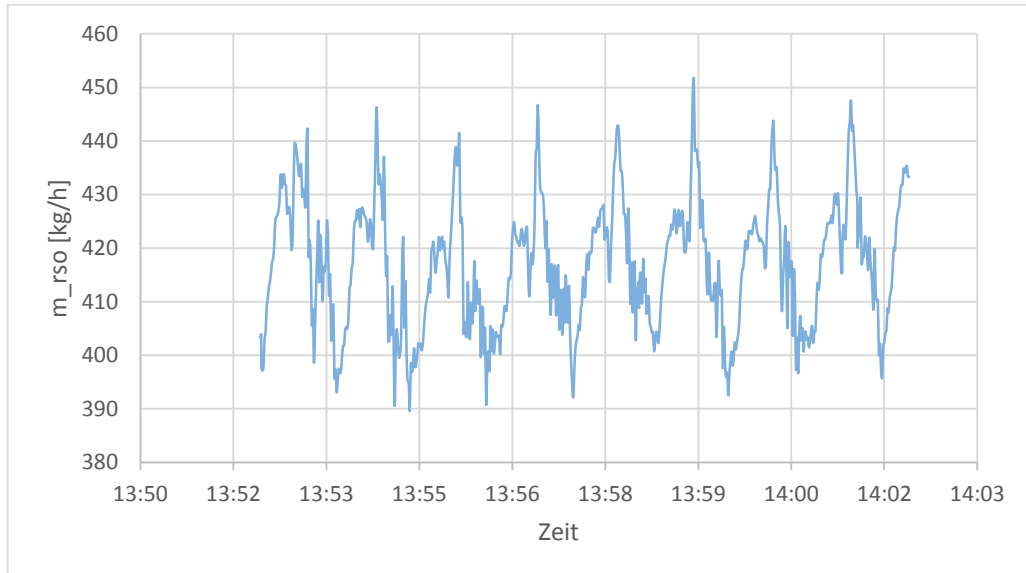


Abbildung 5-25: Schwingung der Fördermenge der armen Lösung (Konfiguration 1)

Abbildung 5-26 zeigt den Niederdruckverlauf bei der Schwingung der Fördermenge – die Schwingungen des Drucks resultieren aus der gepulsten Charakteristik des Kältemittelmassenstromes, die überlagerte langsamere Schwingung aus dem Massenstrom der armen Lösung. Auffallend ist die Phasenverschiebung des Niederdruckverlaufs zur Fördermenge der armen Lösung (Abbildung 5-25) von ca. 180°

Eine genaue Ursachenermittlung ist in diesem Falle schwierig, da das gesamte System schwingt. Allerdings liegt wegen der konstant gehaltenen Pumpendrehzahl der Verdacht nahe, dass das Problem durch Kavitation hervorgerufen wird.

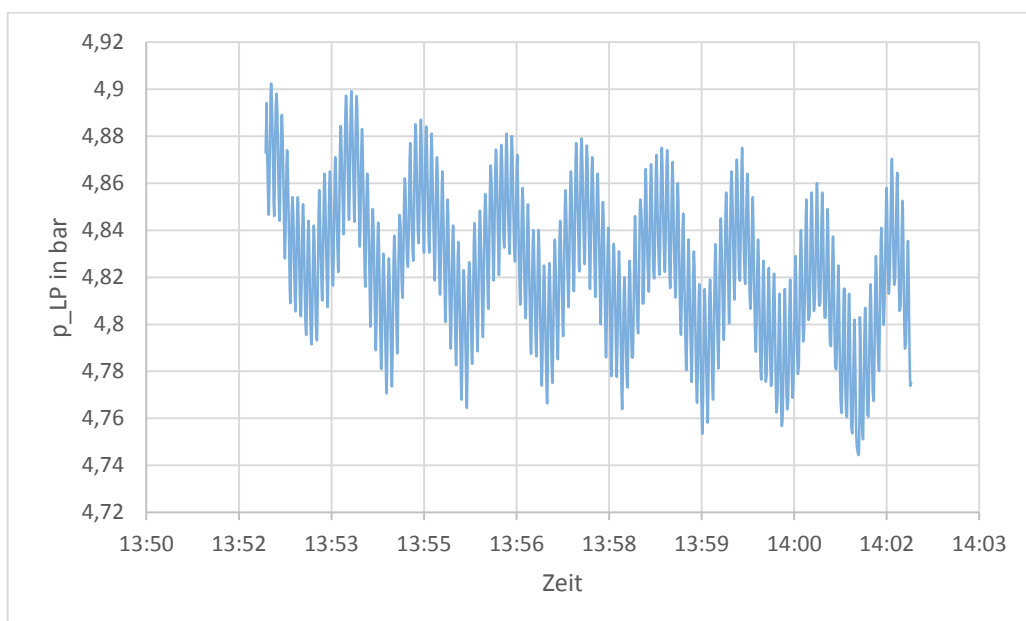


Abbildung 5-26: Niederdruckverlauf bei Schwankung der Fördermenge (Konfiguration 1)

5.5 Anfahrversuch bei konstanter Spreizung und optimiertem ΔT_{\min}

Hierbei wurde die Anlage aus dem Stillstand angefahren. Der Parameter ΔT_{\min} (bei maximaler Kälteleistung) wurde aus den Versuchen gem. Kapitel 5.3.1 herangezogen und eingestellt. Außerdem wurde der Volumenstrom für Heiß-/Kühl-/Kaltwasser so eingestellt, um die Temperaturspreizung von $\Delta T_{\text{hot}} = 15 \text{ K}$, $\Delta T_{\text{cold}} = 6 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{cool}} = 5 \text{ K}$ zu erreichen.

Es wurde mittels Anfahrversuch ein vollautomatischer Start der Anlage getestet. Nach betätigen des Buttons „Cooling Request ON“ im Benutzerinterface wurden keine weiteren manuellen Korrekturen vorgenommen.

In Abbildung 5-27 zeigen sich die Probleme (Betriebspunkt wird nicht erreicht, Schwingungen in den Kaltwassertemperaturen) im Zusammenspiel zwischen externen PID Regelung der Heiß-/Kühl-/Kaltwasservorlauftemperaturen und der internen PI Regelung der Absorptionsmaschine. Nach ca. 20 min erreichte die Anlage einen stationären Zustand (unter Vernachlässigung einer geringfügigen weiteren Aufheizung). Die interne Regelung regelte die Motorfrequenz nicht nach oben, wodurch der voreingestellte Betriebspunkt nicht erreicht wurde.

Solche Probleme traten auch bei Laständerungen auf. Durch kurzfristiges manuelles Hinaufregeln der Heißwasserpumpendrehzahl konnte meistens Abhilfe geschaffen werden.

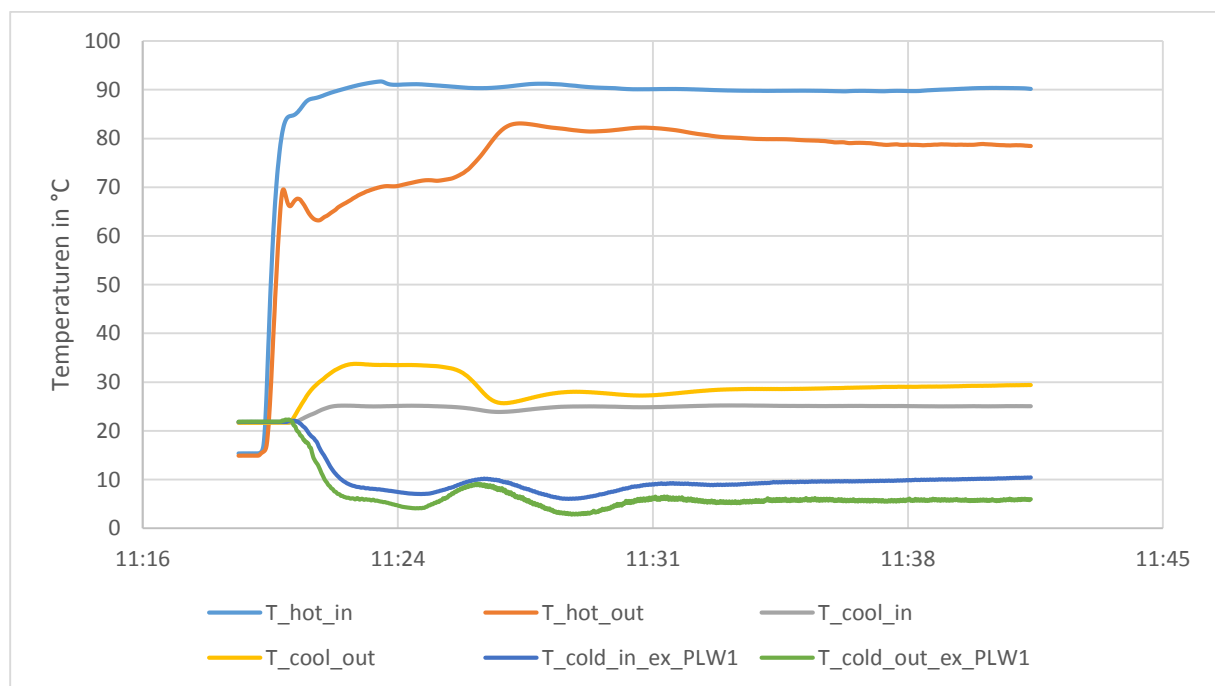


Abbildung 5-27: Temperaturen Anfahrversuch mit optimiertem ΔT_{\min}

5.6 Messunsicherheiten

Im Weiteren wurden die Messunsicherheiten für die Leistungen sowie für den EER berechnet. Als Basis für die Berechnung diente das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz (lt. DIN1319-3):

$$u_y = \sqrt{\left(\frac{\partial y}{\partial x_1} * u_1\right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial x_2} * u_2\right)^2 + \dots}$$

Dieser Ansatz berücksichtigt die Messunsicherheit aller Messwerte die zur Berechnung von Leistung und EER notwendig sind. Im Fall dieser Anlage relevant waren Temperatur und Volumenstrommessinstrumente und deren Messunsicherheit abhängig ihres Typs. Die Messunsicherheit der Temperaturmessung ergibt sich aus der Standardabweichung der Kalibrierung (vgl. Kapitel 4.2.3) und anschließend Aufrunden (siehe Tabelle 5-1).

Die in Tabelle 5-2 ersichtliche Messunsicherheit der Volumenstrommessungen ergibt sich aus 0,15% des maximalen Auslegungswerts der Hydraulik und Aufrunden. (Hannl 2011, S53)

Tabelle 5-1: Messunsicherheit Temperaturmessung

	Pt100	TC
Messunsicherheit in K	0,034	0,16
Messunsicherheit gerundet in K	0,05	0,2

Tabelle 5-2: Messunsicherheit Volumenstrommessungen

	V_hot	V_cold	V_cool_ABS	V_cool_CON
Messunsicherheit [m³/h]	0,008	0,009	0,014	0,006

Die Leistung z. B. des Verdampfers wird nach folgender Gleichung berechnet:

$$\dot{Q}_{EVA} = \rho_W * c * \dot{V}_{cold} * (T_{cold_{in}} - T_{cold_{out}}) \quad \text{Gl. 5-1}$$

Nun wird die Funktion für die Verdampferleistung nach allen mit Messunsicherheiten behafteten Größen partiell abgeleitet, quadriert, aufsummiert und aus der Summe die Wurzel gebildet. Somit ergibt sich die Messunsicherheit der Verdampferleistung als Funktion der Einheiten:

$$u_{EVA} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{EVA}}{\partial T_{cold_{in}}} * u_{T_{cold_{in}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{EVA}}{\partial T_{cold_{out}}} * u_{T_{cold_{out}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{EVA}}{\partial \dot{V}} * u_{\dot{V}}\right)^2} \quad \text{Gl. 5-2}$$

Analog wird es für Generator-, Absorber- und Kondensatorleistung durchgeführt. Die Messunsicherheit für EER definiert als Verhältnis von Verdampfer- zu Generatorleistung ergibt sich folgende Messunsicherheit:

$$u_{EER} = \sqrt{\left(\frac{1}{\dot{Q}_{EVA}} * u_{\dot{Q}_{GEN}}\right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{GEN}}{\dot{Q}_{EVA}} * u_{\dot{Q}_{EVA}}\right)^2} \quad \text{Gl. 5-3}$$

Die oben genannten Gleichungen stellen die Grundlage der Berechnungen der Messunsicherheit dar. Mittels EES (2015) konnten die Unsicherheiten im Zuge der Berechnung der Leistungen und des EER durchgeführt werden und ergeben folgende minimalen und maximalen Messunsicherheiten:

Tabelle 5-3: MIN/MAX Messunsicherheiten

	u_{\min}	u_{\max}	$\%_{\min}$	$\%_{\max}$
Q_{GEN}	0,294kW	0,491kW	1,12%	2,55%
Q_{CON}	0,193kW	0,659kW	1,38%	3,02%
Q_{ABS}	0,339kW	0,822kW	1,85%	3,47%
Q_{EVA}	0,179kW	0,964kW	2,43%	4,96%
EER	0,007	0,033	2,69%	13,53%

Die in Tabelle 5-3 angeführten Messunsicherheiten zeigen bei Normalverteilung der Messungenauigkeiten jenen Bereich an, in dem sich 68,27% der berechneten Werte befinden. Sie sind ein Maß für die Standardabweichung der Verteilung und somit für die Genauigkeit des Messverfahrens.

Abbildung 5-28 zeigt die Wärmeleistungen aller Messpunkte mit Messunsicherheiten absteigend sortiert nach Verdampferleistung Q_{EVA} . Die betragsmäßig größten Messunsicherheiten treten bei großen Leistungen auf, während sich die prozentualen Messunsicherheiten umgekehrt verhalten.

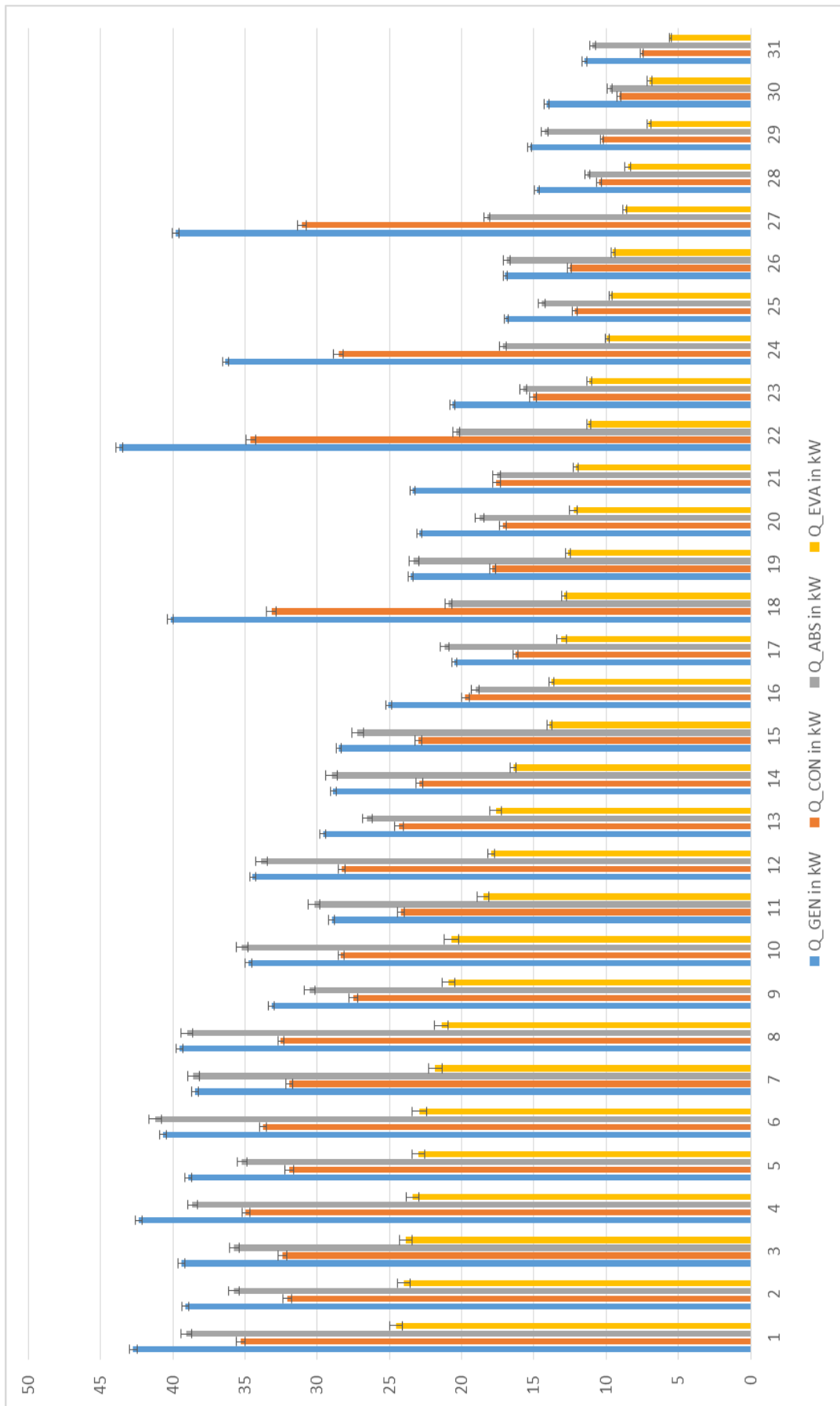


Abbildung 5-28: Leistungen und Messunsicherheit sortiert nach absteigender Kälteleistung \dot{Q}_{EVA}

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Im Zuge dieser Arbeit sollte geklärt werden, ob eine im Handel erhältliche Absorptionskältemaschine des Typs Pinkchiller PC19 der Firma Pink mit Plattenwärmetauscher anstatt der üblicherweise verwendeten Rohrbündelwärmetauscher für Verdampfer und Absorber modifiziert werden kann. Weiters wurde der Generator anstatt im Naturumlauf auch im Zwangsumlauf getestet. Ebenso war es von Bedeutung, ob die einzelnen Wärmetauscher im Gesamtsystem funktionieren und ob die Betriebsstabilität gegeben ist.

Im Weiteren sollten Kennfelder aufgenommen werden um die Adaptionen mit der originalen Kältemaschine zu vergleichen und wenn möglich Optimierungspotential aufzuzeigen. Weiters wurde geklärt ob die AKM auch mit erhöhten Heißwasserspreizungen (15 K im Vergleich zu üblichen 5 – 7 K) betrieben werden kann und wie es sich das auf Betriebsverhalten, Effizienz, Leistung, etc. auswirkt.

Die AKM war bereits im Versuchsstand des Labors am IWT integriert und mit zusätzlichen Plattenwärmetauschern bestückt. Über ein absperrbares Leitungssystem konnten die beiden neuen Wärmetauscher als Substitut in den Kreislauf geschaltet werden. Um der internen Regelung die benötigten Eingangsparameter zur Verfügung zu stellen, musste in den hydraulischen Kreislauf ein zusätzlicher Messfühler eingebaut und mit der Regelung verbunden werden. Der Aufbau der internen Regelung der AKM wurde nicht verändert.

Die Anlage wurde bereits in einem früheren Projekt (SolarCoolingOPT) mit Messgeräten bestückt. Zusätzliche Temperaturmessfühler (Thermoelemente und Widerstandsthermometer) für die neuen Bauteile wurden eingebaut und in das System inkludiert. Somit konnten alle für den Prozess relevanten Größen gemessen und ausgewertet werden.

Experimentelle Untersuchungen sollten zeigen, ob die neuen Plattenwärmetauscher im System funktionsfähig sind. Es wurden zwei zusätzliche Plattenwärmetauscher (Ersatz für Absorber und Verdampfer) eingebaut. Somit ergaben sich vier zusätzliche Schaltmöglichkeiten. Weiters wurde getestet ob der Generator der AKM auch im Zwangsumlauf (anstelle des Naturumlaufes) betrieben werden kann. Aufgrund der guten Ergebnisse wurden auch die weiteren Konfigurationen im Zwangsumlauf betrieben. Um Kennfelder aufzunehmen wurde die Anlage bei verschiedenen Temperaturniveaus stationär betrieben und \dot{Q}_{EVA} und EER ausgewertet. Einerseits wurden die Kennfelder der einzelnen Konfigurationen untereinander verglichen, andererseits auch mit den Kennfeldern früherer Versuche.

Der Vergleich der Kälteleistungen zeigte eine Steigerung der Kälteleistung bei hohen Kaltwassertemperaturen bei Benützung der neuen Wärmetauscher, jedoch eine signifikante Reduktion bei geringeren Kaltwassertemperaturen. Ein möglicher Grund dafür war eine unvollständige Verdampfung des Kältemittels.

Der Vergleich zu Kennfeldern aus früheren Messungen zeigte eine Steigerung der Kälteleitung von 21 auf 25 kW. Dies resultiert aus den unterschiedlichen Eigenschaften der Plattenwärmetauscher im Vergleich zu den Rohrbündelwärmetauschern.

Um die neuen Bauteile auch bei niedrigen Kaltwassertemperaturen optimal zu nutzen wurde in die interne Regelung der Absorptionskältemaschine eingegriffen. Durch eine Veränderung des Sollwerts der Temperaturdifferenz im Verdampfer ΔT_{eff} in der internen Regelung der AKM konnte die Einspritzmenge des Kältemittels verändert und ausgewählte Punkte im Kennfeld optimiert werden. Während der ursprüngliche Pinkchiller PC19 (mit Rohrbündelkomponenten) bei einem Verhältnis von Absorber- zu Kondensatorwärmestrom von 1,2 betrieben wurde, zeigten sich bei der Anlage mit Plattenwärmetauscher optimale Betriebspunkte bei Verhältnissen um 1.

Ob die Substitution von Rohrbündelkomponenten durch Plattenwärmetauscher im Pinkchiller PC19 möglich ist, könnte im Zuge dieser Arbeit mit ja beantwortet werden. Die Rohrbündelwärmetauscher können durch preiswertere Plattenwärmetauscher getauscht werden. Somit kann die Bauhöhe sowie die Produktionskosten verringert werden. Außerdem zeigen die Plattenwärmetauscher bei Optimierung der Niederdruckregelung höhere Kälteleistungen und EER.

Im derzeit erhältlichen Pinkchiller PC19 wird der Niederdruck über die Temperaturdifferenz im Verdampfer geregelt. Da diese durch den Aufbau der Rohrbündelverdampfers nicht messbar ist, wird die AKM über empirisch ermittelte Werte ΔT_{min} und ΔT_{var} geregelt. Um die optimalen Betriebspunkt für die Plattenwärmetauscher zu erreichen, sollten Kennfelder bei verschiedenen Kaltwassertemperaturen für Kälteleistung und EER bei variablem ΔT_{eff} erstellt werden, um ein optimales ΔT_{eff} bestimmen zu können.

Sollte sich ein linearer Zusammenhang zwischen Absorber-/Kondensatorleistung und Kälteleistung bestätigen, könnte das auch in die interne Regelung der Absorptionskältemaschine eingebunden werden.

LITERATUR

Braun, 2005: **Braun** Anton, Grundlagen der Regelungstechnik: Kontinuierliche und diskrete Systeme; 1. Auflage; Carl Hanser Verlag

DIN 1319-3, 1996: Grundlagen der Messtechnik, Teil 3: Auswertung von Messungen einer einzelnen Messgröße, Messunsicherheit, Mai 1996, Deutsches Institut für Normung

Engineering Equation Solver, 2015: Engineering Equation Solver Version 9.4, F-Chart Software; Madison Wisconsin

Hannl, 2011: **Hannl** David; Diplomarbeit; Experimentelle Analyse einer $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorptionswärmepumpe für die solare Kühlung, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Heberle, 2013: **Heberle** Florian; Untersuchungen zum Einsatz von zeotropen Fluidgemischen im Organic Rankine Cycle für die geothermische Stromerzeugung; Logos-Verlag Berlin

Hofmann, 2003: **Hofmann** Friedrich; Magnetisch-Induktive Durchflussmessung; 3. Auflage; Krohne Messtechnik

KSR Kuebler, 2015: Niveau Messtechnik; Datenblatt, Zwingenberg Deutschland

LabVIEW, 2009: Labview Professional Development System Version 9.0.1, National Instruments, Austin Texas

Mücke 2010: Wolfgang **Mücke**, Christa **Lehmen**, Duft und Geruch: Wirkungen und gesundheitliche Bedeutung von Geruchsstoffen, Auflage 2010, ecomed Medizin

Niebergall 1981: **Niebergall** Wilhelm.; Sorptionskältemaschinen; Springer Verlag; Berlin Heidelberg New York

Partheir, 2008: **Partheir** Rainer; Messtechnik; 4. Auflage; Vieweg Verlag

Pausakerl, 2012: **Pausakerl** Markus; Diplomarbeit; $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ Absorptionswärmepumpe – Untersuchungen zum stationären und dynamischen Betriebsverhalten, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Pehnt et al. 2010: **Pehnt** Martin, **Bödeker** Jan, **Arens** Marlene, **Jochem** Eberhard; Bericht, Die Nutzung industrieller Abwärme – technisch-wirtschaftliche Potentiale und energiepolitische Umsetzung; Heideberg

Randers, 2012: **Randers** Jorgen, 2052. Der neue Bericht an den Club of Rome: Eine globale Prognose für die nächsten 40 Jahre, 1. Auflage, Oekom Verlag

Rohde, 2013: Simon **Hirzel**, Benjamin **Sontag**, Clemens **Rohde**; Industrielle Abwärmenutzung; Kurzstudie; 1. Auflage, Fraunhofer Institut, Fraunhofer ISI

Schramek, 2008: **Schramek** Rudolf; Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik; 74. Auflage; Oldenbourg Industrieverlag München

Surek et Stempin, 2007: **Surek** Dominik, **Stempin** Silke; Angewandte Strömungsmechanik; 1. Auflage; Teubner Verlag

VDI-Wärmeatlas 2006, **VDI** (Herausgeber), Wärmeatlas, 10. Ausgabe, Springer Verlag

Zahoransky, 2007: **Zahoransky** Richard, **Bollin** Elmar, **Oehler** Helmut, **Schelling** Udo; Energietechnik; 3. Auflage; Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden

Zotter et al. 2014: **Zotter** Gerald, **Langkammer** Patrik, **Rieberer** René: DAKTriS – 3. Projektmeeting Graz, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Zotter et al., 2015: **Zotter** Gerald, Hannl David, Archan Georg, Rieberer René, Halmdienst Christian, Pink Werner, Neyer Daniel, Thür Alexander; Optimierung einer Ammoniak/Wasser-Absorptionskältemaschine für Kraft-Wärme-Kältekopplungen auf Basis von BHKWs kleiner Leistung; DKV-Tagung 2015, Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

ANHANG - KALIBRIERKURVEN

