

Martin Gründhammer, B.Sc.

# **MONITORING DER LUFT/LUFT- WÄRMEPUMPE AUF BURG RABENSTEIN**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Richard HEIMRATH  
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René RIEBERER  
Institut für Wärmetechnik

Graz, im Juni 2014

## **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: Monitoring der Luft/Luft-Wärmepumpe auf Burg Rabenstein

Autor: Martin Gründhammer

1. Stichwort: Luft/Luft-Wärmepumpe
2. Stichwort: Messtechnische Evaluierung der WP-Effizienz
3. Stichwort: Burg Rabenstein Frohnleiten

Die Auswahl eines Heizsystems für historische Gebäude bedarf der Berücksichtigung gesonderter Aspekte. Ein wesentlicher Punkt dabei ist, die Gebäudesubstanz durch die Installation des Heizsystems möglichst zu schonen, ohne auf ein energieeffizientes Heizsystem verzichten zu müssen. Die auf Burg Rabenstein installierte Luft/Luft-Wärmepumpenanlage mit einer Heizleistung von insgesamt ca. 550 kW erfüllt diese Kriterien und dient zur Beheizung einer Nutzfläche von ca. 2500 m<sup>2</sup>.

Es handelt sich um so genannte Multisplit Anlagen mit variabel geregeltem Kältemittelfluss, wobei an eine Außeneinheit mehrere Innengeräte angeschlossen sind, die sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen verwendet werden können. Um die gelieferte Heizleistung der Kältekreisläufe an die erforderliche Heizlast der zu beheizenden Zonen anzupassen, sind die Außeneinheiten mit drehzahlgeregelten Doppelrollkolbenkompressoren und Ventilatoren ausgestattet.

Um die Effizienz der Anlagen im Betrieb zu ermitteln, wurden drei von insgesamt elf Kältekreisläufen, die einen Teil des Schlosstraktes und den gesamten Nordtrakt der Burg mit Wärme versorgen, im Detail analysiert. Maßgeblichen Einfluss auf die Effizienz der Anlage haben hierbei die vorherrschende Umgebungstemperatur am Standort, welche in direktem Zusammenhang mit der Verdampfungstemperatur des Kältekreislaufes steht und die eingestellte Raumlufthtemperatur, welche die Kondensationstemperatur des Kältekreislaufes beeinflusst.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Effizienz der Anlagen bei verschiedenen Raumlufthtemperaturen und Außenlufttemperaturen sowohl im zeitlich hochaufgelösten Bereich, als auch über den Zeitraum von mehreren Tagen analysiert. Dazu wurden in einem ersten Schritt die Kältekreisläufe mit der erforderlichen Messtechnik und Messdatenerfassung ausgestattet.

Danach konnten anhand einer stufenweisen Variation der Raumlufthtemperatur über einen Zeitraum von fünf Tagen, die Effizienz-Werte der Anlagen für verschiedene

Raumlufttemperaturen und Außenlufttemperaturen ermittelt werden. Es zeigte sich, dass aufgrund überhöhter Kondensationstemperaturen die Arbeitszahlen deutlich unter den Herstellerwerten liegen. Die Ursache dafür lag bzw. liegt vorrangig an der Verbauung der Innengeräte, in denen es zum Luftkurzschluss zwischen Ansaug- und Ausblasseite und somit zu einer deutlichen Erhöhung der Ansauglufttemperatur der Innengeräte kam. Des Weiteren beträgt die installierte Nennheizleistung der Kältekreisläufe ein Vielfaches, bezogen auf die erforderliche Heizlast der zu beheizenden Zonen, weshalb die Anlage vorwiegend im untersten Teillastbereich betrieben wird, wo ein Ansteigen der Außenlufttemperatur über 7 °C keinen positiven Einfluss auf die Effizienz der Anlage hat. Dies konnte anhand einer weiteren Messung über fünf Tage verifiziert werden.

# ABSTRACT

Title: Monitoring of an air to air heat pump at Castle Rabenstein

Author: Martin Gründhammer

1<sup>st</sup> keyword: Air to air heat pump

2<sup>nd</sup> keyword: Evaluation of the efficiency of the heat pump by means of measurement

3<sup>rd</sup> keyword: Castle Rabenstein Frohnleiten

The installation of a heating system in heritage buildings holds some challenges. A key point is the preservation of the building structure, when a new heating system will be installed. The heating system should be also energy efficient. The air-to-air heat pumps installed at Castle Rabenstein with a total heating capacity of ca. 550 kW supply a gross floor area of ca. 2500 m<sup>2</sup> with the necessary heat demand.

One refrigerant circuit contains two or three outdoor units and multiple indoor units, with variable refrigerant mass flow. To adjust the delivered heating capacity of the refrigeration circuits to the required heating load of the heated zones, the outdoor units are equipped with variable-speed compressors and fans.

To determine the efficiency of the heating system in operation, three of overall eleven refrigerant circuits, which supply a part of the castle wing and the whole north wing of the castle, were analyzed in detail. Significant influence on the efficiency of the system in this case have the prevailing ambient temperature at the site, which is in direct connection to the evaporation temperature of the refrigerant circuit and the room temperature, which influences the condensation temperature of the refrigerant circuit.

In this thesis, the efficiency of the heating system was analyzed both a short and a long period of time at different room temperatures and outside air temperatures. The refrigerant circuits were equipped with the necessary instrumentation and data acquisition to determine the coefficient of performance, which is the ratio of heating provided to electrical energy consumed. By a stepwise variation of the set point room temperature over a period of five days, it was possible to determine the efficiency of the refrigerant circuits as a function of the prevailing ambient temperature and room temperature. High condensation temperatures compared to the room temperature led to moderate efficiency values of the system compared to the manufacturer's values. The non existing local separation of the suction and discharge side of the indoor units was and is the mainly reason for these high condensation temperatures. This problem causes significantly higher suction temperatures of the indoor units compared to the

room temperature. The heating system is mainly operating at the lowest compressor speed range, according to the low heat demand of the heated zones, where an increase of the ambient temperature above seven degrees does not cause an increase in efficiency anymore. This was also confirmed by a further measurement over a period of five days.

## VORWORT

Im Rahmen meines Masterstudiums an der Technischen Universität Graz mit den Vertiefungsrichtungen Energietechnik und Produktionstechnik, wurde mir das Verfassen einer Diplomarbeit über das Thema „Monitoring einer Luft/Luft-Wärmepumpe“ am Institut für Wärmetechnik ermöglicht. Damit sollen Aussagen über die Effizienz von Luft/Luft-Wärmepumpen zur Beheizung von Gebäuden über die gesamte Nutzungsperiode getätigt werden können. Der Trend liegt klar darin, die Verbrennung von fossilen Energieträgern zur Beheizung aufgrund der vorwiegenden negativen Auswirkungen auf das Erdklima zu reduzieren und durch alternative Konzepte, die auch durch regenerativ erzeugte Primärenergie betrieben werden können, zu ersetzen.

Mein Dank gilt den Mitarbeitern des Institutes, speziell Herrn Ing. Bakanic Ferdinand, der federführend bei der Anschaffung, Installation und Inbetriebnahme der Messtechnik war und meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Heimrath Richard für die gute Zusammenarbeit während der Ausarbeitung.

Ganz besonders danken möchte ich meinen Eltern und Geschwistern für die kräftige Unterstützung während meines Studiums, sowie Freunden und Bekannten die sehr zur Bereicherung der Zeit in Graz beitrugen.

Graz, 24.6.2014

Martin Gründhammer

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>1</b>	<b><u>EINLEITUNG</u></b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b><u>GRUNDLAGEN</u></b>	<b>3</b>
2.1	Kältemittelkreislauf einer Luft/Luft-Wärmepumpe	6
2.2	Komponenten des Kältemittelkreislaufes	9
2.3	Wärmepumpe im Heizbetrieb	10
2.4	Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb	13
2.5	Isentroper Kompressorwirkungsgrad	16
<b>3</b>	<b><u>MESSTECHNIK</u></b>	<b>17</b>
3.1	Übersicht der Positionierung der verbauten Messsensorik	19
3.2	Messdatenerfassung	22
3.3	Messmodule	26
3.4	Messsensoren	29
3.4.1	Coriolis Masse Durchflusssensor	29
3.4.2	Absolutdruckmessumformer	31
3.4.3	Temperatursensoren	32
3.4.4	Drehstromzähler	35
3.5	Messabweichung der gesamten Messkette - Heiz- bzw. Kühlleistung	35
<b>4</b>	<b><u>AUSWERTUNG UND ANALYSE DER MESSERGEBNISSE</u></b>	<b>37</b>
4.1	Wärmepumpe im Heizbetrieb	37
4.1.1	Detailverläufe	38
4.1.2	Stundenmittelwerte	41
4.2	Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb	43
4.2.1	Detailverläufe	43
4.3	Energetische Betrachtung von Kontrollräumen	46
4.4	Exergetische Betrachtung von Kontrollräumen	47
4.4.1	Kontrollraum Kompressor	47
4.4.2	Kontrollraum Kondensator und Verdampfer	48
4.5	5 Tages Raumtemperaturprofil	49



4.6 Vermessung der Innengeräte	63
<b><u>5 EFFIZIENZ IN ABHÄNGIGKEIT DER QUELLEN- UND SENKENTEMPERATUR</u></b>	<b>66</b>
5.1 Effizienz bei 20 °C Raumlufftemperatur	66
5.2 Gemessene Effizienz bei verschiedenen Raumlufftemperaturen	67
<b><u>6 SCHLUSSFOLGERUNGEN</u></b>	<b>69</b>
<b><u>7 LITERATUR</u></b>	<b>71</b>
<b><u>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</u></b>	<b>72</b>
<b><u>TABELLENVERZEICHNIS</u></b>	<b>74</b>
<b><u>ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS</u></b>	<b>75</b>
<b><u>8 ANHANG</u></b>	<b>77</b>
8.1 Berechnung der Stoffwerte	77
8.2 Kennfeld laut Hersteller	80
8.3 Funktionsbausteine in test.con	82

## 1 EINLEITUNG

Die Beheizung von Gebäuden erfolgt heutzutage noch zum Großteil durch die Verbrennung fossiler Energieträger. Steigende Energiepreise und die Verknappung der Ressourcen sind nur zwei Aspekte die dringend alternative Konzepte für die Beheizung erfordern und daher bezüglich deren Effizienz zu bewerten sind. Wenn es um die Auswahl eines Heizsystems für historische Gebäude wie Burgen, Schlösser und Kirchen geht, um nur einige zu nennen, sind gesonderte Aspekte zu berücksichtigen. Zum einen ist in aller Regel keine kontinuierliche Beheizung aufgrund der beschränkten Nutzung erforderlich und zum anderen soll durch die Installation des Heizsystems kein gravierender Eingriff in die Bausubstanz erfolgen. Die auf Burg Rabenstein installierte Luft/Luft-Wärmepumpe erfüllt zum Großteil diese Kriterien und soll somit auch für andere historische Gebäude als bevorzugtes Heizsystem in Betracht gezogen werden. Eine Marktstudie hat ergeben, dass von den geschätzten 18 000 Burgen und Schlössern in Europa ca. 25 % mit einem neuen Heizsystem ausgestattet werden müssen [1].

Luft/Luft-Wärmepumpen sind hier eine echte Alternative zu den bereits vielfach eingesetzten Sole/Wasser-Wärmepumpen, da vielfach einfach nicht der Platz für den benötigten Erdwärmekollektor vorhanden ist und so eine nachträgliche Installation eine oftmals schwierige und teure Angelegenheit ist. Während bei der Sole/Wasser-Wärmepumpe aufgrund der Verlegung des Kollektors im ungestörten Erdreich die Verdampfungstemperatur nahezu konstante Werte über den Jahresverlauf annimmt, schwankt diese bei der Luft/Luft-Wärmepumpe entsprechend dem Verlauf der Außentemperatur und beeinflusst somit maßgeblich die Effizienz der Wärmepumpe. Eine der wirkungsvollsten Maßnahmen die Effizienz zu steigern, wurde durch drehzahlgeregelte Kompressoren und Lüfter erreicht, die eine Anpassung der gelieferten Heizleistung an die erforderliche Heizleistung ermöglichen und somit die exergetischen Verluste im Kondensator aufgrund der höheren Temperaturdifferenzen und die Kompressionsverluste, die maßgeblich vom Druckverhältnis abhängen, deutlich reduzierten. Für eine Effizienzanalyse der Wärmepumpe muss diese mit einer entsprechenden Messtechnik ausgestattet werden, um die jährlich eingesetzte Energie in Form von elektrischer Energie im Verhältnis zur erbrachten Energie zu ermitteln. Zu diesem Zweck werden drei der insgesamt elf Kältekreisläufe auf Burg Rabenstein vermessen.

In Kapitel 2 werden die Grundlagen des Kälteprozesses sowie die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Effizienz erläutert.

In Kapitel 3 werden die installierte Messtechnik, die zur Erfassung der Größen Temperatur, Druck, Massenstrom und Energiemenge dient, sowie die dazu benötigte Messsensorik im Detail beschrieben.

In Kapitel 4 werden Auswertungen und Analysen der Anlage sowohl im Heiz- als auch Abtau- bzw. Kühlbetrieb durchgeführt. Dabei wird einerseits das dynamische Verhalten der Anlage anhand zeitlich hochaufgelöster Messdaten analysiert und andererseits über einen Zeitraum von fünf Tagen die Effizienz bewertet.

In Kapitel 5 wurde anhand der Messdaten ein Kennfeld der Anlage unter realen Bedingungen erstellt und die vorhandenen Abweichungen zum Kennfeld des Herstellers diskutiert. Weiteres werden der Einfluss der Kondensationstemperatur auf die Effizienz der Anlage diskutiert und Optimierungspotentiale aufgezeigt.

## 2 GRUNDLAGEN

Der Einsatz von Wärmepumpen, die Wärme aus der Umgebung nutzen, um damit in weiterer Folge beispielsweise ein Gebäude zu beheizen, nimmt stetig zu [2]. Die Gruppe der sogenannten Luft/Luft-Wärmepumpen stellen einen Vertreter dieser Spezies dar, deren Vor- und Nachteile bezüglich der schon lange am Markt vertretenen Erdreich Wärmepumpen nachfolgend kurz erwähnt werden sollen.

Während es mit Luft/Luft-Wärmepumpen gelingt mit sehr kompakten Abmaßen erforderliche Leistungen bereitzustellen, sind bei Erdreichwärmepumpen dafür verhältnismäßig große Kollektorflächen des Verdampfers erforderlich. Bei typischen Wärmeentzugsleistungen des oberflächennahen Erdreichs von bis zu 40 Watt pro Quadratmeter für einen Flachkollektor und einer mittleren Gebäudenutzfläche eines Einfamilienhauses von 150 Quadratmetern bedarf es mit einer angenommenen Heizleistung von 6 kW einer Kollektorfläche des Verdampfers von ca. 50 Quadratmetern [3]. Durch die Verlegung im Boden ist dabei eine konstante Temperatur des ungestörten Erdreiches zwischen 7 °C bis 12 °C garantiert, was zu höheren Leistungszahlen im Vergleich zur Luft/Luft-Wärmepumpe aufgrund des geringeren Temperaturhubes besonders bei tiefen Außentemperaturen führt. Auch die für die Güte der Wärmeübertragung verantwortlichen physikalischen Eigenschaften von Luft, wie Dichte, spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit sind nachteilig anzuführen, wenn das Thema Effizienz und Wirtschaftlichkeit von Luft/Luft-Wärmepumpen im Focus steht.

Eine thermodynamische Analyse des Kältekreislaufes beziehungsweise des gesamten Heizungssystems an sich, soll mögliche Verbesserungspotentiale aufzeigen und somit Lösungsansätze bieten, um die Effizienz der Luft/Luft-Wärmepumpen auf Burg Rabenstein zu maximieren. Um die maximal theoretisch mögliche Effizienz zu definieren, werden in der Thermodynamik exergetische Wirkungsgrade eingeführt, die einen Vergleich des idealen Prozesses mit dem realen Prozess, der Verluste verschiedener Arten aufweist, zulassen. Der ideale Prozess wird durch die Carnot-Leistungszahl ( $\epsilon_{\text{carnot,heating}}$ ) beschrieben die dem reziproken Wert, des beim Wärmekraftprozess bekannten Carnotfaktors entspricht [4]. Einfluss auf die Carnot-Leistungszahl haben dabei nur das Temperaturniveau der Wärmezufuhr ( $T_{\text{evap}}$ ) beziehungsweise der Wärmeabfuhr ( $T_{\text{cond}}$ ) (siehe Gl. 2-1).

$$\varepsilon_{\text{carnot,heating}} = \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{evap}}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-1}$$

Da es sich bei einem Kältekreislauf um einen realen Prozess handelt, der die Wärmemengen aufgrund einer Unterkühlung des Kältemittels nach dem Kondensator bzw. einer Sauggasüberhitzung vor dem Kompressor, sowie einer Abkühlung des überhitzt aus dem Kompressor austretenden Kältemittels auf Kondensationstemperatur, nicht bei konstanten Temperaturen aufnimmt bzw. abgibt, wird in der Kältetechnik der sogenannte Gütegrad ( $\nu_G$ ) eingeführt. Dieser stellt das Verhältnis der realen Leistungszahl ( $\varepsilon_{\text{real}}$ ) zur Carnot-Leistungszahl ( $\varepsilon_{\text{carnot,heating}}$ ) dar.

$$\nu_G = \frac{\varepsilon_{\text{real}}}{\varepsilon_{\text{carnot,heating}}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-2}$$

Bereits die Betrachtung des idealen Prozesses (siehe Gl. 2-1) lässt jedoch eindeutig erkennen, dass die Leistungszahl umgekehrt proportional zu dem überwindenden Temperaturhub, der sich aus der Differenz des Temperaturniveaus der Wärmeabfuhr ( $T_{\text{cond}}$ ) und Wärmezufuhr ( $T_{\text{evap}}$ ) ergibt, im Verhältnis steht. Werden nun in weiterer Folge die Systemgrenzen erweitert und das zu beheizende Gebäude mit einbezogen, wird klar, dass die gewünschte Raumtemperatur ( $T_{\text{room}}$ ), welche in direktem Zusammenhang mit dem Temperaturniveau der Wärmeabfuhr ( $T_{\text{cond}}$ ) steht und die momentan herrschende Außenlufttemperatur ( $T_{\text{amb}}$ ), die wiederum mit dem Temperaturniveau der Wärmezufuhr ( $T_{\text{evap}}$ ) korreliert, bestimmende Faktoren der Carnot-Leistungszahlen ( $\varepsilon_{\text{carnot,heatpump}}$ ) von Luft/Luft-Wärmepumpen sind (vergleiche mit Gl. 2-1).

$$\varepsilon_{\text{carnot,heatpump}} = \frac{T_{\text{room}}}{T_{\text{room}} - T_{\text{amb}}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-3}$$

Die gezielte Verbesserung der Gütegrade ( $\nu_G$ ) ist somit Grundvoraussetzung für einen wirtschaftlichen Betrieb einer Luft/Luft-Wärmepumpe. Das Hauptaugenmerk liegt dabei, bei einer effizienten Wärmeübertragung sowohl im Verdampfer als auch im Kondensator. Um der

Umgebungsluft Wärme zu entziehen und damit das Kältemittel zu verdampfen, ist eine Temperaturdifferenz nötig, die sich als Differenz der Außenlufttemperatur ( $T_{amb}$ ) und dem Temperaturniveau der Wärmezufuhr des Kältekreislaufes ( $T_{evap}$ ) ergibt. Analoges gilt für die Kondensation des Kältemittels, wo die Temperaturdifferenz zwischen dem Temperaturniveau der Wärmeabgabe ( $T_{cond}$ ) und der Raumlufthtemperatur ( $T_{room}$ ) einen Wärmestrom bewirkt. Je geringer die Spreizung zwischen diesen Temperaturen ist, desto geringer sind die exergetischen Verluste der Wärmeübertragung [4].

Ebenso sind Abtauvorgänge des Verdampfers, welche aufgrund der Unterschreitung der Frostgrenze an der Verdampfer- Oberfläche und der damit verbundenen Vereisung der durch Taupunkts- Unterschreitung der feuchten Luft entstehenden Flüssigkeit, durchzuführen. Diese müssen bei einer wirtschaftlichen Betrachtung mit einbezogen werden. Die Bestimmung realer Leistungszahlen (COP...Coefficient of Performance) kann zum einen messtechnisch und andererseits über Simulationen erfolgen. Dazu wird die momentan abgegebene Heizleistung ( $\dot{Q}_h$ ) der momentan zugeführten elektrischen Leistung ( $P_{el}$ ) gegenüber gestellt (siehe Gl. 2-4). Die Berechnung der am Kondensator abgegebenen Heizleistung erfolgt nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme, indem der Kältemittelmassestrom ( $\dot{m}_{ref}$ ) mit der Enthalpiedifferenz ( $\Delta h_{ref}$ ) multipliziert wird (Gl. 2-5).

$$COP = \varepsilon_{real} = \frac{\dot{Q}_h}{P_{el}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-4}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ref} \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 2-5}$$

$$SPF = \frac{\int_0^{365d} \dot{Q}_h d\tau}{\int_0^{365d} W_{el} d\tau} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-6}$$

Das Verhältnis von jährlich gelieferter Wärme ( $Q_h$ ) zu jährlich aufgenommener elektrischer Antriebsenergie ( $W_{el}$ ) wird durch die Jahresarbeitszahl (SPF...Seasonal Performance Factor) ausgedrückt [3]. Letztendlich ausschlaggebend für einen korrekten Vergleich mit anderen Heizsystemen sind die Jahreskosten für eine Heizperiode.

## 2.1 Kältemittelkreislauf einer Luft/Luft-Wärmepumpe

Als Wärmeträgermittel werden in einem Kältemaschinenprozess, sogenannte Kältemittel verwendet, die Wärme bei niedriger Temperatur und niedrigem Druck aufnehmen (Verdampfer) und bei höherer Temperatur und höherem Druck abgeben (Kondensator) [5].

Der überwiegende Teil der Wärmeübertragung zwischen Kältemittel und Luft erfolgt dabei im Zweiphasengebiet, d.h. das Kältemittel nimmt Wärme auf (Verdampfer) bzw. gibt Wärme ab (Kondensator), ändert jedoch seine Temperatur dabei kaum, wodurch eine Annäherung an den Carnot Prozess gelingt. Für die übertragene Wärmeleistung sind im Wesentlichen zwei Faktoren ausschlaggebend. Zum einen die spezifische Verdampfungswärme des verwendeten Kältemittels und zum anderen der Kältemittelmassenstrom. Besitzt ein Kältemittel eine hohe spezifische Verdampfungswärme, lässt sich dieselbe Kälteleistung mit einem geringeren Kältemittelmassenstrom (siehe Gl.2-5) und damit kleinerem Verdichterhubvolumen bzw. bei drehzahlgeregelten Kompressoren mit einer niedrigeren Drehzahl und somit reduzierter Energieaufnahme erreichen. Weiteres ist zu beachten, dass für einen hohen Massenstrom die Dichte des Kältemittels am Kompressor-Eintritt (Saugzustand) möglichst hohe Werte annimmt, was wieder in direktem Zusammenhang mit dem Verdampfungsdruck steht (Abbildung 1). Auch eine steigende Überhitzung führt zu einer Reduktion der Sauggasdichte, jedoch ist ein gewisses Maß an Überhitzung notwendig, um das Ansaugen von Flüssigkeit sicher zu vermeiden. Ein weiterer Faktor der die Überhitzung begrenzt, ist die limitierte Temperatur am Austritt aus dem Kompressor, welche Unterhalb der Verkokungstemperatur des eingesetzten Maschinenöles, das hauptsächlich zur Schmierung der bewegten Komponenten des Kompressors dient, liegen muss. Übliche Überhitzungswerte liegen je nach Bauart und Betriebsbedingungen zwischen ca. 4 - 12 K, wobei von einem Optimum zwischen ca. 5 - 8 K ausgegangen werden kann [5].

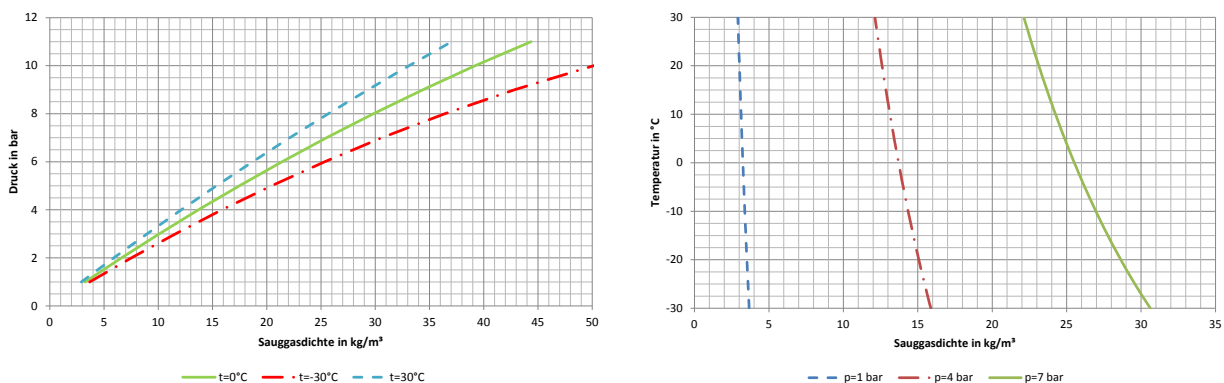


Abbildung 1: Sauggasdichte von R410 in Abhängigkeit von Druck bzw. Temperatur

## 2 Grundlagen

In Abbildung 2 werden die Dampfdruckkurve des Kältemittels R410A und die dazugehörige spezifische Verdampfungswärme dargestellt. Der Verdampfungsdruck liegt im gesamten Arbeitsbereich über einem Bar (absolut), wodurch gewährleistet ist, dass bei kleinen Leckagen und Undichtigkeiten keine Luft bzw. Feuchtigkeit in den Kältekreislauf gelangt. Der sich einstellende Verflüssigungsdruck und die damit verbundene Temperatur der Wärmeabgabe sollten aus Effizienzgründen möglichst gering sein, da die benötigte Kompressorleistung maßgeblich vom Druckverhältnis zwischen Kondensationsdruck und Verdampfungsdruck abhängig ist und somit ein flacher Verlauf der Dampfdruckkurve von Vorteil ist.

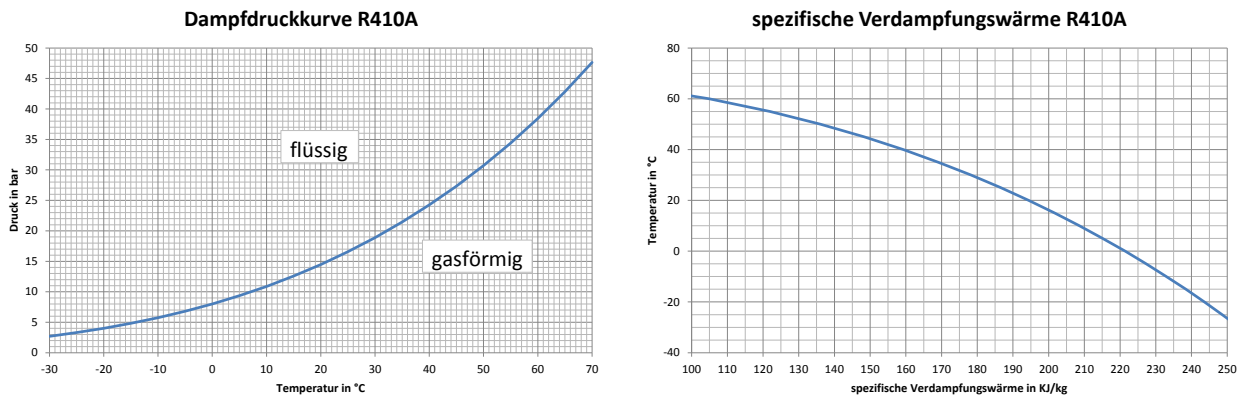


Abbildung 2: Dampfdruckkurve und spezifische Verdampfungswärme

Wesentlichen Einfluss auf den Verdampfungsdruck hat der Verlauf der Außenlufttemperatur, welche zugleich die Quelleneintrittstemperatur für den Verdampfer darstellt. Die dem Verdampfer zugeführte Wärmeleistung ( $\dot{Q}_c$ ) berechnet sich wiederum als Produkt von Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ) und Enthalpiedifferenz ( $\Delta h_{ref}$ ).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{ref} \text{ [kW]} \quad \text{Gl. 2-7}$$

Generell kann die übertragene Wärmeleistung ( $\dot{Q}_{h,exchanger}$ ) für einen Wärmetauscher nach:

$$\dot{Q}_{h,exchanger} = U \cdot A \cdot \Delta T_{log} \text{ [kW]} \quad \text{Gl. 2-8}$$

berechnet werden. Dabei entspricht  $U$  dem Wärmedurchgangskoeffizienten,  $A$  der Wärmetauscherfläche und  $\Delta T_{log}$  der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz, die sich aus der Temperaturdifferenz der Medien am Eintritt bzw. am Austritt des Wärmetauschers ergibt. Die wesentlichen Parameter um gezielt die Verdampferleistung zu variieren, ist eine Veränderung des Kältemittelmassenstromes bzw. des Luftmassenstromes durch



drehzahlgeregelte Kompressoren bzw. Lüfter. Analoges gilt für den Kondensator, wobei hier natürlich die vorgegebene Raumluftinnentemperatur, welche die Senken-Eintrittstemperatur repräsentiert, eine weitere Möglichkeit der Leistungsanpassung bietet. Tabelle 1 stellt die wesentlichen Einflüsse auf die Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur dar, wobei eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur um je 1 K zu einer Erhöhung des COP von ca. 3 - 4 % und eine Verminderung der Kondensationstemperatur um je 1 K zu einer Erhöhung des COP von ca. 1 – 2 % führt [6]. Der Leistungsbedarf des Kompressors hängt im Wesentlichen vom Druckverhältnis und somit von den thermodynamischen Zuständen des Kältemittels am Eintritt- bzw. Austritt, welche wiederum durch die Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperaturen vorgegeben sind, ab.

Tabelle 1: Generelle Einflüsse auf Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur

<b>Einfluss</b>	<b>Verdampfungs- temperatur</b>	<b>Kondensations- temperatur</b>
Außenlufttemperatur steigt	steigt	-
Vergrößerung der Wärmetauscherfläche	steigt	sinkt
Vereisung bzw. Verschmutzung (U-Wert Wärmetauscher sinkt)	sinkt	steigt
Erhöhung des Luftmassenstromes	steigt	sinkt
Raumlufttemperatur steigt	-	steigt

## 2.2 Komponenten des Kältemittelkreislaufes

Die wesentlichen Komponenten für den ordnungsgemäßen Betrieb des Kältekreislaufes sind der Kompressor, der Kondensator, die beiden Drosselorgane (TXV & TXV1/2) und der Verdampfer (Abbildung 3). Der Flüssigkeitsabscheider (Akkumulator) vor dem Kompressor, hat die Aufgabe bei wechselnden Betriebsbedingungen sicherzustellen, dass keine Flüssigkeit vom Kompressor angesaugt wird. Am tiefsten Punkt des U-förmigen Rohres befindet sich in der Regel eine Ölbohrung, die zur Ölrückführung in den Kompressor dient (bei der Wärmepumpenanlage auf Burg Rabenstein erfolgt die Ölrückführung durch eine externe Leitung). Der Flüssigkeitstank zwischen den zwei Expansionsventilen dient im Wesentlichen dazu, das sich ändernde Volumen des Kältemittels bei unterschiedlichen Betriebszuständen auszugleichen. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass der Zustand des Kältemittels am Behälter-Eintritt bzw. Austritt des Flüssigkeitstanks sowohl im Heiz- als auch Abtau- bzw. Kühlbetrieb, stets flüssig ist und somit nicht als Zweiphasengemisch vorliegt. Das Expansionsventil TXV befindet sich am Austritt aus dem Kondensator. Somit besitzt jedes Innengerät eine eigene Drossel und es kann daher pro Innengerät die Unterkühlung in Abhängigkeit der Temperaturen vor und nach dem Kondensator geregelt werden. Der Kältemittelmassenstrom wird in Abhängigkeit der Ventilator-Ansauglufttemperaturen der Innengeräte und der Temperatur am Kompressor-Eintritt geregelt. Für den eigentlichen Drosselvorgang vom Kondensationsdruck auf den Verdampfungsdruck sind zwei parallel geschaltete Expansionsventile TXV1/2 verbaut, die in weiterer Folge in Abhängigkeit der Temperaturen vor und nach dem Kompressor die Überhitzung regeln. Bei den Expansionsventilen handelt es sich um pulsmagnetgesteuerte Ventile, wo in Abhängigkeit der Pulse pro Minute ein gewisser Öffnungsquerschnitt freigegeben wird und somit der Durchfluss reguliert wird.

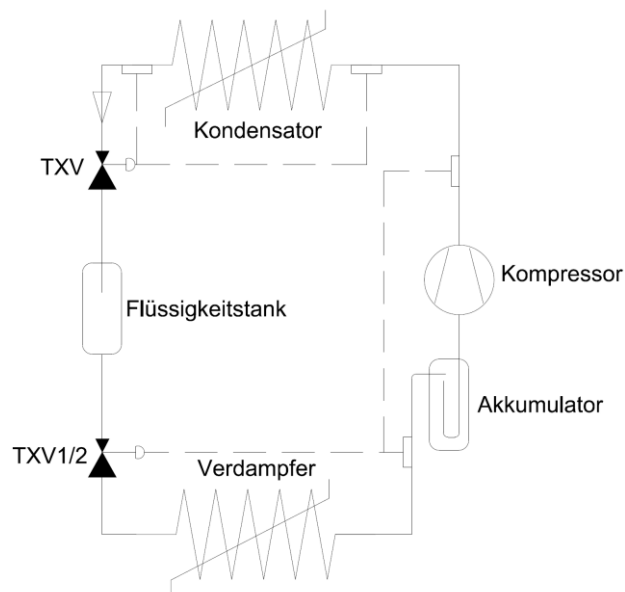


Abbildung 3: Vereinfachte Darstellung des Kältekreislaufes auf Burg Rabenstein

Bei den, in der betrachteten realen Anlage, verbauten Kompressoren handelt es sich um drehzahlgeregelte Doppel-Rollkolben-Kompressoren die nahezu keine Vibrationen aufweisen und sehr kompakt und zuverlässig sind. Je nach geforderter Leistungsanforderung der Innengeräte, werden die Drehzahl und die damit verbundene Heizleistung geregelt. Weiteres kann durch den Betrieb lediglich eines Außengerätes der Außeneinheit, sowie die wahlweise Selektion der zwei Doppel-Rollkolben-Kompressoren pro Außengerät, eine Anpassung an die geforderte Heizleistung erfolgen.

Die Regelung der Außenluftventilatoren erfolgt im Heizbetrieb aufgrund der Temperatur am Verdampfer-Eintritt, währenddessen im Kühlbetrieb der Druck am Kompressor-Austritt zur Regelung herangezogen wird. Sinkt im Heizbetrieb die Verdampfungstemperatur aufgrund einer Verringerung der Außenlufttemperatur ab, wird, um dieselbe geforderte Heizleistung zu erbringen, die Kompressor- bzw. Außenluftventilator-Drehzahl erhöht. Im Gegensatz dazu führt im Kühlbetrieb eine Erhöhung des Druckes am Kompressor-Austritt, der dem Kondensationsdruck entspricht, ebenfalls zu einer Erhöhung der Kompressor- bzw. Außenluftventilator-Drehzahl, vorausgesetzt die geforderte Wärmeleistung ändert sich nicht.

### 2.3 Wärmepumpe im Heizbetrieb

Die Außengeräteeinheiten der analysierten Kältekreisläufe befinden sich zwischen dem Schlosstrakt und dem Nordtrakt der Burg Rabenstein und werden in Abbildung 10 schematisch dargestellt. In Abbildung 4 wird der Kältekreislauf der Außeneinheit AG8 bestehend aus dem Master (Außengerät AG8) und dem Slave (Außengerät AG8/1) etwas detaillierter und mit den für die Funktion wesentlichen Komponenten dargestellt, wenngleich es sich immer noch um eine vereinfachte Darstellung des tatsächlichen Kältekreislaufes handelt. Pro Außengerät sind je zwei parallel geschaltete Verdampfer und zwei Doppel-Rollkolbenkompressoren verbaut, die mit einer Drehzahl im Bereich von 900 – 9000 Umdrehungen pro Minute betrieben werden können.

Zur Bestimmung der Enthalpiedifferenz (siehe Gl. 2-5) wurden einerseits am Kompressor-Austritt ein Pt100 Temperaturfühler und ein Absolutdruckaufnehmer ( $t_2, p_2$ ) und andererseits in der Sammelleitung am Austritt aller Innengeräte ebenso ein Temperaturfühler ( $t_3$ ), der im Massenstromessgeräte ( $\dot{m}_{ref}$ ) integriert ist, sowie ein Absolutdruckaufnehmer ( $p_3$ ), installiert. Die Messstelle 3 (Kondensator-Austritt) wurde als Bypass ausgeführt. Zur Erfassung der elektrischen Energieaufnahme wurden pro Außengerät elektronische Drehstromzähler (siehe Abbildung 19) integriert, die zwischen die drei-phasige Anspeisung geschaltet sind. Um Informationen über die Temperaturen der Wärmequelle zu erhalten, werden am Verdampfer der

Außengeräte die Ansaugluft ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) -bzw. Ausblaslufttemperaturen ( $t_{\text{outdoor,out}}$ ) mit Thermoelementen des Typs K (siehe Abbildung 20) gemessen. Die Temperaturen der Wärmesenke werden nur durch die jeweiligen Raumlufttemperaturen ( $t_{\text{room}}$ ) repräsentiert und stellen somit nur einen Anhaltswert für die Ein- bzw. Austrittstemperatur des Kondensators dar. Im Kältekreislauf AG8 wurden vor dem Kompressor im Außengerät AG8 ein Anlegetemperaturfühler ( $t_1$ ) auf der und ein Absolutdruckaufnehmer ( $p_1$ ) in der Kältemittelleitung installiert, um den Kompressor-Eintrittszustand zu erfassen. Es sei erwähnt, dass nur das Außengerät AG8 im Gegensatz zu allen anderen vermessenen Kältekreisläufen (AG3, AG9) mit diesen zwei zusätzlichen Sensoren bestückt ist.

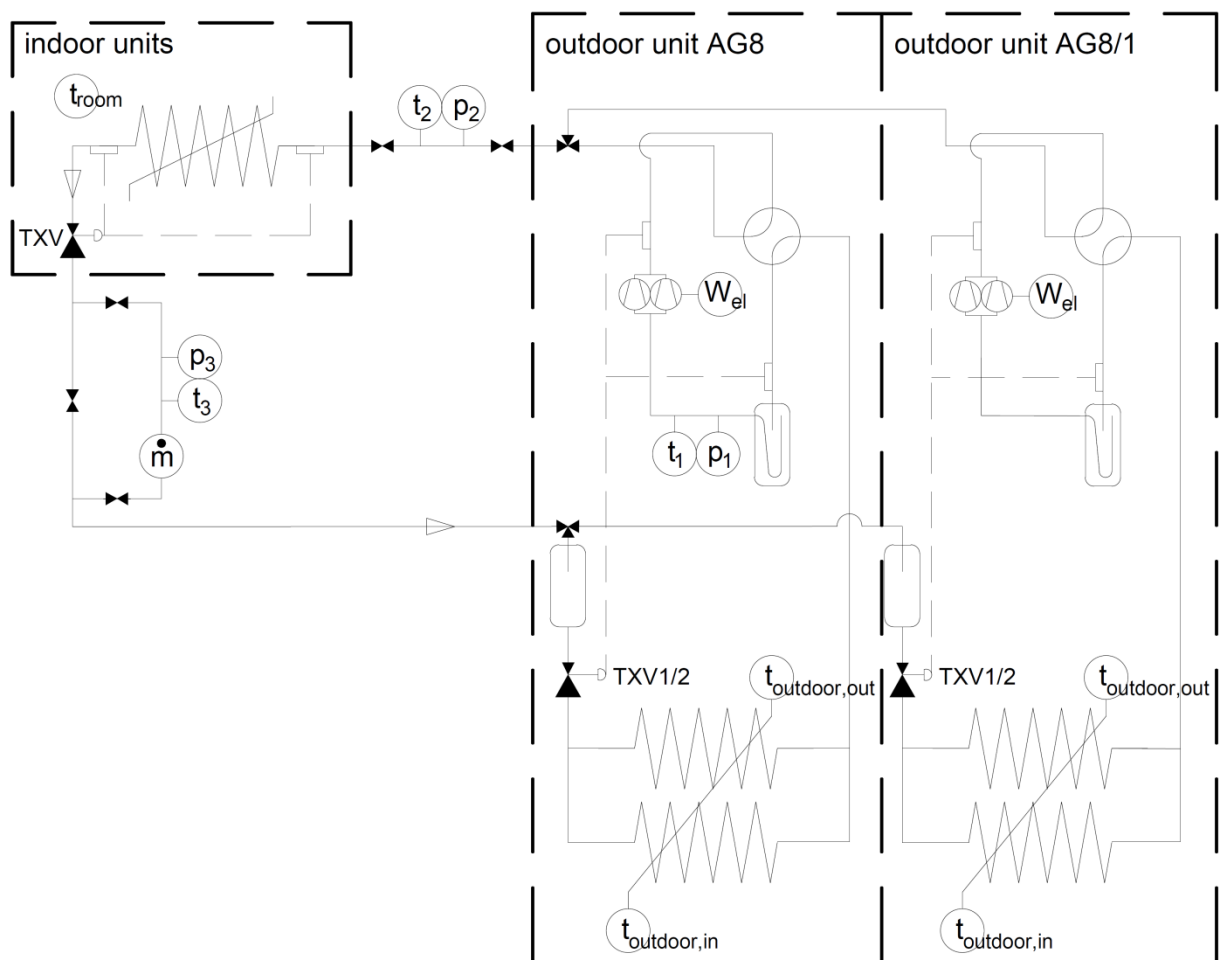


Abbildung 4: Schematischer Kältekreislauf der Luft/Luft-Wärmepumpe im Heizbetrieb, mit der Positionierung der einzelnen Messpunkte des AG8

In Abbildung 5 ist das zugehörige T/h-Diagramm des Kältekreislaufes im Heizbetrieb mit den in Abbildung 4 dargestellten Messstellen abgebildet. Wie bereits erwähnt, werden die Temperaturen der Wärmesenke nur durch die Raumtemperaturen ( $t_{\text{room}}$ ) gebildet, was im T/h-Diagramm einer geraden Linie entspricht. Für die exakte Bestimmung müssten die Ansaugluft-

bzw. Ausblaslufttemperatur von jedem Innengerät gemessen werden. (Analysen dazu siehe Kap. 4.6)

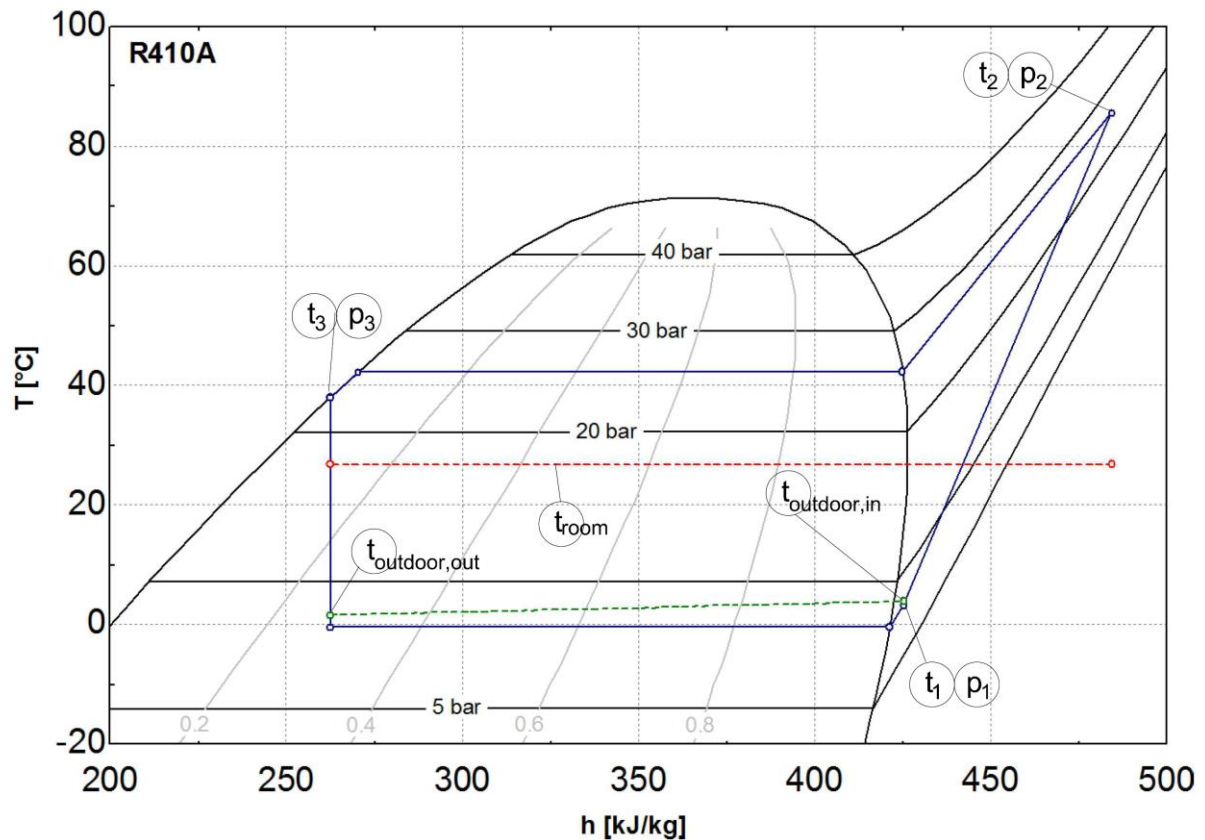


Abbildung 5: Exemplarisches T/h-Diagramm des Kältekreislaufes im Heizbetrieb mit den in Abbildung 4 dargestellten Messstellen

### Bestimmung der Wärmeleistungen im Heizbetrieb

Der Zustand des Kältemittels am Austritt des Kompressors befindet sich im überhitzten Gebiet und somit lässt sich die Enthalpie ( $h_{ref,2}$ ) durch den Druck ( $p_2$ ) und die Temperatur ( $t_2$ ) berechnen. Am Austritt des Kondensators liegt das Kältemittel in flüssiger Form vor, weshalb der thermodynamische Zustand des Kältemittels ( $h_{ref,3}$ ), der durch den Druck ( $p_3$ ) und die Temperatur ( $t_3$ ) definiert ist, auf der linken Grenzkurve des in Abbildung 5 dargestellten T/h-Diagrammes liegen muss. Die an den Innengeräten (Kondensator) abgegebene Wärmeleistung ( $\dot{Q}_h$ ) lässt sich somit als Produkt des Kältemittelmassenstromes ( $\dot{m}_{ref}$ ) und der Enthalpiedifferenz bestimmen:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2} - h_{ref,3}) \text{ [kW]} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Analog dazu wird die an den Außeneinheiten (Verdampfer) aufgenommene Wärmeleistung ( $\dot{Q}_c$ ) durch die Bestimmung der Enthalpie des Kältemittels am Verdampfer-Austritt ( $h_{1,ref}$ , entspricht dem Kompressor-Eintritt) das sich im überhitzten Zustand befindet und durch den Druck ( $p_1$ ) und die Temperatur ( $t_1$ ) definiert ist, sowie der Enthalpie am Verdampfer-Eintritt und den Kältemittelmassenstrom bestimmt. Aufgrund eines isenthalpen Drosselvorganges sind die Enthalpien am Kondensator-Austritt und Verdampfer-Eintritt ( $h_{ref,3}$ ) ident.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,1} - h_{ref,3}) \text{ [kW]} \quad \text{Gl. 2-10}$$

### 2.4 Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb

Durch Umschaltung des Vierwegeventils lässt sich die Wärmepumpe auch zum Kühlen bzw. zum im Heizbetrieb notwendigen Abtauen verwenden. Durch die Abkühlung der Außenluft lässt sich zwar ein Teil durch latente Wärme gewinnen, aber das in der feuchten Luft enthaltene Wasser wird als Flüssigkeit am Verdampfer abgeschieden. Dadurch bildet sich bei Kühlflächentemperaturen unter 0 °C Eis und behindert somit den Wärmedurchgang und den Luftdurchtritt. Typischerweise ist dieser Effekt am größten, wenn die Kühlflächentemperatur gerade 0 °C unterschreitet und Außenluft mit hohem Feuchtegehalt angesaugt wird. Bei ca. 4 - 7 °C Außenlufttemperatur ist der Effekt der Vereisung somit am Größten [7]. Der Wärmetauscher der Außengeräte wird im Kühlbetrieb vom Verdampfer zum Kondensator und die Wärme wird an die Umgebung abgegeben. Die Innengeräte fungieren als Verdampfer und entziehen somit den Innenräumen bzw. den Innengeräten Wärme (Abbildung 6). Um die Behaglichkeit während des Abtauvorganges nicht zu beeinträchtigen, wird die Ventilator Drehzahl der Innengeräte auf eine gesonderte Minimalstufe, speziell für diesen Betriebsmodus, reduziert. Dadurch wird die Wärme vorwiegend aus der gespeicherten Energie des Kältemittels und des Wärmetauschers entzogen. Die Messstelle 2 bestehend aus dem Absolutdruckaufnehmer ( $p_2$ ) und dem Pt100-Temperaturfühler ( $t_2$ ) erfasst nun den Zustand am Verdampfer-Austritt (Man beachte: im Heizbetrieb wurde der Zustand vor dem Kondensator damit gemessen).

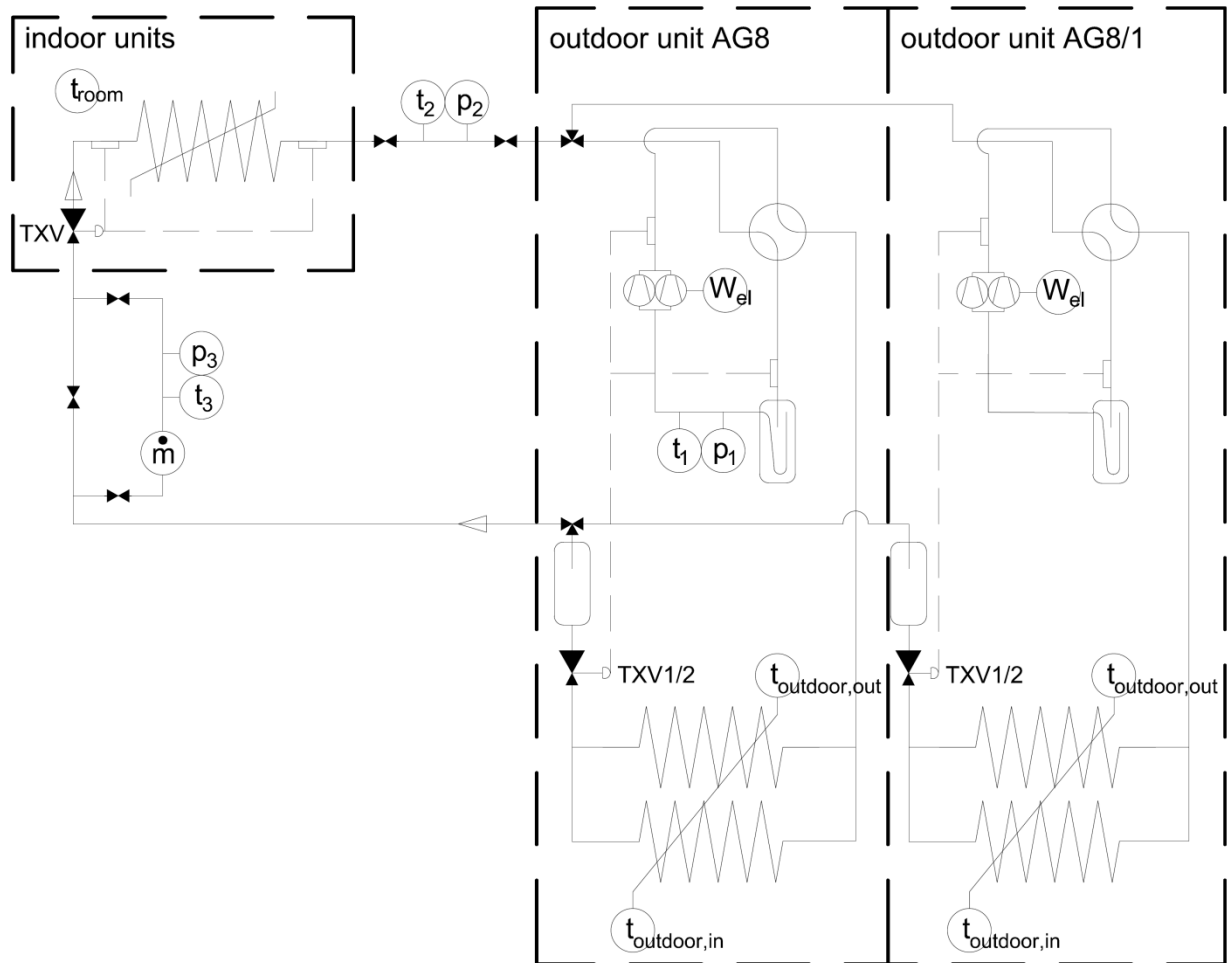


Abbildung 6: Schematischer Kältekreislauf der Luft/Luft-Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb, mit der Positionierung der einzelnen Messpunkte des AG8

In Abbildung 7 wird das zugehörige T/h-Diagramm mit den in Abbildung 6 dargestellten Messstellen im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb dargestellt.

#### Bestimmung der Wärmeleistungen im Kühl- bzw. Abtaubetrieb

Im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb wird die an den Innengeräten (Verdampfer) aufgenommene Wärmeleistung ( $\dot{Q}_c$ ) durch das Produkt von Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{ref}$ ) und Enthalpiedifferenz am Verdampfer gebildet. Dabei kann aufgrund der zusätzlich installierten Messensoren im Kältekreislauf AG8, die Enthalpie ( $h_{1,ref}$ ) direkt am Eintritt des Kompressors (Messstelle 1) bestimmt werden, währenddessen beim Kältekreislauf AG3 und AG9 die Messstelle 2 zur Ermittlung der Enthalpie am Verdampfer-Austritt ( $h_{2,ref}$ ) herangezogen wird.

für AG8:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,1} - h_{ref,3}) \text{ [kW]}$$

Gl. 2-11

für AG3 bzw. AG9:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2} - h_{ref,3}) \text{ [kW]} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Die Enthalpie am Kondensator-Austritt ( $h_{3,ref}$ ) wird für beide Fälle durch die Messstelle 3 berechnet. Die an den Außeneinheiten (Kondensator) abgegebene Wärmeleistung kann mit der derzeit installierten Messtechnik nicht explizit erfasst werden, da der Zustand des Kältemittels am Kompressor-Austritt im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb nicht erfasst wird.

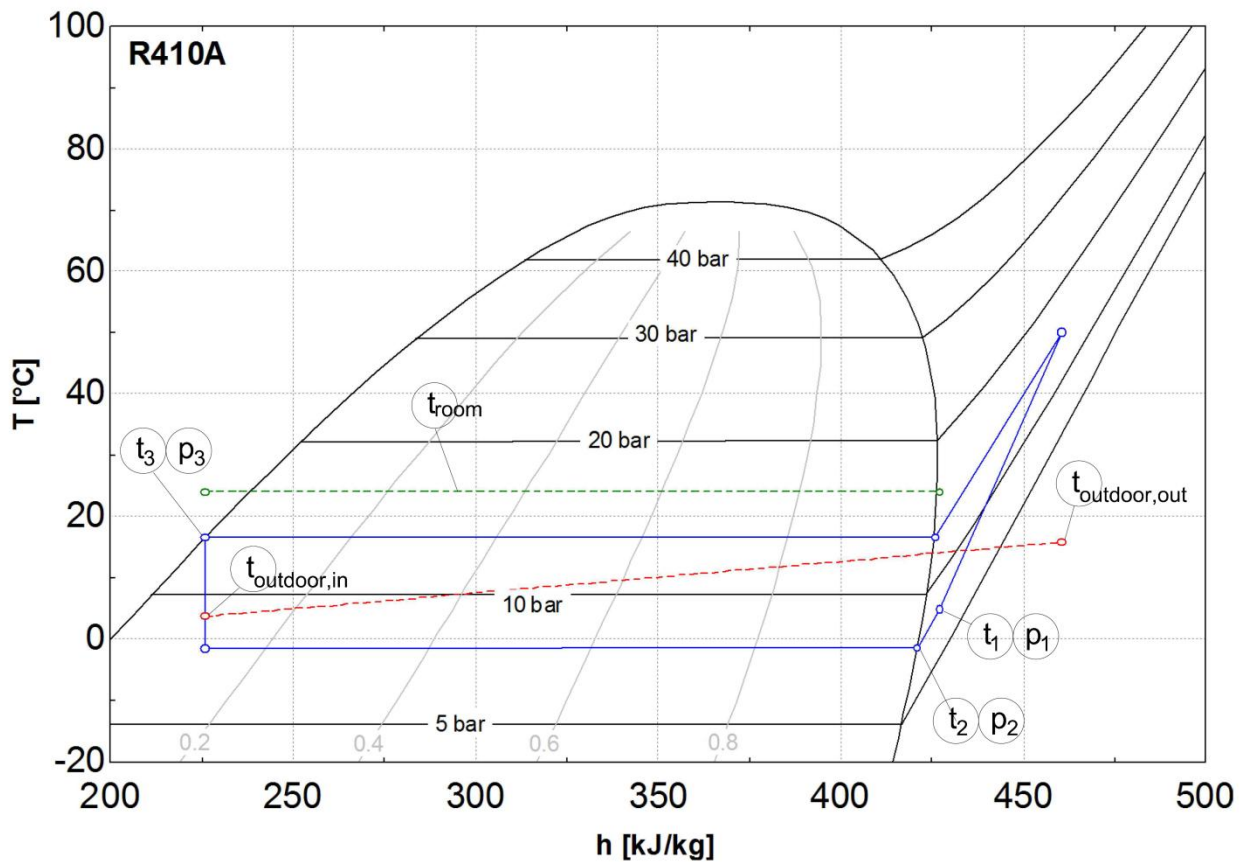


Abbildung 7: Exemplarisches T/h-Diagramm des Kältekreislaufes im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb mit den in Abbildung 6 dargestellten Messstellen



## 2.5 Isentroper Kompressorwirkungsgrad

Die Aufgabe des Kompressors im Kältekreislauf ist, das Arbeitsfluid von Verdampfungsdruck auf Kondensationsdruck anzuheben, wobei die ideale Zustandsänderung des adiabaten Kompressors isentrop erfolgt und sich somit eine Austrittstemperatur entsprechend des Kondensationsdruckes und der Entropie am Eintritt des Kompressors einstellt. Die Zustandsänderung des realen Prozesses erfolgt polytrop und es stellt sich somit aufgrund der Entropiezunahme eine entsprechend höhere Austrittstemperatur als im isentropen Fall ein. Das Verhältnis zwischen isentroper Zustandsänderung ( $h_{2is} - h_1$ ) und realer Zustandsänderung ( $h_2 - h_1$ ) wird mit dem isentropen Wirkungsgrad des Kompressors ( $\eta_{is}$ ) beschrieben:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is,ref} - h_{1,ref}}{h_{2,ref} - h_{1,ref}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-13}$$

Aufgrund der Divergenz der Isobaren folgt eine Abhängigkeit des Isentropenwirkungsgrades vom Druckverhältnis, da mit steigendem Druckverhältnis die Prozessverluste größer werden und sich somit der isentrope Wirkungsgrad des Kompressors verschlechtert. Das benötigte Druckverhältnis um den erforderlichen Temperaturhub zu realisieren, ist wiederum stark vom verwendeten Kältemittel abhängig (siehe Abbildung 2 links).

Der mechanische Wirkungsgrad des Kompressor ( $\eta_m$ ) lässt sich folgendermaßen definieren:

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2,ref} - h_{1,ref})}{P_{el}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-14}$$

daraus folgt der effektive isentrope Wirkungsgrad ( $\eta_{is,eff}$ ) des Kompressors:

$$\eta_{is,eff} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot (h_{2is,ref} - h_{1,ref})}{P_{el}} \quad [-] \quad \text{Gl. 2-15}$$

### 3 MESSTECHNIK

Der Gebäudekomplex auf Burg Rabenstein setzt sich aus drei großen Bereichen (Schlosstrakt, Nordtrakt und Konferenztrakt) zusammen (Abbildung 8). Für die Beheizung einer Gesamtwohnnutzfläche von ca. 2500 m<sup>2</sup> sind insgesamt elf Kältekreisläufe (AG1 – AG11) und 72 Innengeräte mit einer Gesamtnennheizleistung (bei 20 °C Raumluftinnentemperatur und 7 °C Außenlufttemperatur) von 546 kW installiert.



Abbildung 8: Ansicht der Burg Rabenstein vom Norden

Für die Vermessung wurden insgesamt drei Kältekreisläufe ausgewählt, wobei einer für die Beheizung des Rittersaales im Schlosstrakt und die zwei anderen den gesamten Nordtrakt versorgen (Tabelle 2).

Tabelle 2: Ausgewählte Kältekreisläufe zur Vermessung (Nordtrakt und Schlosstrakt)

Kältekreislauf	Raum / Bereich	Anzahl der Innengeräte	Nennheizleistung	Heizlast lt. Simulation [8]
AG3	Rittersaal / Schlosstrakt	8	57 kW	- <sup>(1)</sup>
AG8	Bar & Gewölbe / Nordtrakt	9	76 kW	8,6 kW
AG9	Concert Hall & Galerie / Nordtrakt	12	76 kW	14,6 kW

<sup>(1)</sup> wurde für AG3 (Rittersaal) nicht berechnet

In Abbildung 9 werden die Kältekreisläufe auf Burg Rabenstein schematisch dargestellt, wobei auch die Positionen der Außeneinheiten zwischen dem Schloss- und Nordtrakt erkennbar sind.

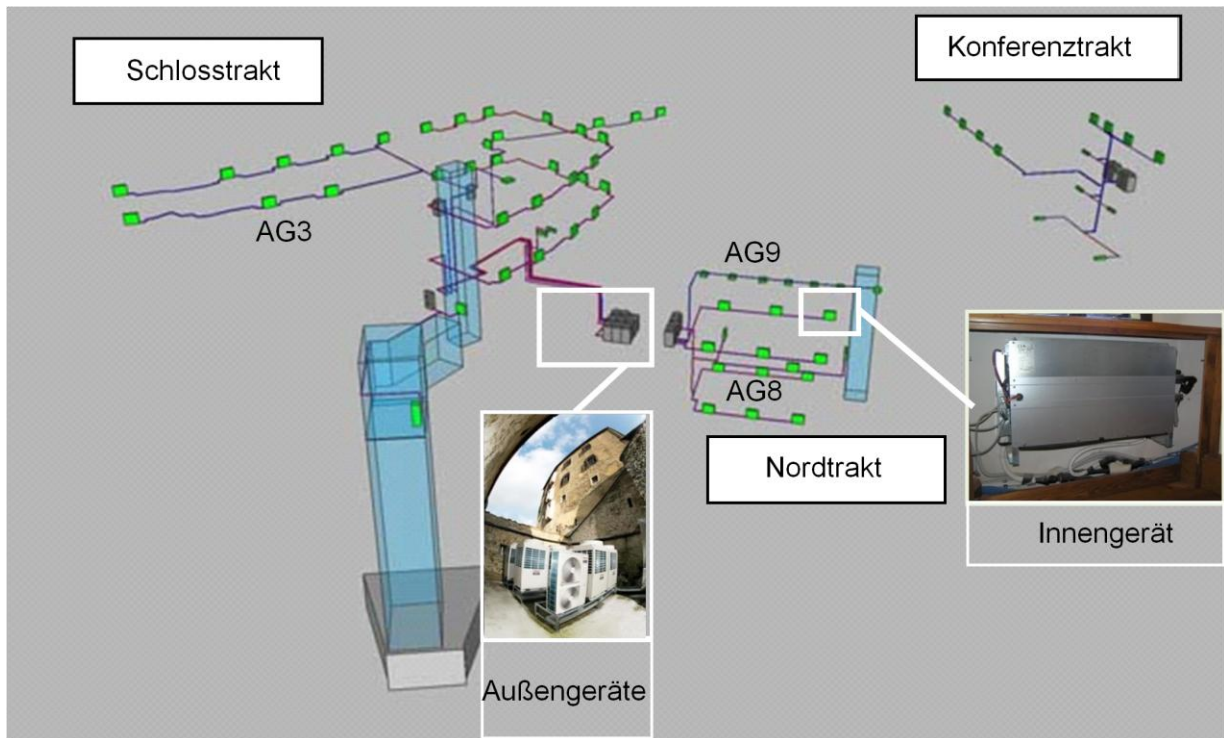


Abbildung 9: Schematische Darstellung der Kältekreisläufe auf Burg Rabenstein

(Quelle: [www.burg-rabenstein.at](http://www.burg-rabenstein.at) und eigene Darstellung)

### 3.1 Übersicht der Positionierung der verbauten Messsensorik

In Abbildung 10 sind die Außengeräteeinheiten der zu vermessenden Kreisläufe, die sich allesamt zwischen Nordtrakt und Schlosstrakt befinden, schematisch dargestellt. Auch die Position des Schaltschranks und die einzelnen Messsensoren gehen daraus hervor. Die Außengeräteeinheit AG8 bzw. AG9 versorgen im Nordtrakt die Bereiche Bar und Gewölbe bzw. Galerie und Concert Hall während AG3 im Schlosstrakt den großen Rittersaal mit Wärme versorgt. Näheres zu den Kältekreisläufen der Burg Rabenstein findet sich in der Diplomarbeit von Tockner Andreas [8].

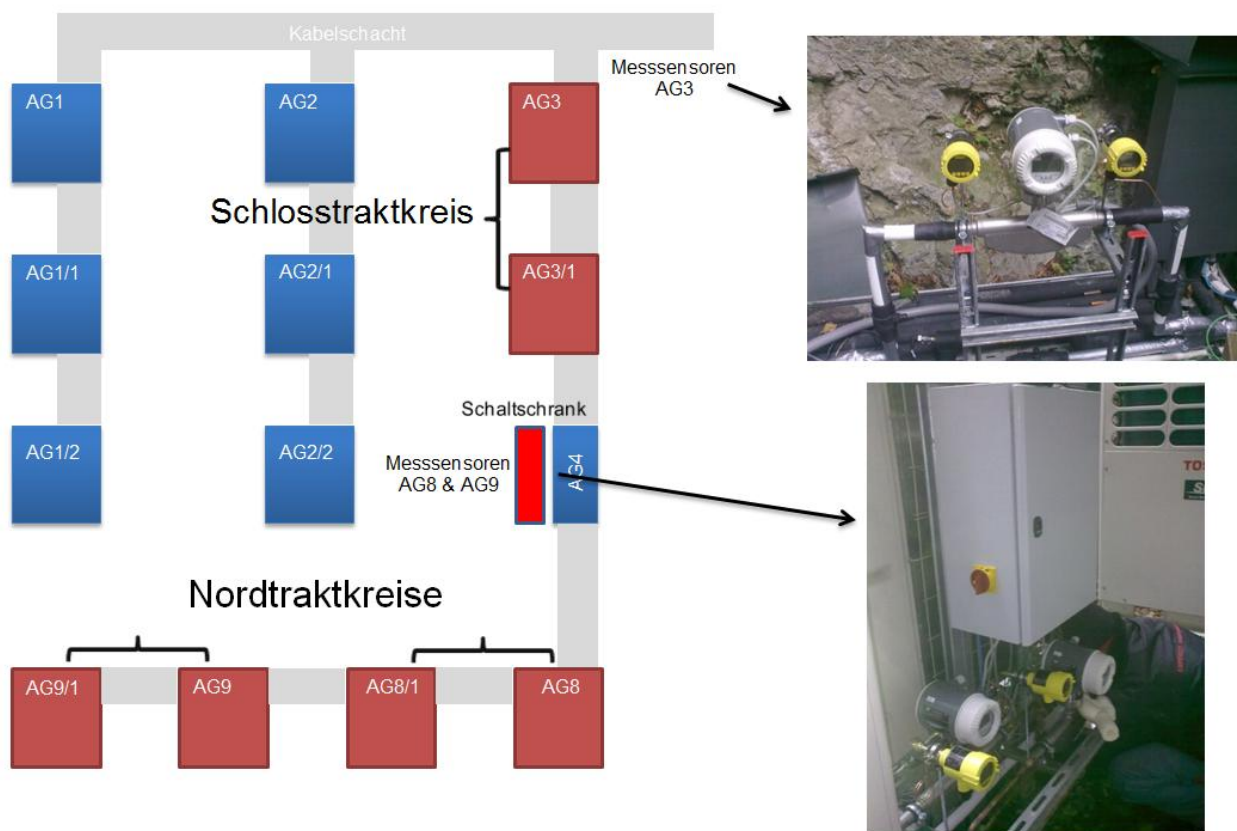
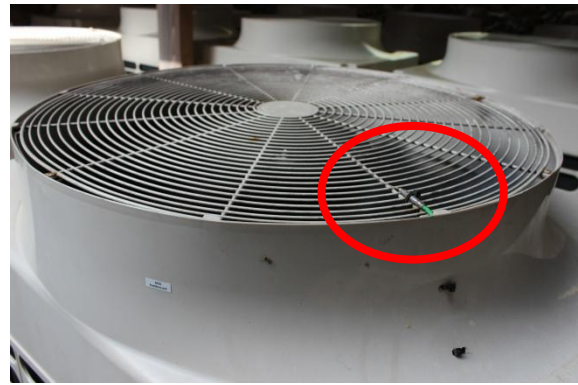


Abbildung 10: Außengeräteeinheiten (Rot - gemessene Kältekreisläufe) und die Situierung der Messsensorik

Einen Überblick über die installierte Messtechnik liefert Abbildung 11, Abbildung 12 und Abbildung 13, wo die Positionen der Messsensoren erkenntlich sind. In Abbildung 14 wird der Flüssigkeitstank und der Akkumulator eines Außengerätes dargestellt.

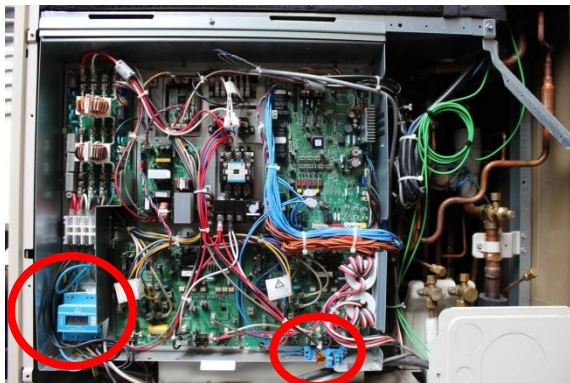


Messstelle:  $t_{\text{outdoor,in}}$   
(Thermoelement Typ K)

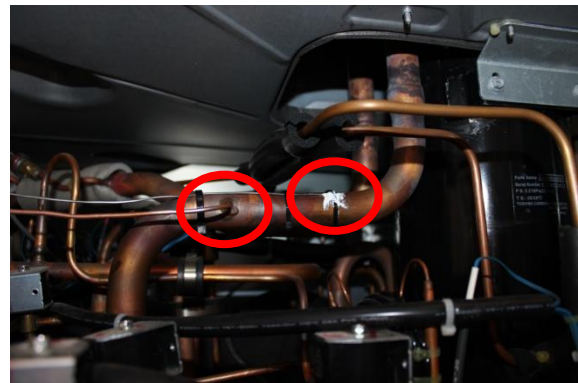


Messstelle:  $t_{\text{outdoor,out}}$   
(Thermoelement Typ K)

Abbildung 11: Messstelle der Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) bzw. Ausblaslufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,out}}$ ) des Außengerätes AG3/1



Messstelle:  $W_{el}$  & Abtau aktiv  
(Energiezähler & Relay)



Messstelle:  $p_1$  &  $t_1$  (nur AG8)  
(Drucksensor & Thermoelement Typ K)

Abbildung 12: Messstelle der elektrischen Energieaufnahme des Außengerätes AG3/1, sowie Drucksensor und Anlegetemperaturfühler vor dem Kompressor (AG8)



Schaltschrank mit Messsensoren (t, p,  $\dot{m}$ ) der Nordtraktkreise (AG8 & AG9)

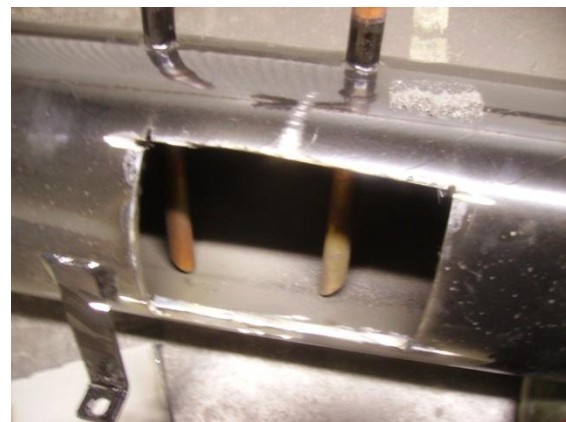


Messsensoren (t, p,  $\dot{m}$ ) des Schlosstraktkreises (AG3)

Abbildung 13: Schaltschrank und Messsensoren der Kältekreisläufe AG3, AG8 und AG9



Flüssigkeitstank und Akkumulator (AG8)



Aufgeschnittener Flüssigkeitstank  
(Quelle: Pichler Markus, FA. Aircond)

Abbildung 14: Flüssigkeitstank und Akkumulator (siehe Kap. 2.2) des Außengerätes AG8

### 3.2 Messdatenerfassung

Auf Burg Rabenstein ist bereits ein Messsystem (Testo-Server) installiert, das zur Erfassung sämtlicher Raumlufttemperaturen und der Außenlufttemperatur, sowie der dazugehörigen relativen Luftfeuchten dient. Zusätzlich wurde nun die Produktserie Q.series der Firma Gantner Instruments [9] als Messsystem verbaut. Durch den modularen Aufbau und damit verbundenen hohen Flexibilitätsgrad des Messsystems konnte eine genaue Anpassung an die geforderte Messaufgabe gewährleistet werden. Kernstück bildet der Q.gate Test Controller, der den Datenaustausch mit der Automatisierungsebene realisiert. An den Controller können bis zu 32 Messmodule (16 pro serieller Schnittstelle) angeschlossen werden.

Zur Aufnahme der Betriebszustände Druck ( $p$ ), Temperatur ( $t$ ), Massenstrom ( $\dot{m}$ ) und Energiemenge ( $W_{el}$ ) des jeweiligen Kreislaufs, wurden insgesamt acht Module benötigt. Zwei Module des Typs D101 mit je 8 digitalen Ein- bzw. Ausgängen (Abbildung 15) zur Erfassung,

- der aufgenommenen elektrischen Energiemenge
- des momentanen Betriebsmodus (Heizen/Kühlen bzw. Abtaubetrieb) und
- der Flussrichtung und somit Überprüfung des Betriebsmodus.



Abbildung 15: Belegung der digitalen Module D101 (softwareinterne Bezeichnung D101(1/1) bzw. D101(1/2) mit den Messpunkten (Energiezähler, Flussrichtung, Abtau)

Weiters wurden vier Module des Typs A107, mit je vier universellen analogen Eingängen, zur Aufnahme von

- Druck,
- Temperatur und
- Massenstrom

verwendet (siehe Abbildung 16)

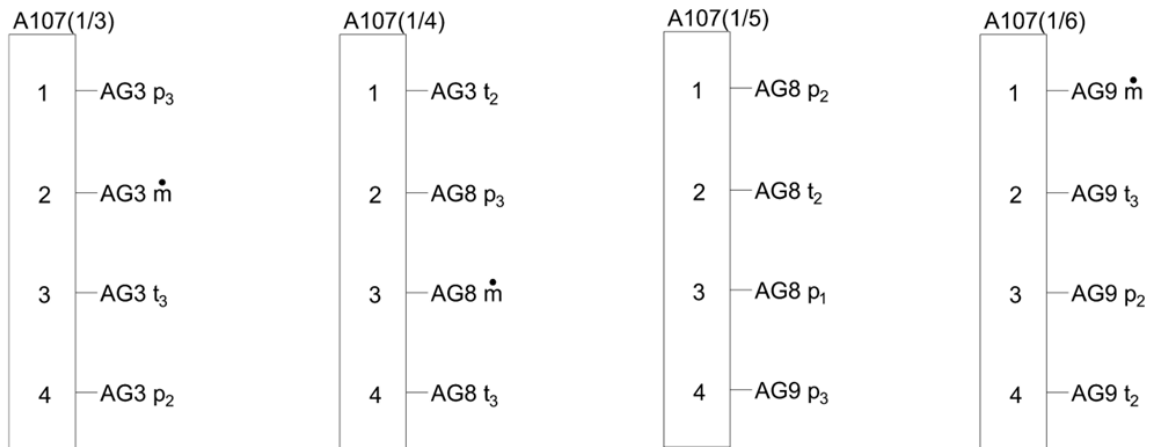


Abbildung 16: Belegung der analogen Module A107 mit den Messpunkten ( $t$ ,  $p$ ,  $\dot{m}$ ) der gemessenen Kältekreisläufe

Zwei Module des Typs A104 mit je acht analogen Eingangskanälen zur Messung,

- der Ansaug- bzw. Ausblastemperatur pro Außengerät und
- der Kompressor Eintrittstemperatur mittels Anlegetemperaturfühler (AG8  $t_1$ )

wurden installiert (siehe Abbildung 17).

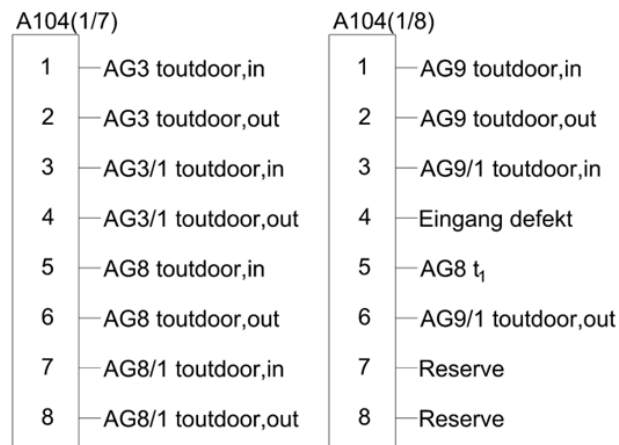


Abbildung 17: Belegung der analogen Module A104 mit den Messpunkten ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ,  $t_{\text{outdoor,out}}$ ,  $t_1$ ) der gemessenen Kältekreise

Für die Massenstrommessung dient ein Coriolis Durchflussmessgerät (CoriolisMaster FCB350) der Firma ABB [10] (Abbildung 18 Links), welches in der Regel eine Messungengenauigkeit von 0,15 % vom Messwert aufweist (siehe Abbildung 22). Zusätzlich beinhaltet das Gerät noch einen Stromausgang für die Dichte oder Temperaturmessung, die den Einbau eines zusätzlichen Pt100 Fühlers auf der Flüssigseite des Kältekreislaufs erspart.



Die Druckmessung erfolgt mittels keramisch kapazitiv arbeitender Sensoren der Firma Vega [11] (Abbildung 18 rechts) welche ein Ausgangssignal von 4 bis 20 mA liefern. Als druckführender Anschluss dient ein 3 mm Kupferrohr, welches direkt in den Kältekreislauf eingelötet wurde.

Die Temperaturmessung des Kältemittels am Kompressor-Austritt wurde durch nass eingebaute Pt100 Fühler (Abbildung 19) realisiert, die ebenfalls eingelötet wurden.

Zur Erfassung der Ansauglufttemperaturen ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) und Ausblastemperaturen ( $t_{\text{outdoor,out}}$ ) der Außengeräte, sowie zur Erfassung der Kompressor-Eintrittstemperatur des Außengerätes AG8, wurden Thermoelemente des Typs K verbaut (Abbildung 20).

Sowohl die in den Massenstrommessgeräten integrierten Temperaturfühler, als auch die Pt100 Sensoren wurden vor dem Einbau durch eine Referenzmessung mit einem geeichten Gerät kalibriert. Dazu wurden drei Fixtemperaturpunkte (1 °C, 50 °C und 95 °C) mittels Kryostat bzw. Thermostatbecken, welches ein Wasserbad mit konstanter Temperatur bereitstellt, angefahren und anschließend der arithmetische Mittelwert der sekundlich aufgezeichneten Messwerte über einen zweiminütigen Zeitraum gebildet. Die lineare Charakteristik des Pt100 Fühler, sprich der Widerstand ändert sich annähernd linear mit der Temperatur, erlaubt es nun durch Kenntnis der Erwartungswerte und der Messwerte die Methode der kleinsten Fehlerquadrate anzuwenden, die eine ideale lineare Anpassung der Daten ermöglicht.



Coriolis Durchflussmessgerät (Quelle: Datenblatt Coriolismaster FCB350 18.04.2014)



Druckmessgerät (Quelle: Betriebsanleitung VEGABAR 52 18.04.2014)

Abbildung 18: Durchflussmessgerät und Druckmessgerät



Abbildung 19: Pt100-Temperaturfühler (links) und elektronischer Drehstromzähler Eltako DSZ 12D-3x65 A (rechts)



Abbildung 20: Thermoelement Typ K

Um die Effizienz der Wärmepumpenkreise ermitteln zu können, bedarf es neben der Kenntnis der abgegebenen Wärmemengen, noch die Kenntnis der aufgenommenen elektrischen Leistung der Außengeräte, welche mittels elektronischem Drehstromzähler, der 1000 Impulse pro Kilowattstunde ausgibt, erfasst wird. Diese Impulse werden anschließend mit den digitalen Modulen aufsummiert (Abbildung 19 rechts).

### 3.3 Messmodule

Wie bereits einleitend erwähnt dient ein Messsystem der Firma Gantner Instruments [9] zur Aufzeichnung der Daten. Die allesamt auf einer Hutschiene montierten Module als auch der Controller der Produktreihe Q.series kommunizieren untereinander mit einem seriellen 24-MBaud-Bus und können somit auf Variablen anderer Module zugreifen und diese beispielsweise auch ausgeben. Die Spannungsversorgung erfolgt durch zwei 24 V DC Netzteile, wobei die Kommunikation zwischen Controller und Anwender mittels Ethernet über die Plattform test.commander [9] bewerkstelligt wird. Somit lassen sich die Kanäle sehr einfach und schnell parametrisieren. Mit dieser Software können auch bereits mathematische Operation ausgeführt werden, die zum Beispiel für die Ausgleichsgerade der Pt100 Temperaturmesswerte benötigt werden. Auch spezielle Funktionen, wie das Speichern der Messdaten aus dem internen Ringpuffer des Controllers, der nur ca. 16 Megabyte groß ist, auf den angesteckten USB Stick oder die Email – Sendefunktion werden dort definiert. Mit dem Softwarepaket test.con [9], welches einfaches grafisches Programmieren erlaubt, stehen einem dann eine Vielzahl von Funktionen und Bausteinen zur Verfügung, die es erlauben die mit dem test.commander erstellten Kanäle (Variablen), einzulesen, eine mathematische Operation durchzuführen und wieder auf einen Kanal zurückzuschreiben. (siehe Kap. 8.3)

Folgende Anforderungen wurden an die Messtechnik gestellt:

- Die Zählerstände die von den Energiezählern generiert werden, sollen permanent gespeichert und stromausfallssicher auf dem USB-Stick archiviert werden.
- Alle relevanten Messwerte sollen sekundlich geloggt und ausfallssicher gespeichert werden.
- Der Zugriff auf aktuelle Datenwerte mittels Ethernet soll sowohl vor Ort, als auch über einen VPN-Client gegeben sein.
- Die auf den USB-Stick archivierten Messdaten sollen Vorort und über einen FTP-Server verfügbar sein.

Tabelle 3 liefert einen Überblick über die wesentlichen Eigenschaften der verwendeten Messmodule. Da die Messmodule A104 eine maximale Abtastfrequenz von 100 Hz pro Kanal aufweisen, wurde auch die synchrone Abtastfrequenz des Q.gate Controllers auf diese Frequenz eingestellt.

Tabelle 3: Übersicht der wesentlichen Eigenschaften der verbauten Messmodule

	D101	A104	A107
<b>Eingänge</b>	8 digitale Ein- bzw. Ausgänge	8 galvanisch getrennte analoge Eingangskanäle	4 universelle galvanische getrennte analoge Eingänge
<b>Genauigkeit</b>	0,002 %	0,01 %	0,01 %
<b>Abtastrate pro Kanal</b>	1 MHz	100 Hz	20 KHz
<b>Temperaturbereich</b>	-20 °C bis +60 °C	-20 °C bis +60 °C	-20 °C bis +60 °C
<b>Versorgung</b>	10 bis 30V DC	10 bis 30V DC	10 bis 30V DC
<b>Leistungsaufnahme</b>	2 W	2 W	2,5 W

Mittels der graphischen Programmoberfläche test.con wurden zusätzliche Funktion integriert:

Einerseits werden die Zählerstände der Energiezähler alle 10 Sekunden auf den USB-Stick gesichert, um zu gewährleisten, dass bei einem Controller Neustart, der auch durch einen Ausfall der Versorgungsspannung resultieren kann, die Zählerstände wiederum vom USB-Stick geladen werden. Eine Programmaktualisierung allerdings führt zu einem Verlust der Zählerstände.

Weiteres werden die Enthalpien des Kältekreislaufes AG8 durch den entsprechenden Druck- bzw. die entsprechende Temperatur bestimmt und es wird sekundlich die vom Verdampfer aufgenommene Wärmeleistung und die von den Kondensatoren abgegebene Wärmeleistung im Heizbetrieb bestimmt. Durch eine gleitende Mittelwertbildung der Energiezählerstände des AG8 über einen Zeitraum von 10 Sekunden, wird die momentan aufgenommene Wirkleistung der Außeneinheit AG8 ermittelt und somit der aktuelle COP der Außeneinheit AG8 ausgegeben. In Abbildung 21 wird der Schaltschrank, den Q.gate Controller und die Messmodule beinhaltet, dargestellt.

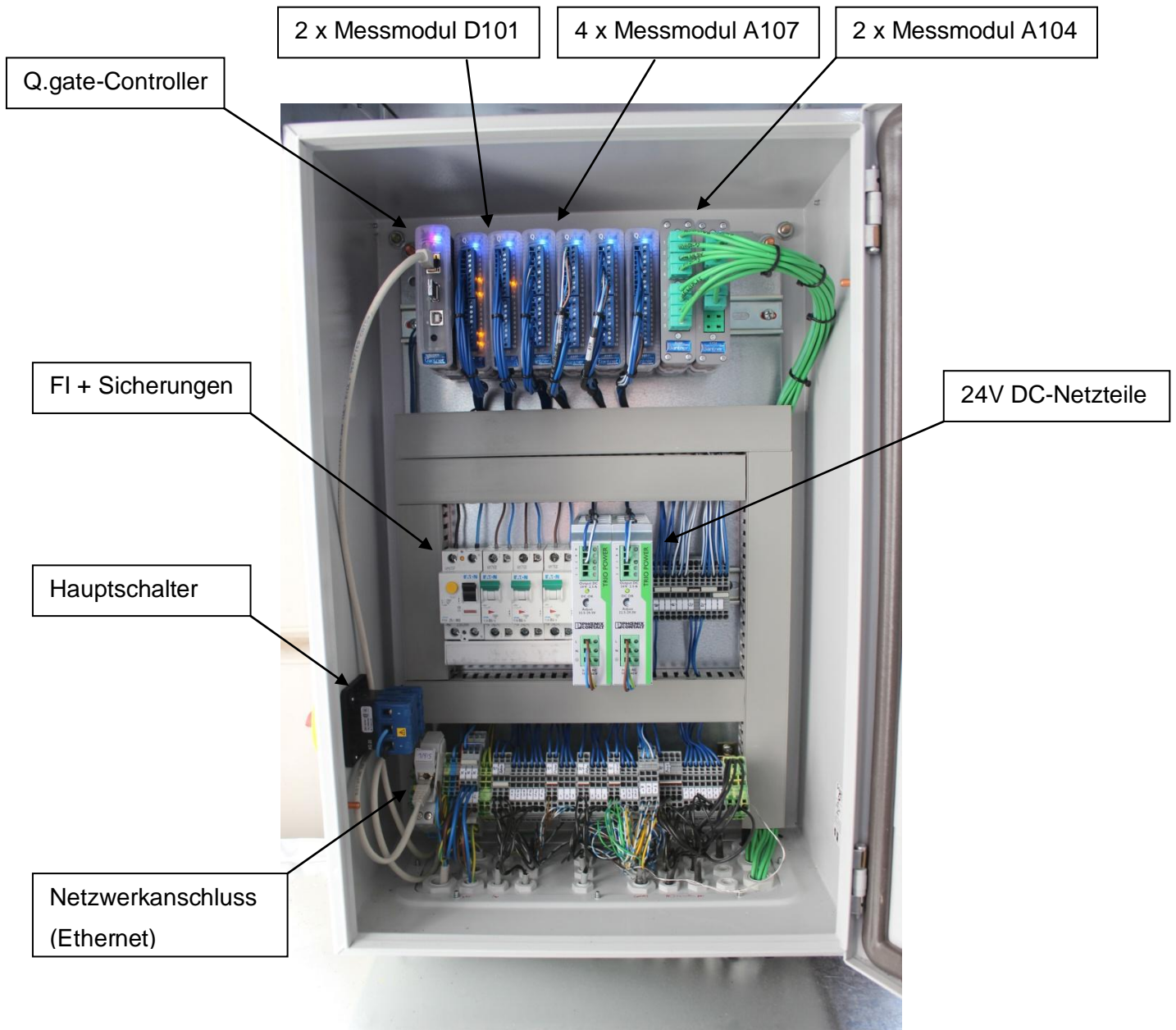


Abbildung 21: Schaltschrank (lokale Position siehe Abbildung 10)

## 3.4 Messsensoren

### 3.4.1 Coriolis Masse Durchflusssensor

Für die Massenstrommessung dient ein hochgenaues Messgerät, welches die Ablenkung von bewegten Massen aufgrund der Corioliskraft als Messprinzip verwendet. Ein geringer Druckverlust im Vergleich zu anderen Messmethoden und eine sehr kompakte Bauweise sind vorrangige Gründe für den Einsatz dieses Messgerätes. Tabelle 4 liefert einen Überblick über die wesentlichen Kenndaten des zu vermessenden Mediums an der entsprechenden Stelle.

Tabelle 4: Kenndaten für die Auswahl des Massenstrommessgerätes

<b>Zu messendes Medium</b>	R410A
<b>Flüssigkeitsanteil [%]</b>	100
<b>Gasanteil [%]</b>	0
<b>Durchflussmenge [kg/s]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	0,001 / 1 / 0,1
<b>Dichte [kg/m<sup>3</sup>]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	10 / 1200 / 1034
<b>Dynamische Viskosität [kg/ms]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	$11 \cdot 10^{-6}$ / $144 \cdot 10^{-6}$ / $115 \cdot 10^{-6}$
<b>Temperatur im Medium [°C]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	5 / 50 / 30
<b>Umgebungstemperatur [°C]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	-15 / 35 / 10
<b>Druck [bar]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	5 / 40 / 20
<b>Rohrdurchmesser [mm]</b> (innen)	15,9 (DN 15)

Die vom Hersteller durchgeführte Kalibrierung mit Wasser bei 25 °C liefert den in Abbildung 22 dargestellten Messfehler in Prozent bezogen auf den gemessenen Massenstrom, wobei im Arbeitspunkt die Abweichung 0,2 % beträgt. Abbildung 23 zeigt den Druckverlust in Abhängigkeit des Massenstromes bzw. der Nennanschlussweite. Bei einem maximalen Durchfluss von 1 kg/s (entspricht 3600 kg/h) und einer Nennweite von DN15 (1/2“) beträgt der Druckverlust somit ca. 750 mbar. Der Arbeitspunkt für den Durchfluss liegt mit 0,1 kg/s

(entspricht 360 kg/h) nur bei einem Zehntel der maximalen Durchflussmenge was einen nahezu vernachlässigbaren Druckverlust zur Folge hat.

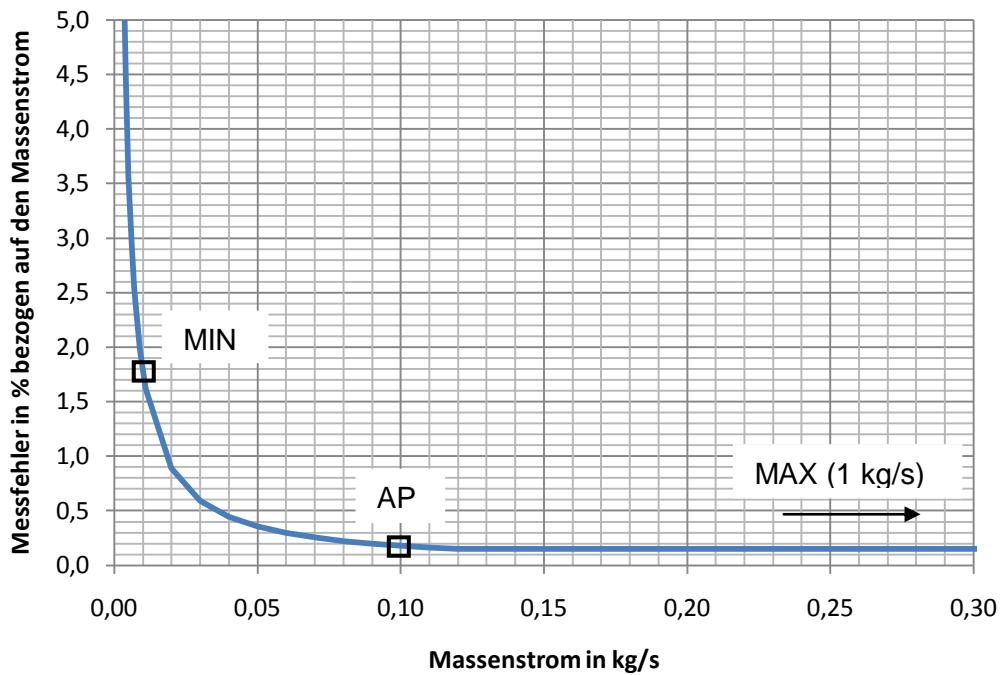


Abbildung 22: Messfehler in % bezogen auf den Massenstrom für Wasser (H<sub>2</sub>O) [10]

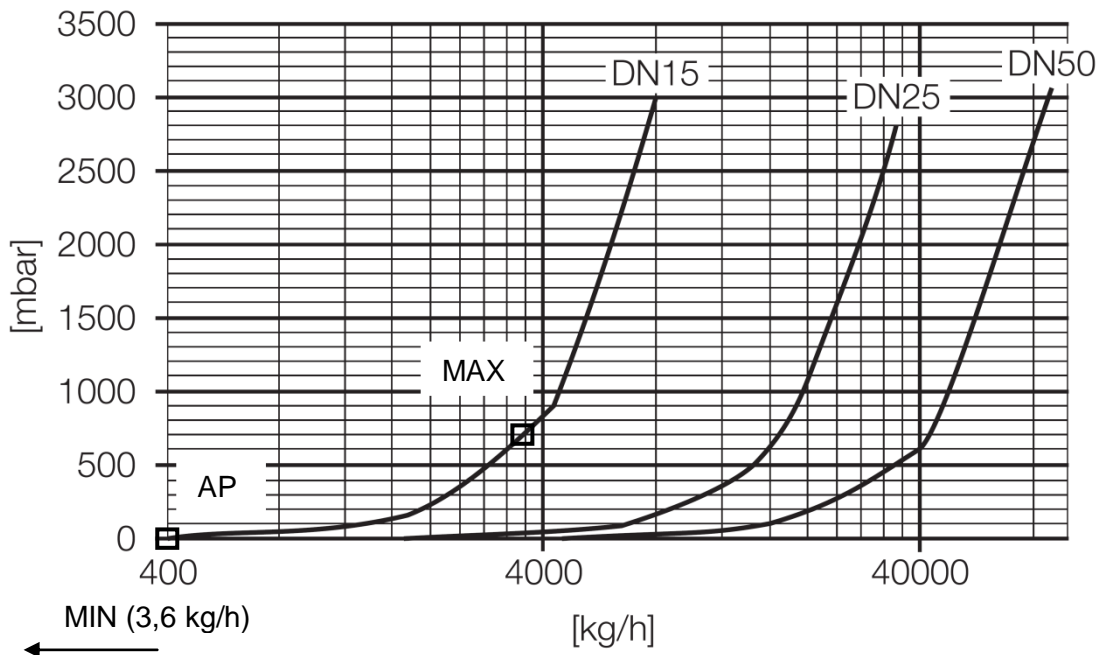


Abbildung 23: Druckverlustkurve in Abhängigkeit des Massenstromes und der Nennweite (gemessen mit Wasser (H<sub>2</sub>O) bei einer dynamischen Viskosität von  $1 \cdot 10^{-3}$  kg/ms) [10]

### 3.4.2 Absolutdruckmessumformer

Zur Erfassung der Prozessdrücke in den Kältemittelleitungen wurden Absolutdruckaufnehmer [11] integriert, welche die durch eine Keramikmembrane hervorgerufenen Kapazitätsänderungen als Messprinzip verwenden. Eine Besonderheit dieser Aufnehmer ist die gleichzeitige Übertragung des Messsignals und der Spannungsversorgung über eine gemeinsame Leitung (Zweileiterelektronik). Die wesentlichen Randbedingungen an die Drucksensoren werden in Tabelle 5 angeführt.

Tabelle 5: Kenndaten für die Auswahl der Drucksensoren

<b>Druck [bar]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	0 / 61 / 30
<b>Temperatur im Medium [°C]</b> Min./ Max./ Arbeitspunkt	-20 / 120 / 60
<b>Messsignal [mA]</b>	4 bis 20
<b>Spannungsversorgung [V]</b>	12 bis 30
<b>Schutzart</b>	IP 66

Die gesamte Messabweichung ( $F_{total}$ ) setzt sich aus einer Grundgenauigkeit ( $F_{perf}$ ) und einem Langzeitdrift ( $F_{stab}$ ) zusammen, wobei sich die Grundgenauigkeit aus einem Temperaturkoeffizienten ( $F_T$ ), der den Einfluss von Füllgut- bzw. Umgebungstemperatur erfasst, sowie der Messabweichung ( $F_{Kl}$ ) und dem Fehler des analogen Stromausganges ( $F_a$ ) zusammen setzt.

$$F_{total} = F_{perf} + F_{stab} \quad [\%] \quad \text{Gl. 3-1}$$

$$F_{perf} = \sqrt{F_T^2 + F_{Kl}^2 + F_a^2} \quad [\%] \quad \text{Gl. 3-2}$$



Tabelle 6 liefert die zur Bestimmung der gesamten Messabweichung der Drucksensoren notwendigen Koeffizienten. Dabei stellt der Faktor TD den sogenannten Turn Down dar, welcher aus dem Verhältnis von Nennmessbereich zur eingestellten Messspanne gebildet wird und die Faktoren  $F_T$  und  $F_{stab}$  beeinflusst.

Tabelle 6: Koeffizienten zur Bestimmung der Messabweichung

<b>TD</b>	1,000
<b><math>F_T</math> [%]</b>	0,150
<b><math>F_{Kl}</math> [%]</b>	0,075
<b><math>F_a</math> [%]</b>	0,150
<b><math>F_{perf}</math> [%]</b>	0,225
<b><math>F_{stab}</math> [%]</b>	0,005
<b><math>F_{tot}</math> [%]</b>	0,230

Für die gesamte Messabweichung ( $F_{total}$ ) der Drucksensoren konnte mit den in Tabelle 5 verwendeten Kenndaten eine Abweichung von maximal 0,23 % vom Messwert ermittelt werden.

### 3.4.3 Temperatursensoren

Die Messung der Temperaturen in den Kältemittleitungen erfolgt zum einen durch die in den Massenstrommessgeräten (siehe Kap. 3.4.1) integrierten Pt100 Sensoren, d.h. es wird direkt ein Stromsignal von 4 bis 20 mA ausgegeben und zum anderen durch nass eingebaute Pt100 Sensoren. Beide Varianten wurden vor dem Einbau in den Kältekreislauf im Labor kalibriert.

Zur Bestimmung der Abweichung von Messfühlern bezogen auf ein genaueres (geeichtes) Messgerät und zur Feststellung von Messunsicherheiten müssen Sensoren kalibriert werden. Dabei bestimmt man zuerst für verschiedene Temperaturen die Messwertabweichung des zu kalibrierenden Sensors, bezogen auf den Messwert des Referenzgerätes und erhält somit die systematischen Messabweichungen bei den gewählten Temperaturen, welche anschließend durch eine lineare Regression ausgeglichen werden können. Pt100 Fühler weisen annähernd lineares Verhalten auf, das heißt der Widerstandswert ändert sich linear mit der Temperatur, welches diese Form der Regression rechtfertigt. Bei der Wahl der Stützstellen (sprich Temperaturen), bei der die Abweichungen gemessen werden, muss darauf geachtet werden, dass sie den geforderten Messbereich möglichst vollständig abbilden (siehe Tabelle 4 – Temperatur im Medium).

Zur Überprüfung der Kalibrierung wird eine Kontrollmessung durchgeführt und aus der Streuung der Messwerte ( $x_i$ ) um den Mittelwert der Messwerte ( $x_0$ ), die verbleibende, zufällige Messunsicherheit  $u(x_{\text{zufällig}})$  ermittelt.

$$u(x_{\text{zufällig}}) = s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=1}^N (x_i - x_0)^2} \quad [-] \quad \text{Gl. 3-3}$$

Des Weiteren dienen die garantierten Fehlergrenzen des Referenzgerätes zur Bestimmung der systematischen Messabweichung  $u(x_{\text{systematisch}})$  bezogen auf den realen Wert. Dabei liegt die Annahme zu Grunde, dass innerhalb der angegebenen Fehlergrenzen (MAX =  $b$  bzw. MIN =  $a$ ) des Referenzgerätes jede Abweichung vom tatsächlichen Wert gleich wahrscheinlich auftritt, und somit eine Rechteckverteilung vorliegt.

$$u(x_{\text{systematisch}}) = \frac{b-a}{\sqrt{12}} \quad [-] \quad \text{Gl. 3-4}$$

Die somit verbleibende gesamte Messunsicherheit  $u(x_{\text{Temperatur}})$  bei der Temperaturmessung setzt sich nun aus der zufälligen Messunsicherheit, welche die Standardabweichung der einzelnen Messsensoren darstellt und der systematischen Abweichung des Referenzgerätes zusammen. Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass aufgrund der begrenzten Wiederholgenauigkeit des Messsystems sehr wohl unbekannte und somit nicht korrigierbare Abweichungen vorhanden sind, welche jedoch im Vergleich zu den systematischen Abweichungen in aller Regel vernachlässigt werden können. Weiteres kommt es aufgrund der Einbausituation der jeweiligen Sensoren und den damit verbundenen Umgebungseinflüssen zu Abweichungen, die hier nicht berücksichtigt werden.

$$u(x_{\text{Temperatur}}) = \sqrt{u(x_{\text{zufällig}})^2 + u(x_{\text{systematisch}})^2} \quad [-] \quad \text{Gl. 3-5}$$

Tabelle 7: Messunsicherheiten der Temperaturmessung (Werte in Kelvin)

	<b>AG3</b> <b>t<sub>2</sub></b>	<b>AG3</b> <b>t<sub>3</sub></b>	<b>AG8</b> <b>t<sub>2</sub></b>	<b>AG8</b> <b>t<sub>3</sub></b>	<b>AG9</b> <b>t<sub>2</sub></b>	<b>AG9</b> <b>t<sub>3</sub></b>
<b>u(x<sub>zufällig</sub>)</b>	0,019	0,029	0,010	0,034	0,012	0,023
<b>u(x<sub>systematisch</sub>)</b>	0,162	0,162	0,162	0,162	0,162	0,162
<b>u(x<sub>Temperatur</sub>)</b>	0,163	0,164	0,162	0,165	0,162	0,163

Laut Tabelle 7 lässt sich somit die maximale Abweichung bei der Temperaturmessung mit 0,165 K angeben. Abbildung 24 und Abbildung 25 zeigt anhand des Temperatursensors AG3 t<sub>2</sub>

den Vorgang der Kalibrierung. Dabei wird die bestmögliche lineare Annäherung der drei erhaltenen Stützstellen (x-Achse = Temperatur nicht kalibriert, y = Referenztemperatur) berechnet. Nach der Kalibrierung liegt die maximale Abweichung unter 0,05 °C.

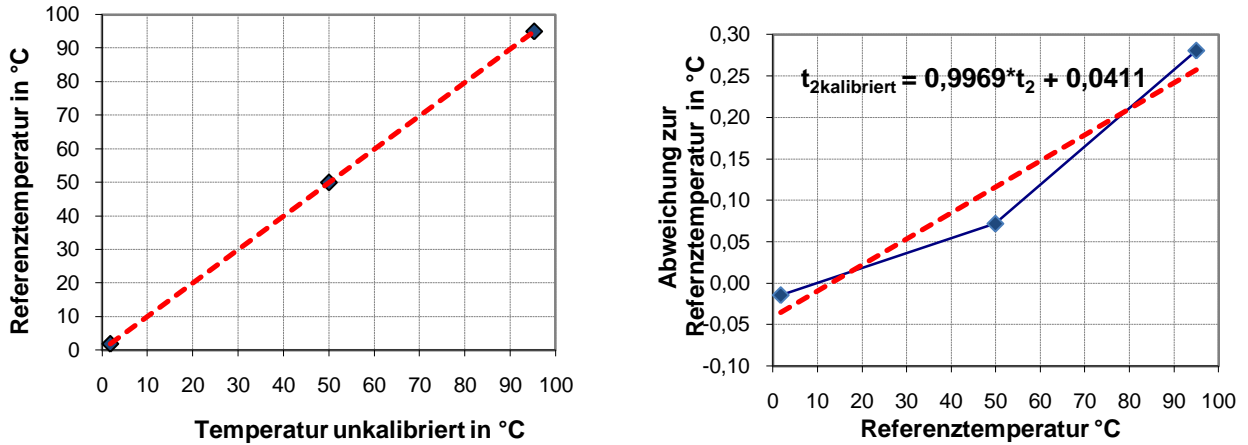


Abbildung 24: links: Referenztemperatur und Temperatur unkalibriert (AG3  $t_2$ )  
rechts: Referenztemperatur und Abweichung zur Referenz (AG3  $t_2$ )

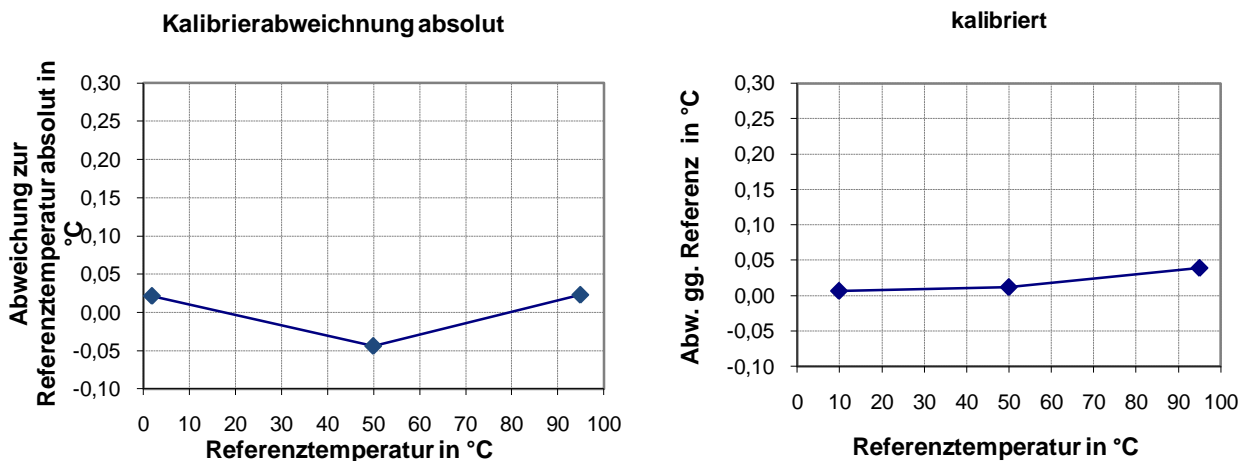


Abbildung 25: links: Kalibrierabweichung zur Referenztemperatur (AG3  $t_2$ )  
rechts: Abweichung gegenüber der Referenz nach der Kalibrierung (AG3  $t_2$ )

Die Eingabe der Kalibrierungsdaten der Temperatursensoren erfolgte softwareintern, indem die Steigung  $k$  und der Offset  $d$  eingegeben wurden:

$$t_{\text{kalibriert}} = k \cdot t + d \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Gl. 3-6

### 3.4.4 Drehstromzähler

Zur Erfassung der von den Außeneinheiten aufgenommenen elektrischen Energiemengen wurden in den Außeneinheiten Drehstromzähler [12] (Abbildung 19 rechts) integriert, welche anhand der zwischen den Ein- und Ausgängen fließenden Ströme, die maximal 65 Ampere betragen dürfen, die Wirkenergie bestimmt. Dabei werden auf dem integrierten Display je nach Auswahl die gesamte verbrauchte Wirkenergie, die momentan vorhandene Wirkleistung, sowie die derzeit anliegende Spannung und der derzeit fließende Strom je Außenleiter angezeigt. Die messtechnische Weiterverarbeitung erfolgt über einen potentialfreien Impulsausgang, wobei pro Kilowattstunde 1000 Impulse mit je einer Länge von 30 ms ausgegeben werden. Die Genauigkeitsklasse wird vom Hersteller mit  $\pm 1$  Prozent vom Messwert angegeben.

### 3.5 Messabweichung der gesamten Messkette - Heiz- bzw. Kühlleistung

Da die zu messende Heizleistung bzw. Kühlleistung der Anlage nicht direkt gemessen wird, sondern sich aus einer Temperatur-, Druck und Massenstrommessung ergibt, muss klar definiert werden in wie weit sich die Einzelabweichungen  $\Delta x_n$  der Messgrößen  $x_n$  auf die schlussendlich zu bestimmende Größe  $f(x_n)$  auswirken. Dazu empfiehlt sich eine Taylorreihenentwicklung der Funktion  $\Delta f(x_n)$  im Arbeitspunkt bis zum ersten Glied, wodurch man zu folgender Formulierung gelangt (für eine detaillierte Betrachtung sei auf die fachbezogene Literatur [13] verwiesen):

$$\Delta f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \left| \frac{\partial f}{\partial x_1} \right| \cdot \Delta x_1 + \left| \frac{\partial f}{\partial x_2} \right| \cdot \Delta x_2 + \dots + \left| \frac{\partial f}{\partial x_n} \right| \cdot \Delta x_n \quad \text{Gl. 3-7}$$

Die Heizleistung bzw. Kühlleistung der Wärmepumpe wird bestimmt durch:

$$\dot{Q}_h = \dot{m} \cdot [h_2(p_2, t_2) - h_3(p_3, t_3)] \quad \text{[kW]} \quad \text{Gl. 3-8}$$

bzw.:

$$\dot{Q}_c = \dot{m} \cdot [h_1(p_1, t_1) - h_3(p_3, t_3)] \quad \text{[kW]} \quad \text{Gl. 3-9}$$

Wird nun die Taylorreihenentwicklung auf diese beiden Funktionen angewendet, folgt daraus für die Abweichung der berechneten Heizleistung:

$$\Delta \dot{Q}_h(p_2, p_3, t_2, t_3, \dot{m}) = \left| \frac{\partial \dot{Q}_h}{\partial p_2} \right| \cdot \Delta p_2 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_h}{\partial p_3} \right| \cdot \Delta p_3 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_h}{\partial t_2} \right| \cdot \Delta t_2 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_h}{\partial t_3} \right| \cdot \Delta t_3 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_h}{\partial \dot{m}} \right| \cdot \Delta \dot{m} \quad \text{Gl. 3-10}$$

und analog dazu für die Kühlleistung:

$$\Delta \dot{Q}_c(p_1, p_3, t_1, t_3, \dot{m}) = \left| \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial p_1} \right| \cdot \Delta p_1 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial p_3} \right| \cdot \Delta p_3 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial t_1} \right| \cdot \Delta t_1 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial t_3} \right| \cdot \Delta t_3 + \left| \frac{\partial \dot{Q}_c}{\partial \dot{m}} \right| \cdot \Delta \dot{m} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Tabelle 8 stellt für einen typischen Betriebspunkt im Heizbetrieb der Außeneinheit AG8 die Messabweichung, die mittels der Software Engineering Equation Solver [14] berechnet wurde, für die Heizleistung dar. Den größten Beitrag zur Messabweichung liefert mit ca. 74 % die Massenstrommessung, was daran liegt, dass kleine Änderungen des Massenstromes relativ große Änderungen (bezogen auf Druck- bzw. Temperaturänderungen) der Heizleistung bewirken. Die resultierende Gesamtabweichung liegt mit  $\pm 0,035$  kW bezogen auf eine errechnete Heizleistung von 16,82 kW in diesem Fall unter 0,3 %. Für die Abweichung des errechneten COP-Wertes, muss noch zusätzlich der Fehler bei der elektrischen Leistungsmessung mit  $\pm 1$  Prozent vom Messwert berücksichtigt werden. Für den COP-Wert ergab sich in diesem Fall eine Abweichung von kleiner  $\pm 3$  Prozent vom errechneten Wert.

Tabelle 8: Messabweichungen der Messkette – Heiz – bzw. Kühlleistung

Messgrößen	Einheit	Abweichungen	Partielle Ableitungen	Anteil der Unsicherheit in %
$\dot{m} = 0,071$	kg/s	$\pm 0,0001775$	236,800000	74,36
$p_2 = 22,41$	bar	$\pm 0,0515300$	-0,094390	1,00
$p_3 = 21,64$	bar	$\pm 0,0497700$	0,004371	0,00
$t_2 = 80,79$	°C	$\pm 0,1620000$	0,080640	7,18
$t_3 = 28,96$	°C	$\pm 0,1650000$	-0,123500	17,46
<b>Abgeleitete Größe</b>				
$\dot{Q}_h = 16,82$	kW	$\pm 0,0352900$		

## 4 AUSWERTUNG UND ANALYSE DER MESSERGEBNISSE

### 4.1 Wärmepumpe im Heizbetrieb

Im Heizbetrieb wird die an den Innengeräten abgegebene Wärmemenge durch die Ermittlung der Enthalpie Differenzen zwischen den Messpunkten 2 und 3 bestimmt (siehe Abbildung 5). Dabei entspricht Messpunkt 2 dem Zustand des Kältemittels am Kompressor-Austritt welcher im überhitzten Gebiet liegt. Am Austritt der Innengeräte, befindet sich nach dem pulsmotorgesteuerten Magnetventil, das die Unterkühlung im Heizbetrieb regelt, Messpunkt 3, an dessen Stelle der Zustand des Kältemittels flüssig ist. Die Massenstrommessung erfolgt ebenfalls dort. Die abgegebene Wärmeleistung lässt sich somit laut Gl. 2-9 berechnen.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2} - h_{ref,3}) \text{ [kW]}$$

Da die Messwerte sekundlich aktualisiert und geloggt werden, lässt sich somit auch sekundlich die abgegebene Heizleistung ermitteln. Zur Effizienzbewertung der Anlage muss die für eine geforderte Heizleistung benötigte elektrische Leistung herangezogen werden. Dazu sind in den Außeneinheiten AG3, AG8 und AG9 in jedem Außengerät Energiezähler (siehe Kap.3.4.4) angebracht worden. Es wird somit die gesamte aufgenommene elektrische Energie der Außeneinheiten, inklusive Kompressor, Ventilator und Weiterer zum Betrieb erforderlicher Mittel, erfasst. Lediglich die benötigte elektrische Leistung der Innengeräte, die im Wesentlichen aus den Ventilatoren resultiert, wird nicht berücksichtigt. Dies ist jedoch aufgrund der verhältnismäßig kleinen Leistungen (kleiner ca. 200 W pro Innengerät) im Gegensatz zu den Außengeräten akzeptabel. Die momentane Effizienz der Anlage lässt sich somit laut Gl. 2-4 bestimmen.

$$COP = \frac{\dot{Q}_h}{P_{el}} \text{ [-]}$$

Die Enthalpiezustände des Kältemittels bei den jeweiligen Messpunkten werden über Polynome der Stoffdaten angenähert und bestimmt, wobei jeweils ein Polynom für das Zweiphasengebiet und ein weiteres für den überhitzten Zustand verwendet wurde [14] (siehe Kap.8.1). Zur Bestimmung der Temperaturen auf den Grenzkurven (Siedelinie und Taulinie siehe Abbildung 5) als Funktion des Druckes wurden ebenfalls Polynome verwendet, die nachfolgend für die Berechnung der Kondensations- und Verdampfungstemperaturen als Funktion des Druckes verwendet wurden.

### 4.1.1 Detailverläufe

In Abbildung 26 werden die Temperaturverläufe des AG8 vom 23.02.2014 beginnend bei 00:00 zwischen zwei Abtauzyklen über einen Zeitraum von einer Stunde (3600 sec) dargestellt ( $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$ ). Die Temperaturverläufe  $t_2'$  bzw.  $t_1''$  entsprechen der berechneten Kondensationstemperatur in Abhängigkeit des Druckes  $p_2$  bzw. der berechneten Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit des Druckes  $p_1$  (siehe Abbildung 27).

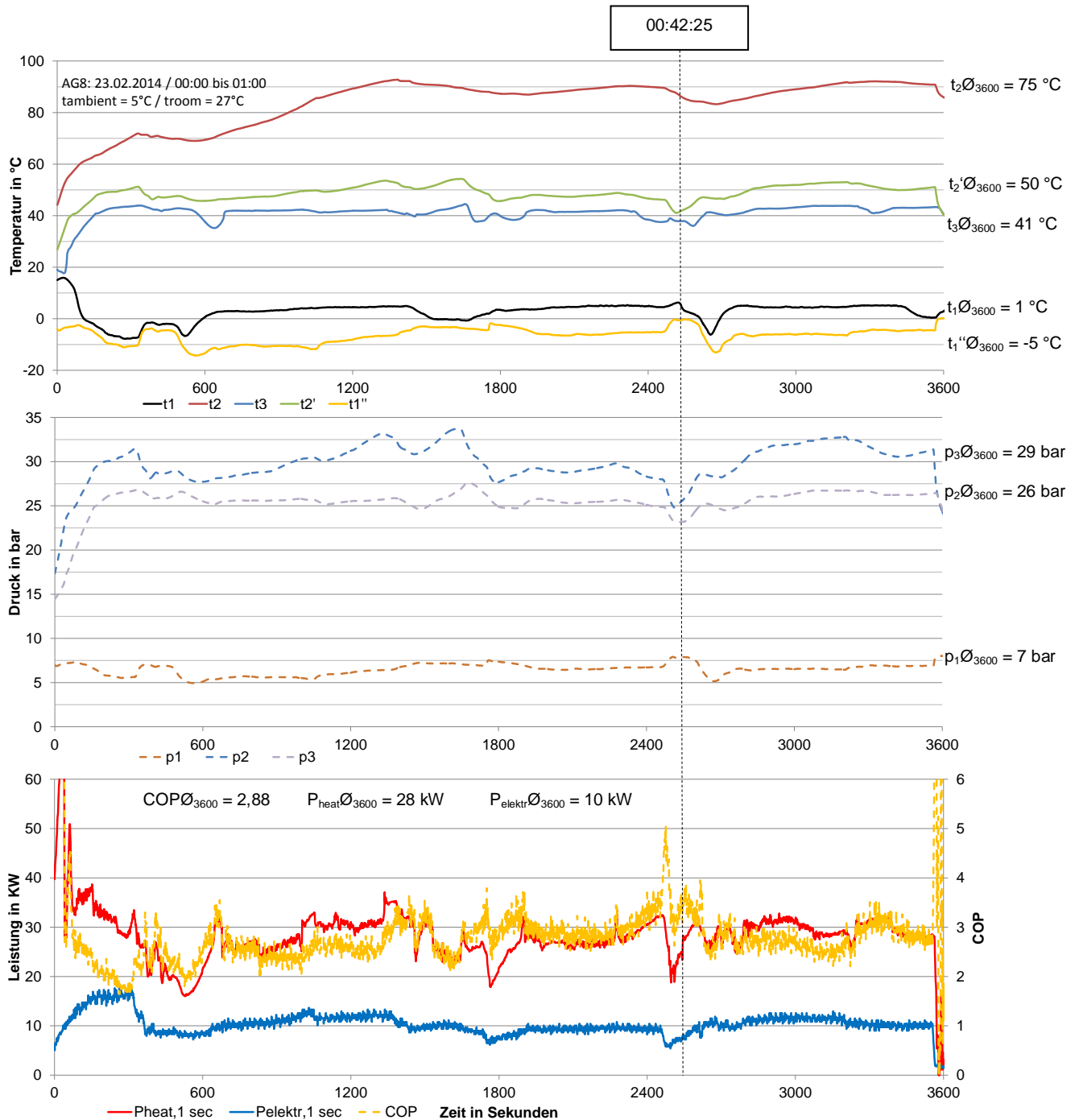
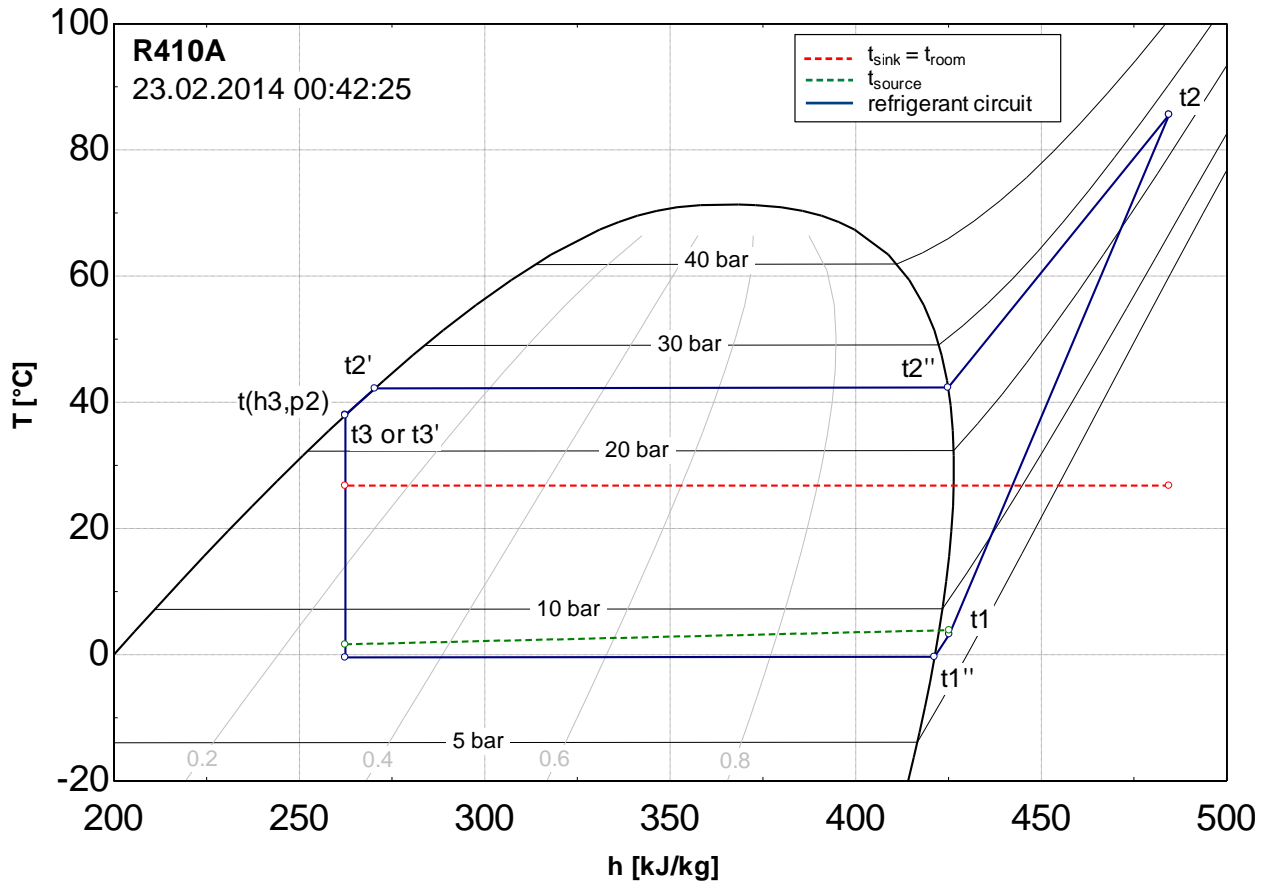


Abbildung 26: AG8: Temperatur- Druck- bzw. Leistungsverläufe und Effizienz über eine Zeitraum von einer Stunde

Weiteres werden die Heizleistung und die elektrisch aufgenommene Leistung sowie der COP-Wert dargestellt. Die Außenlufttemperatur betrug für diesen Zeitraum ca. 5 °C und die gemessene Raumlufthtemperatur 27 °C, wobei dieser Wert einen Mittelwert aus der gemessenen Temperatur in der Bar und dem Gewölbe, die beide von der Außeneinheit AG8 versorgt werden, darstellt. Die Verdampfungstemperaturen schwankten zwischen -12 und 0 °C wobei eine durchschnittliche Überhitzung (= Differenz zwischen Kompressor-Eintrittstemperatur  $t_1$  und Verdampfungstemperatur  $t_1''$ ) von 10 K erreicht wird. Auffallend sind die sehr hohen Kondensationstemperaturen ( $t_2'$ ) von durchschnittlich 50 °C im Vergleich zu der Raumlufthtemperatur ( $t_{\text{room}}$ ), womit eine vorläufige Begründung der mäßigen Effizienz ( $\text{COP}_{\text{Ø}_{3600}}$ ) unter diesen Voraussetzungen gegeben ist.

In Abbildung 27 ist ein T/h-Diagramm für den in Abbildung 26 gekennzeichneten Zeitpunkt (00:42:25) mit den dazugehörigen Wärmequellentemperaturen ( $t_{\text{outdoor,in}}$  &  $t_{\text{outdoor,out}}$ ) und der Wärmesenke ( $t_{\text{room}}$ ) dargestellt. Dieser Betriebspunkt stellt in dem betrachteten Zyklus den Bestpunkt dar, was auch durch den erreichten COP von ca. 3,8 ersichtlich wird. Zurück zu führen ist dies vorrangig auf eine erhöhte Verdampfungstemperatur ( $t_1''$ ) von ca. 0 °C und eine deutlich reduzierte Kondensationstemperatur von ca. 42 °C im Vergleich zum Durchschnitt (siehe Abbildung 26) was zu einem geringeren Temperaturhub führt. Die Wärme wird von der Außenluft mit einer durchschnittlichen Temperaturdifferenz von ca. 3 K ( $t_{\text{source}} - t_1''$ ) an das Kältemittel übertragen (Verdampfer), während die Wärmeabgabe an den Innengeräten an die Raumlufth (Kondensatoren) mit einer Temperaturdifferenz von ca. 14 K ( $t_2' - t_{\text{room}}$ ), wohlgemerkt im Bestpunkt, erfolgt.



Abbildung 27: T/h-Diagramm im Heizbetrieb mit Wärmequelle ( $t_{\text{source}}$ ) und Wärmesenke ( $t_{\text{room}}$ )

Die möglichen Gründe für die sehr hohen Kondensationstemperaturen ( $t_2'$ ) sollen nachfolgend kurz diskutiert werden. Da es sich bei der Wärmepumpenanlage auf Burg Rabenstein um einen Kältekreislauf mit Hochdrucksammler (= Flüssigkeitstank siehe Abbildung 3) handelt, lag zuerst die Vermutung nahe, dass eine Überfüllung die mögliche Ursache der hohen Kondensationstemperaturen ist. Reicht die Kapazität des Sammlers bei Überfüllung nicht mehr aus um das Kältemittel zu puffern, kommt es zu einem Rückstau von flüssigem Kältemittel in den Kondensator, was zu einer Verminderung der Wärmetauscherfläche, die zum Verflüssigen des Kältemittels dient, führt und somit die Kondensationstemperatur anhebt. Die Möglichkeit der Überfüllung konnte jedoch aufgrund der Kapazität des Hochdrucksammlers von ca. 24 kg zur Gänze ausgeschlossen werden, denn die gesamte Füllmenge des Kältekreislaufes beträgt ca. 60 kg und es müsste somit der Toleranzbereich für die angegebene Füllmenge in höchstem Maß überschritten werden. Weiteres würde eine Verschmutzung der Wärmetauscher zu einer Reduktion des Luftmassenstromes und somit ebenfalls zu einer höheren Kondensationstemperatur führen. Auch diese Möglichkeit konnte aufgrund einer erst kürzlich durchgeführten Wartung der Anlage ausgeschlossen werden. Das wohl wahrscheinlichste Argument für die mäßige Effizienz der Anlage lässt sich bei genauerer Betrachtung der Innengeräte bzw. deren Verbau finden.



Abbildung 28: Innengerät in der Bar (AG8)  
links: mit Verbau rechts: ohne Verbau

In Abbildung 28 ist links ein Innengerät der Rittinger Bar mit Verbau und rechts das selbige ohne den Holzverbau gezeigt. Im linken Bild sind deutlich die Lüftungsschlitze für die Ansaugluft und Ausblasluft erkennlich. Das rechte Bild lässt deutlich erkennen, dass der Holzverbau keine örtliche Trennung der Ansaugzone und Ausblaszone gewährleistet was zu einem Luftkurzschluss innerhalb des Verbaus führt. Es wird somit die warme Luft am Austritt des Wärmetauschers wieder angesaugt, was in weiterer Folge zu einer Erhöhung der Kondensationstemperatur ( $t_2'$ ) führt. Die Effizienz der Anlage von 3,8 darf somit nicht auf die effektiv vorhandene Raumlufthtemperatur von ca. 27 °C bezogen werden, sondern muss aufgrund der erhöhten Ansauglufttemperatur der Innengeräte, bedingt durch den Luftkurzschluss in Bezug auf einen erhöhten Wert betrachtet werden.

### 4.1.2 Stundenmittelwerte

Um die Wirtschaftlichkeit der Anlage über einen längeren Zeitraum zu ermitteln, werden in Abbildung 29 Stundenmittelwerte der Heizleistung, sowie der aufgenommen elektrischen Leistung der Außengeräteeinheit AG8 vom 23.02.2014 und in weiterer Folge der Effizienz gebildet. Die Außenlufttemperatur schwankte an diesem Tag zwischen ca. 2 und 8 °C währenddessen die Raumlufthtemperatur Werte zwischen ca. 23 °C und 28 °C annahm, wobei die eingestellte Raumsolllufthtemperatur mit 25 °C vorgegeben wurde. Am Beginn des Tages um Mitternacht wurde die höchste Heizleistung von ca. 28 kW erreicht, da hier der Sprung der Raumlufthtemperatur von 22,5 auf 25 °C erfolgte und noch dazu kein Abtauzyklus in dieser Periode stattfand. Generell ist zu beachten, dass an diesem Tag ca. 17 Abtauzyklen mit einer durchschnittlichen Länge von ca. 200 Sekunden gefahren wurden. Die dafür benötigte Heizleistung wurde im Abtaubetrieb mit negativem Vorzeichen versehen und ist daher in der

Mittelwertbildung der Heizleistung bereits inkludiert, im Gegensatz zur elektrisch benötigten Leistung für die Abtauvorgänge, die immer positiv bilanziert wurde.

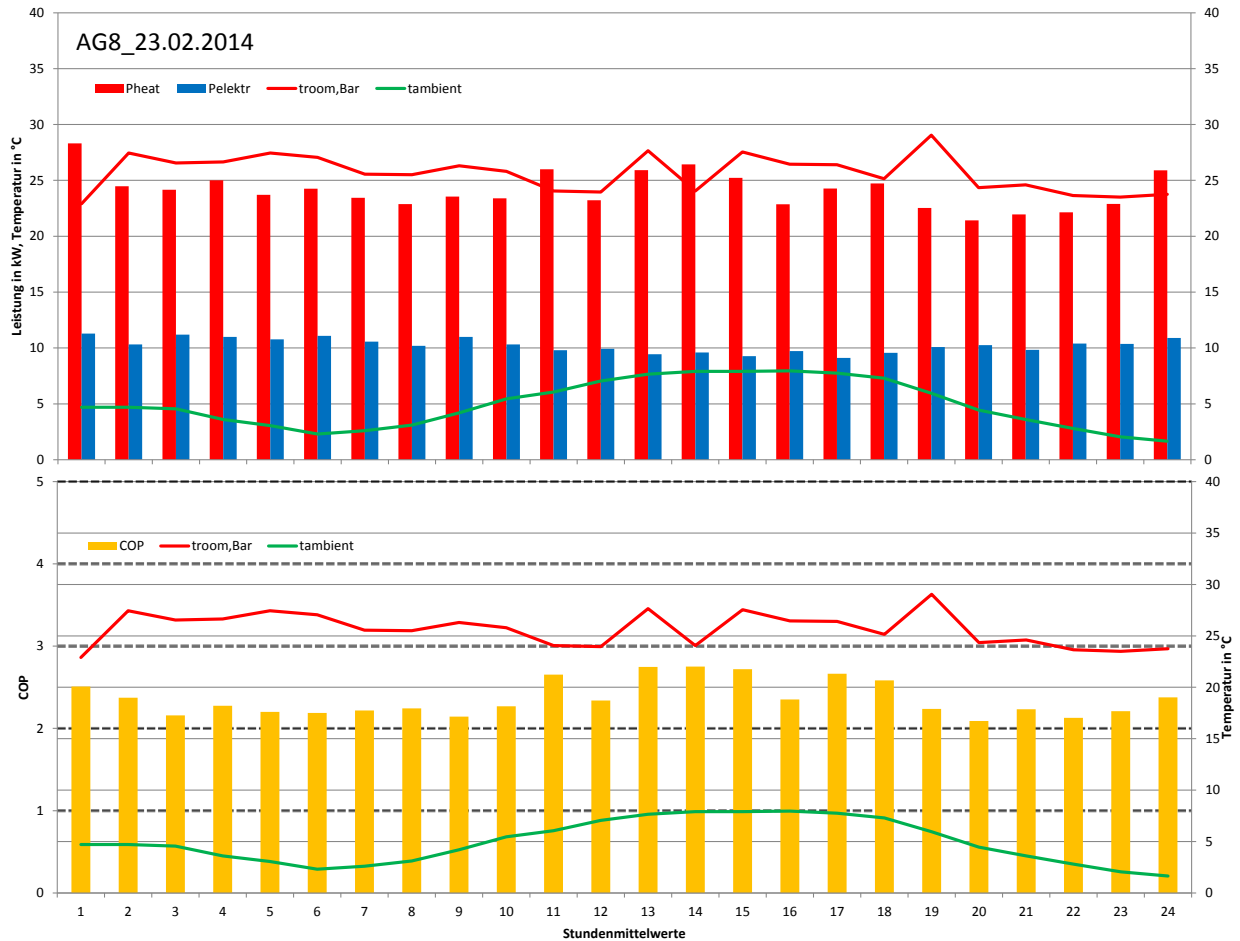


Abbildung 29: Stundenmittelwerte der Heizleistung, elektrischer Leistung und der Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur

Wie bereits zuvor erwähnt steht der zu überwindende Temperaturhub in direktem Zusammenhang mit der daraus resultierenden Leistungszahl der Wärmepumpe was deutlich zum Vorschein kommt. Bei großen Temperaturhuben, sprich großen Spreizungen zwischen Außenlufttemperatur und Raumlufttemperatur werden Leistungszahlen von ca. 2,2 erreicht, währenddessen mit steigender Außenlufttemperatur um 13 Uhr doch Leistungszahlen von ca. 2,7 aufscheinen. Wiederrum ist deutlich der maßgebliche Einfluss von Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur auf die Wirtschaftlichkeit der Anlage ersichtlich.

## 4.2 Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb

### 4.2.1 Detailverläufe

In Abbildung 30 werden die Temperaturverläufe eines Abtauzyklus der hier etwa 180 Sekunden dauert, dargestellt. Die Änderung des Betriebsmodus wird durch die Umschaltung des Vierwegeventils (siehe Abbildung 6) bei sec 4070 eingeleitet. Dadurch wird an der Messstelle 2 nicht mehr der Zustand nach dem Kompressor repräsentiert, sondern die Austrittstemperatur bzw. der Austrittsdruck nach dem Verdampfer (Innengeräte). Unmittelbar vor dem eigentlichen Abtauvorgang, werden alle Drosselventile der Innengeräte zur Gänze geöffnet, weshalb der Druck  $p_1$  dem Druck  $p_2$  entspricht. In weiterer Folge wird nun der Druckausgleich zwischen den Messpunkten 1 und 2 über ein Ventil geregelt was ca. 60 Sekunden (bis sec 4110) benötigt.

Für die Berechnung der Kondensationstemperatur ( $t_3'$ ) wird im Abtaubetrieb der Druck  $p_3$  und für die Berechnung der Verdampfungstemperatur ( $t_2''$ ) der Druck  $p_2$  herangezogen. Dies erklärt auch den Sprung der Verdampfungstemperatur am Beginn des Abtauzyklus von ca. 0 °C im Heizbetrieb auf anfänglich ca. 33 °C im Abtaubetrieb. Analoges gilt für die Berechnung der Kondensationstemperatur wobei hier nur ein Sprung am Ende des Abtauvorganges von ca. 25 °C auf ca. -10 °C ersichtlich ist, da am Beginn die Drücke  $p_2$  bzw.  $p_3$  ident sind. Die Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) beträgt vor dem Abtauvorgang ca. 3 °C und die Ausblaslufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,out}}$ ) liegt ungefähr 3 K darunter. Danach folgt der für einen Abtauvorgang typische Ablauf, dass vorerst für einen definierten Zeitraum eine konstante Ausblastemperatur von durchschnittlich 8 °C (sec 4070 – 4120) gehalten wird, in der das vorhandene Eis abschmilzt und somit latent Wärme aufnimmt, ehe anschließend eine weitere Steigerung der Ausblastemperatur stattfindet, die sich darauffolgend bei ca. 27 °C bis zum Ende des Vorganges einpendelt.

Als Kriterium für den Abtaubetrieb wird der Eingang Abtau aktiv (siehe Abbildung 15) verwendet, der mittels eines Relais durch einen potentialfreien Kontakt detektiert wird. Im Abtaubetrieb wird die Kühlleistung ebenso wie die Heizleistung durch die Enthalpiedifferenz zwischen den Messpunkten 2 und 1 bestimmt. Befindet sich die Anlage im Abtaubetrieb wird der gemessene Massenstrom mit negativem Vorzeichen behaftet, was zu einer negativen Heizleistung führt, das heißt es wird Wärme aus den Innenräumen bzw. aus dem Kältemittel und den Innengeräten selbst entzogen.

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

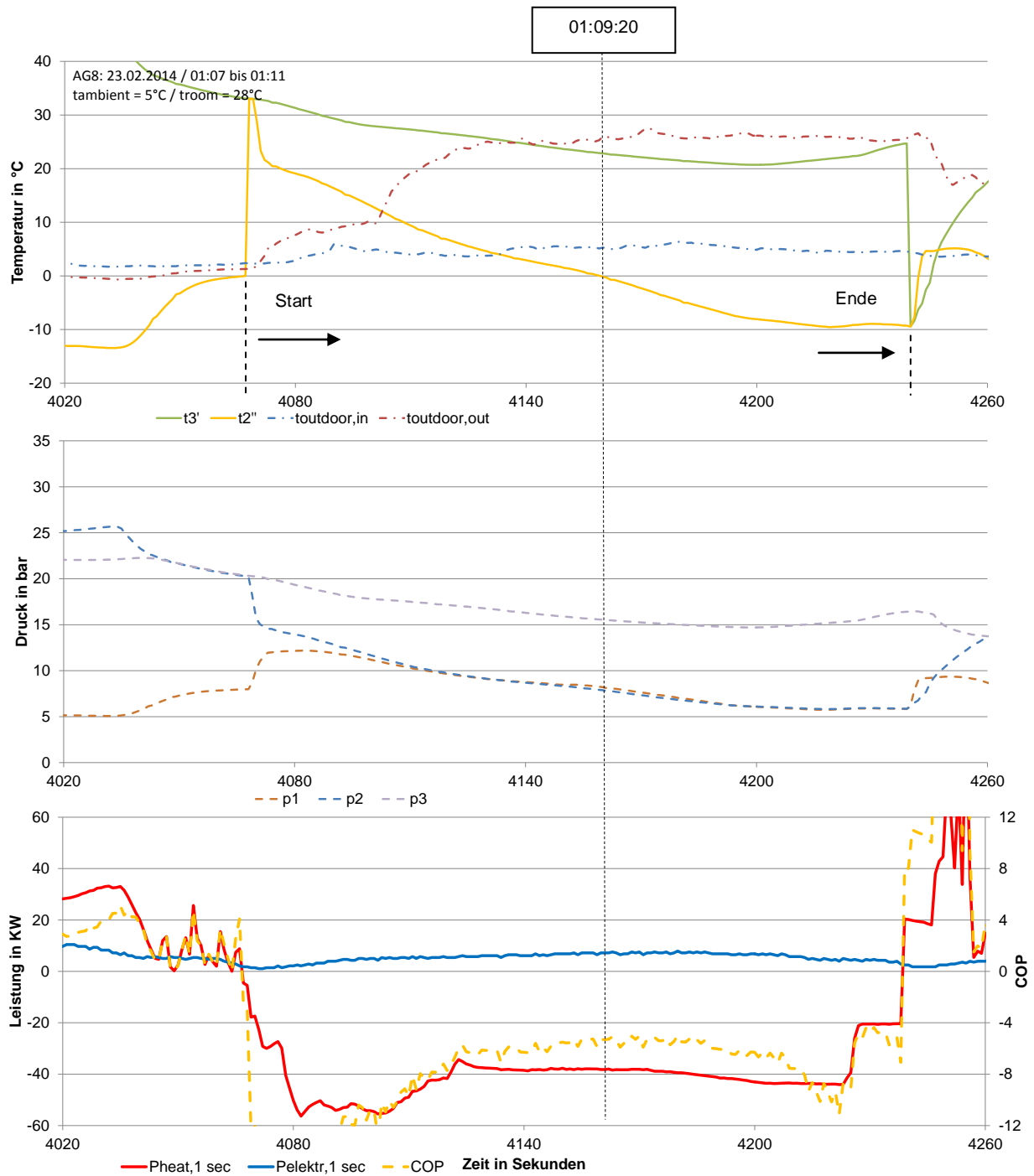
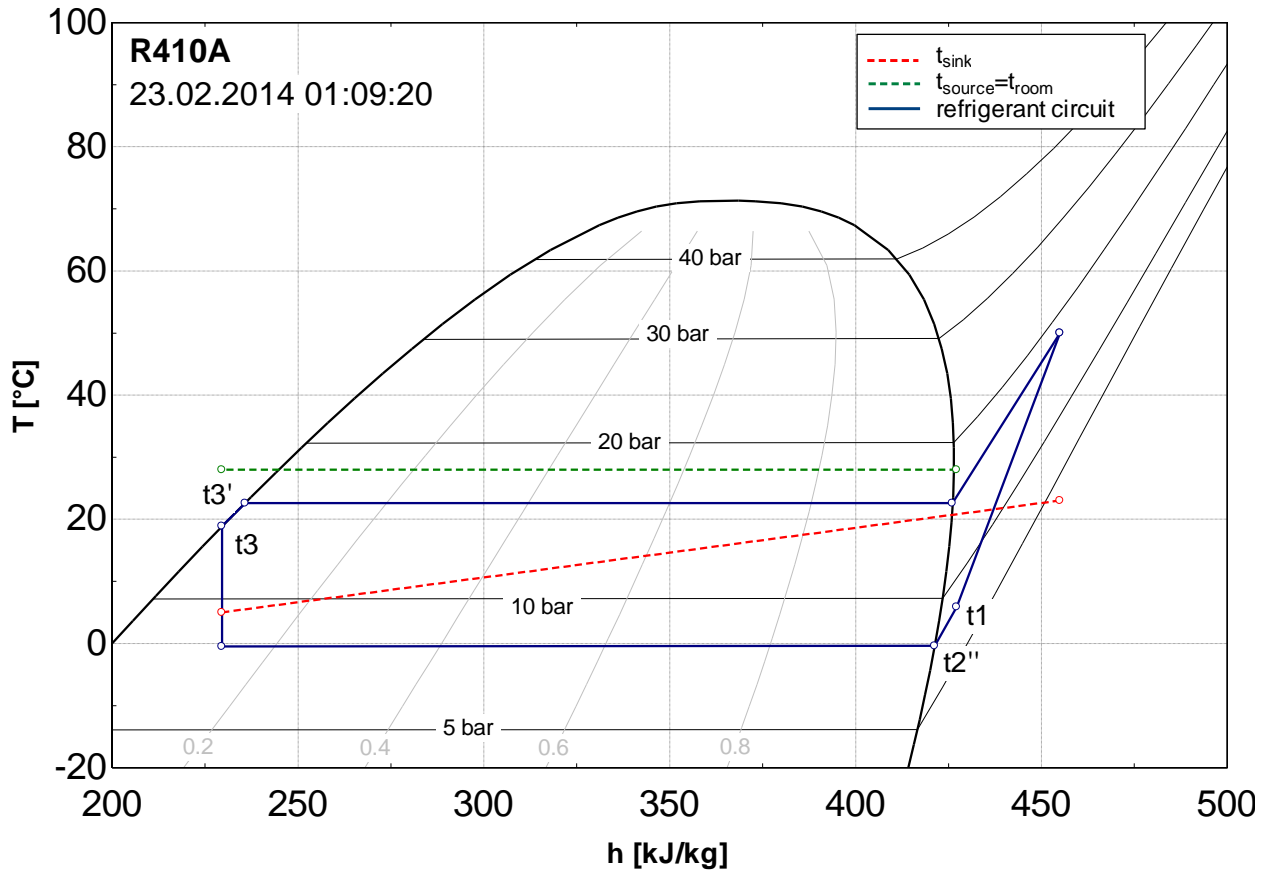


Abbildung 30: AG8: Temperatur- Druck- bzw. Leistungsverläufe für einen Abtauzyklus

Für den gekennzeichneten Zeitpunkt 01:09:20, der sich ca. in der Mitte einer Abtauperiode befindet, ist wiederum ein T/h-Diagramm mit den dazugehörigen Temperaturen der Wärmequelle bzw. Wärmesenke erstellt worden (Abbildung 31).

Abbildung 31: T/h-Diagramm im Abtaubetrieb mit Wärmequelle ( $t_{\text{room}}$ ) und Wärmesenke ( $t_{\text{sink}}$ )

Die Verdampfungstemperatur ( $t_2''$ ) lag bei dem gewählten Betriebspunkt bei ungefähr 0 °C (wie auch im vorher behandelten Heizbetrieb) und die Kondensationstemperatur ( $t_3'$ ) bei ca. 23 °C. Die Wärmequellen-Temperatur (entspricht der Raumlufttemperatur) änderte sich über diesen kurzen Zeitraum nicht und blieb konstant auf 28 °C. Interessant ist der Vergleich in puncto Effizienz im Abtaubetrieb mit dem vorher gezeigten Heizbetrieb. Bei ähnlichen Verdampfungstemperaturen der beiden Betriebspunkte, liegt die Kondensationstemperatur im Abtaubetrieb mit ca. 23 °C um fast 20 K unter der Kondensationstemperatur im Heizbetrieb, was sich natürlich maßgeblich in der Effizienz der beiden Betriebsmodi ausdrückt. So werden im Abtaubetrieb COP-Werte von 6 erreicht beziehungsweise sogar überschritten. Natürlich darf dabei wiederum nicht vergessen werden, dass die Temperatur der Wärmequelle (Raumlufttemperatur) stark erhöhte Werte aufgrund der vorher erwähnten Verbauung aufweist. Um die Enteisung der Verdampfer rasch durchzuführen wird zuerst mit nahezu maximaler Nennheizleistung von ca. 60 kW (sec 4080) und anschließend mit ca. 40 kW (ab sec 4120) die Wärme an der Außeneinheit abgegeben. Die Startbedingungen für einen Abtauvorgang ist die Unterschreitung einer Verdampfer-Eintrittstemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) im Heizbetrieb von -2 °C. Wird eine Unterschreitung dieser Temperatur detektiert, startet ein Timer von 55 Minuten. Nach Ablauf dieser Zeit wird ein Abtauvorgang der ca. 2 Minuten dauert, erneut eingeleitet und der Vorgang startet von neuem.

### 4.3 Energetische Betrachtung von Kontrollräumen

Um einen Überblick über den Energiefluss des Kälteprozesses zu erhalten, wird an dieser Stelle eine energetische Betrachtung des Kreislaufes zu dem in Abbildung 27 dargestellten Betriebspunkt durchgeführt. Daraus lässt sich ermitteln, wie viel Energie vom Kompressor im Idealfall, mit den in Tabelle 9 angeführten Stoffwerten, zusätzlich zu der vom Verdampfer aufgenommenen Umgebungsenergie zugeführt werden müsste, um die am Kondensator abgegebene Wärmemenge zu erreichen.

Tabelle 9: Entropie, Enthalpie und Massenstrom

$s_{ref,1}$	$s_{ref,2}$	$s_{ref,3}$	$s_{ref,4}$	$h_{ref,1}$	$h_{ref,2}$	$h_{ref,3}$	$h_{ref,4}$	$\dot{m}_{ref}$
[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kgK]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kg/s]
1,83	1,90	1,21	1,23	425,30	484,50	262,40	262,40	0,125

Die spezifisch zu- bzw. abgegebenen Energiemengen lassen sich als Differenz der Enthalpien am Eintritt- bzw. Austritt der jeweiligen Kontrollräume berechnen. Durch Multiplikation mit dem Kältemittelmassenstrom ergeben sich Leistungen, welche in weiterer Folge als Vergleich mit den Exergieverlusten, die durch eine exergetische Betrachtung der Kontrollräume ermittelt wurden, dienen sollen. Die am Verdampfer aufgenommene Wärmeleistung beträgt 20,36 kW und die am Kondensator abgegebene Wärmeleistung 27,76 kW. Es müssen somit ca. 7,4 kW an Energie in das System eingebracht werden. Aus Abbildung 26 lässt sich eine elektrische Leistungsaufnahme von ca. 8 kW zu diesem Betriebspunkt ermitteln (Tabelle 10).

Tabelle 10: Energiebilanz und elektrisch aufgenommene Leistung

AG8: 23.02.2014 00:42:25

$\dot{Q}_c$	$\dot{Q}_h$	$P_{bilanz}$	$P_{el}$
[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
20,36	27,76	7,40	8,00

## 4.4 Exergetische Betrachtung von Kontrollräumen

Zur Realisierung technischer Prozesse ist Nutzarbeit, die aus Primärenergie gewonnen wird, nötig. Um den Bedarf an Primärenergie möglichst gering zu halten sind exergetisch günstige Prozesse anzustreben. Stoffe oder Stoffströme die eine bestimmte Temperatur und einen bestimmten Druck bezüglich eines definierten Umgebungszustandes (hier mit ambient bezeichnet) aufweisen, besitzen eine Exergie die wie folgt definiert ist [15], dabei entspricht  $h$  der Enthalpie und  $s$  der Entropie des Stoffstromes.

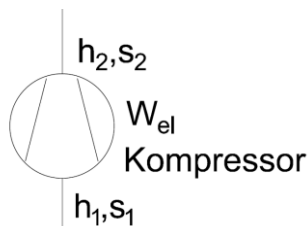
$$\dot{E} = \dot{m}_{ref} \cdot [h - h_{ambient} - T_{ambient} \cdot (s - s_{ambient})] \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-1}$$

Betrachtet man nun einen abgeschlossenen Kontrollraum, so lässt sich der auftretende Exergieverlust aus der Differenz der Exergie des Stoffstromes am Eintritt und Austritt des Kontrollraumes ermitteln:

$$\dot{E}_V = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-2}$$

### 4.4.1 Kontrollraum Kompressor

Aufgrund der sehr hohen Kondensationstemperaturen und des daraus resultierenden hohen Druckverhältnisses soll an dieser Stelle eine exergetische Bewertung des Kontrollraumes Kompressor durchgeführt werden. Durch die adiabate Kompression von  $p_1$  (Verdampfungsdruck) auf  $p_2$  (Kondensationsdruck) erhöht sich die Enthalpie des Kältemittelstromes durch die zugeführte Kompressorleistung ( $P_{el}$ ):



$$P_{el} = \dot{H}_2 - \dot{H}_1 = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{ref,2} - h_{ref,1}) \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-3}$$

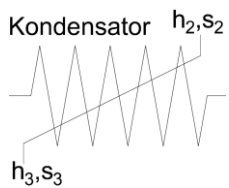
Da es sich bei der zugeführten Kompressorarbeit um reine Exergie handelt, lässt sich der Exergieverlust des Kompressors wie folgt berechnen [16]:



$$\dot{E}_{Vcomp} = P_{el} + \dot{E}_1 - \dot{E}_2 = \dot{m}_{ref} \cdot T_{ambient} (s_{ref,2} - s_{ref,1}) \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-4}$$

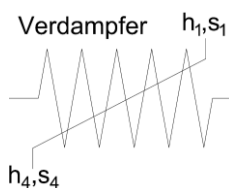
#### 4.4.2 Kontrollraum Kondensator und Verdampfer

Auch die exergetischen Verluste des Kondensators, die im wesentliche durch die zur Wärmeübertragung benötigten Temperaturgefälle resultieren, lassen sich vereinfacht durch die Annahme eines adiabaten Kontrollraumes berechnen:



$$\dot{E}_{Vcond} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 = \dot{m}_{ref} \cdot [h_{ref,2} - h_{ref,3} - T_{room} \cdot (s_{ref,2} - s_{ref,3})] \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-5}$$

Analog kann auch der Exergieverlust des Verdampfers unter der Voraussetzung eines adiabaten Kontrollraumes berechnet werden:



$$\dot{E}_{Vevap} = \dot{E}_1 - \dot{E}_4 = \dot{m}_{ref} \cdot [h_{ref,1} - h_{ref,4} - T_{ambient} \cdot (s_{ref,1} - s_{ref,4})] \quad [\text{kW}] \quad \text{Gl. 4-6}$$

In Tabelle 11 ist für den in Abbildung 27 dargestellten Betriebspunkt (Stoffwerte: siehe Tabelle 9) eine Exergie-Verlustberechnung durchgeführt worden. Der Kompressor weist dabei einen Exergieverlust von ca. 2,6 kW auf, das im Vergleich mit der gesamt elektrisch aufgenommenen elektrischen Leistung von ca. 8 kW in diesem Betriebspunkt einen doch sehr hohen Wert darstellt. Der Exergieverlust des Kondensators beträgt ca. 1,7 kW, währenddessen es im Verdampfer zu einer Exergiezunahme aufgrund der Wärmeaufnahme aus der Umgebung kommt. Als Umgebungszustand wurde für den Kompressor und den Verdampfer die Außenlufttemperatur ( $T_{ambient}$ ) und für den Kondensator die Raumlufttemperatur ( $T_{room}$ ) herangezogen.

Tabelle 11: Exergieverluste der einzelnen Kontrollräume

$T_{ambient}$	$T_{room}$	$\dot{E}_{Vcomp}$	$\dot{E}_{Vcond}$	$\dot{E}_{Vevap}$
[K]	[K]	[kW]	[kW]	[kW]
276	301	2,59	1,73	-0,23

## 4.5 5 Tages Raumtemperaturprofil

Um die Effizienz der Wärmepumpe bei verschiedenen Raumlufttemperaturen und Außenlufttemperaturen bewerten zu können, wurde ein Raumlufttemperaturprofil über einen Zeitraum von fünf Tagen gefahren. Die erste Messreihe lief vom 20.02.2014 bis 24.02.2014 und die Zweite vom 27.03.2014 bis 31.03.2014. Dabei wurde die Raumluft Solltemperatur stufenweise in den gesamten Nordtraktzonen (Gewölbe, Rittinger Bar, Concert Hall und Galerie) beginnend, bei 17,5 °C in 2,5 Grad Schritte pro Tag angehoben. Zur Berücksichtigung der großen Speichermaßen, speziell des Gewölbes, wurden vor der eigentlichen Messung die Temperaturen in allen genannten Zonen auf 15 °C abgesenkt, um auch später für die thermische Gebäudesimulation der erforderlichen Heizleistung definierte Ausgangszustände zu erhalten. Die Auswertung erfolgte getrennt für die Außengeräteeinheiten AG8 und AG9. In Abbildung 33 und Abbildung 34 sind die Ergebnisse der ersten Messreihe abgebildet.

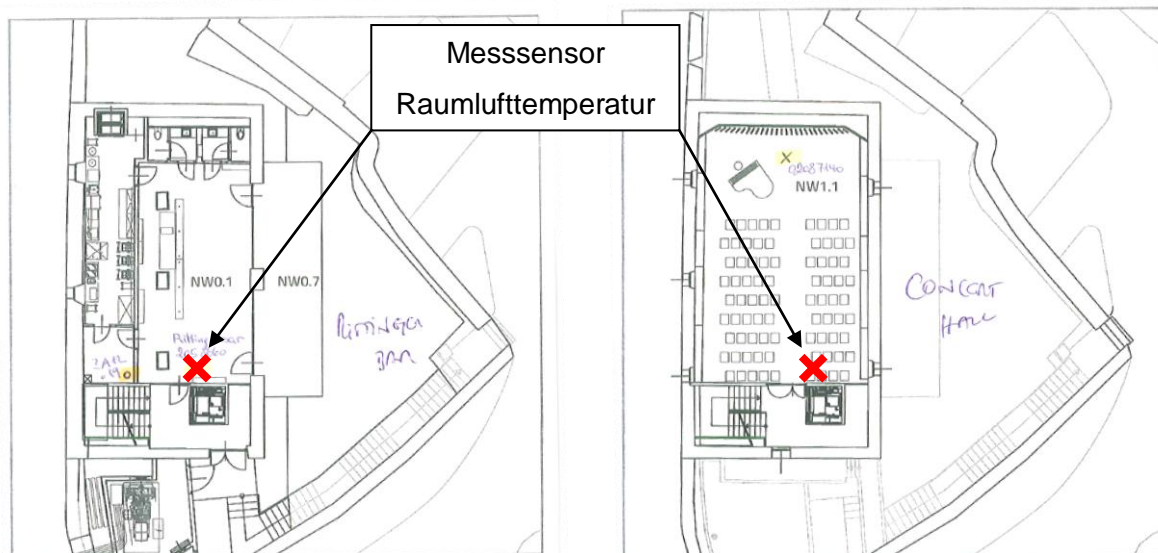


Abbildung 32: Position der Raumlufttemperatursensoren in der Bar bzw. Concert Hall

Die beheizten Räume sind mit Temperaturfühlern der Firma Testo [8] ausgestattet, die in 30 Minuten Intervallen die aktuellen Raumluffttemperaturen aufzeichnen. Für die Auswertung wurde für den Kältekreislauf AG8 die Raumluffttemperatur des Sensors in der Bar und für den Kältekreislauf AG9 der Sensor in der Concert Hall herangezogen (Abbildung 32).

Jeweils um Mitternacht erfolgte die Anpassung der Raumlufftsolltemperatur auf den neuen Wert welche anschließend den ganzen Tag konstant gehalten wurde. Die Außenlufttemperatur schwankte zwischen ca. 0 und 8 °C, währenddessen die tatsächlich gemessene Raumluffttemperatur in der Bar Werte zwischen 17 und 28 °C über die Dauer der Messreihe annahm, im Gegensatz dazu schmiegen sich die gemessenen Werte in der Concert Hall sehr gut an die vorgegebenen Temperaturen an, was aufgrund der unterschiedlichen Positionierung der Temperatursensoren im Raum zu begründen ist.

Die dazugehörigen Heizleistungen schwankten zwischen ca. 7,5 kW bei ca. 17 °C Raumluffttemperatur bzw. ca. 25 kW bei durchschnittlich ca. 26 °C beim Kältekreislauf AG8 bzw. zwischen ca. 10 kW und kurzfristig 30 kW beim AG9. Deutlich zu erkennen ist das Überschwingen der Raumluffttemperatur bei Einstellung des neuen Sollwertes jeweils um Mitternacht, wobei beim AG9 eine gänzlich andere Heizenergieanforderung zu beobachten ist. Der Grund dafür dürfte im Bodenaufbau der Concert Hall liegen, bei dem es sich um einen Holzriemenboden mit darunterliegender Mineralwolldämmung und anschließend montierter Gipsplatten mit einer Gesamtschichtdicke von 107 mm, handelt. Ein Teil des benötigten Heizenergiebedarfs wird somit wahrscheinlich als übertretender Wärmestrom von der darunter liegenden Bar gedeckt, die von der Außeneinheit AG8 versorgt wird.

Die durch die thermische Gebäudesimulation ermittelte Heizlast bei gleichzeitiger Beheizung aller Zonen des Nordtraktes ergab für das Gewölbe und die Bar einen Bedarf von 8,6 kW und für die Concert Hall 14,6 kW (siehe Tabelle 12), wobei diese Werte auf eine minimale Außenlufttemperatur in Frohnleiten im Jahr 2011 von -12,2 °C und eine Raumluffttemperatur der beheizten Räume von 20 °C zu beziehen sind. Werden die Räume einzeln beheizt, ergab sich eine Heizlast von 18,3 kW für Gewölbe und Bar und 18,1 kW für die Concert Hall (siehe Tabelle 13).

Die verringerte Heizlast speziell der Bar wurde hier durch die mäßige Dämmung zwischen Bar und Concert Hall begründet, wie bereits oben erwähnt, wobei in der Messung nicht eine Verringerung der Heizlast der Bar sondern der Concert Hall zu beobachten ist (Abbildung 34 und Abbildung 38). Dies könnte auf eine in der Simulation anders angenommene Luftströmung zwischen Bar und Gewölbe zurückzuführen sein.

Am 21.02.2014 betrug die Heizleistung zur Aufrechterhaltung von 20 °C Raumlufttemperatur im Gewölbe und der Bar (AG8) ca. 14 kW bei einer durchschnittlichen Außenlufttemperatur von ca. 6 °C. Dies liegt ca. 5,4 kW über der in der Simulation ermittelten Heizlast, wobei natürlich die sehr große Speichermasse des Gewölbes zu berücksichtigen ist, wodurch es nicht gelingt, diese in der kurzen Zeit vollständig zu aktivieren und in weiterer Folge hier nicht von einem stationären Zustand gesprochen werden kann. Gänzlich anders verhält sich AG9 (Abbildung 34). Hier wird sogar zeitenweise gar nicht geheizt und dann bei Bedarf wieder nachgeheizt, was deutlich an der gemessenen Raumlufttemperatur zu erkennen ist, die periodisch um den Sollwert schwingt.

Tabelle 12: Gerechnete Heizlast bei gleichzeitiger Beheizung aller Zonen im Nordtrakt [8]

		<b>Gewölbe</b>	<b>Bar</b>	<b>Concert Hall+ Galerie</b>	<b>Summe</b>
Gerechnete Heizlast	[kW]	5,9	2,7	14,6	23,2
Installierte Heizleistung	[kW]	48	24	76	148
Überdimensionierung der installierten Heizleistung	[%]	814	889	521	638

Tabelle 13 Gerechnete Heizlast bei einzelner Beheizung der Zonen im Nordtrakt [8]

		<b>Gewölbe</b>	<b>Bar</b>	<b>Concert Hall+ Galerie</b>	<b>Summe</b>
Gerechnete Heizlast	[kW]	9,9	8,4	18,1	36,4
Installierte Heizleistung	[kW]	48	24	76	148
Überdimensionierung der installierten Heizleistung	[%]	485	286	420	407

Diese Werte sollen hier lediglich als Anhalt dienen und betonen, dass die installierte Anlage weit überdimensioniert in puncto Heizleistung ist. Am ersten Tag der Messreihe (20.02) war nur ein Außengerät, von insgesamt zwei, der Außeneinheit AG8 aktiv, welches im untersten Teillastbereich lief. Erst am zweiten Tag (21.02) wurde auch das zweite Gerät (AG8/1) aktiviert, jedoch nicht zwingend aufgrund der erhöhten Energieanforderung, denn das würde auch ein Außengerät bewerkstelligen können, sondern aufgrund der Verdoppelung der Wärmetauscherfläche des Verdampfers (siehe Gl. 2-8), was zu einem effizienteren Betrieb der Anlage führt.

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

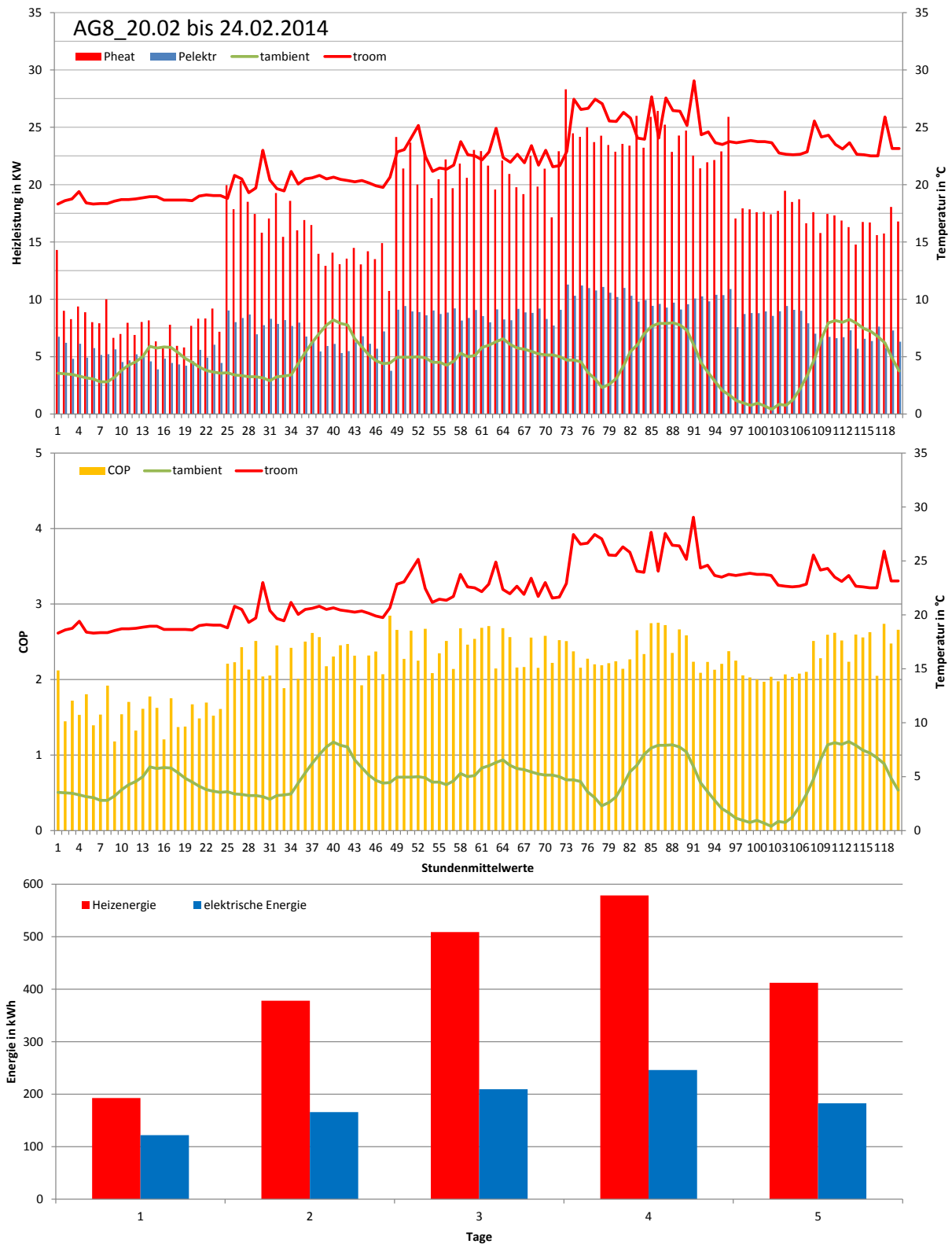


Abbildung 33: AG8 Leistungen und Energiebedarf von 20.02.2014 – 24.02.2014

Oben: Heizleistung und elektrische Leistung in Abhängigkeit von Raumluft-bzw. Außenlufttemperatur

Mitte: Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft-bzw. Außenlufttemperatur

Unten: Gelieferte Heizenergie und benötigte elektrische Energie

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

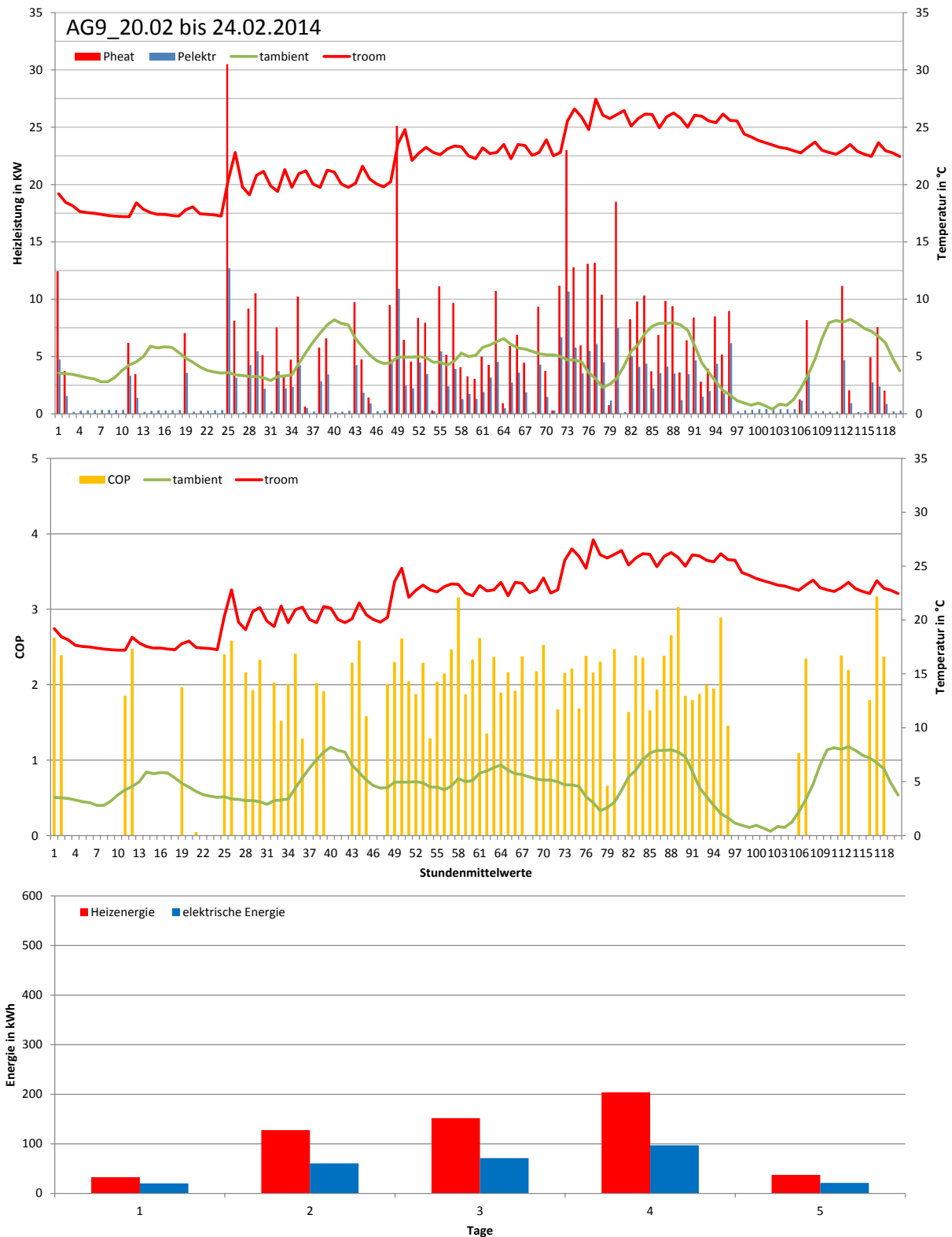


Abbildung 34: AG9 Leistungen und Energiebedarf von 20.02.2014 – 24.02.2014

Oben: Heizleistung und elektrische Leistung in Abhängigkeit von Raumluft-bzw. Außenlufttemperatur

Mitte: Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft-bzw. Außenlufttemperatur

Unten: Gelieferte Heizenergie und benötigte elektrische Energie

Betrachtet man die Effizienz von AG8 über den dargestellten Zeitraum (Abbildung 33), fällt am ersten Tag (20.02) auf, dass lediglich COP-Stundenmittelwerte nahezu durchgängig unter zwei erreicht werden. Die Anlage arbeitet dort im absolut untersten Teillastbereich was die Heizleistung betrifft. Der somit benötigte elektrische Grundenergiebedarf, der unabhängig von der Kompressor- und Ventilator Drehzahl ist, beträgt prozentuell gesehen somit mehr, als in Bereichen mit höherer Heizleistungsanforderung. Natürlich sind auch die periodischen Abtauvorgänge, die die effektive Heizleistung vermindern, effizienzmindernd. Der Hauptgrund der mäßigen Effizienz wird in Abbildung 35 ersichtlich. Dort sind über den ausgewerteten Zeitraum die stündlich gemittelten Kondensations- und Verdampfungstemperaturen ( $t_2'$  und  $t_1''$ ) sowie die gemessene Ansauglufttemperatur des Außengerätes AG8 ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) aufgetragen. Zum einen fällt die Differenz zwischen Außenlufttemperatur ( $t_{\text{ambient}}$ ), die von einem an der Außenfassade angebrachten Temperaturfühler gemessen wird und der Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) von durchschnittlich 2 K auf. Das heißt die Wärmequelleneintrittstemperatur vermindert sich um ca. 2 K. Die Verdampfungstemperatur liegt nahezu durchgängig unter  $-2\text{ °C}$ , weshalb über den gesamten Zeitraum (20.02 – 24.02) ca. 70 Abtauzyklen gefahren wurden.

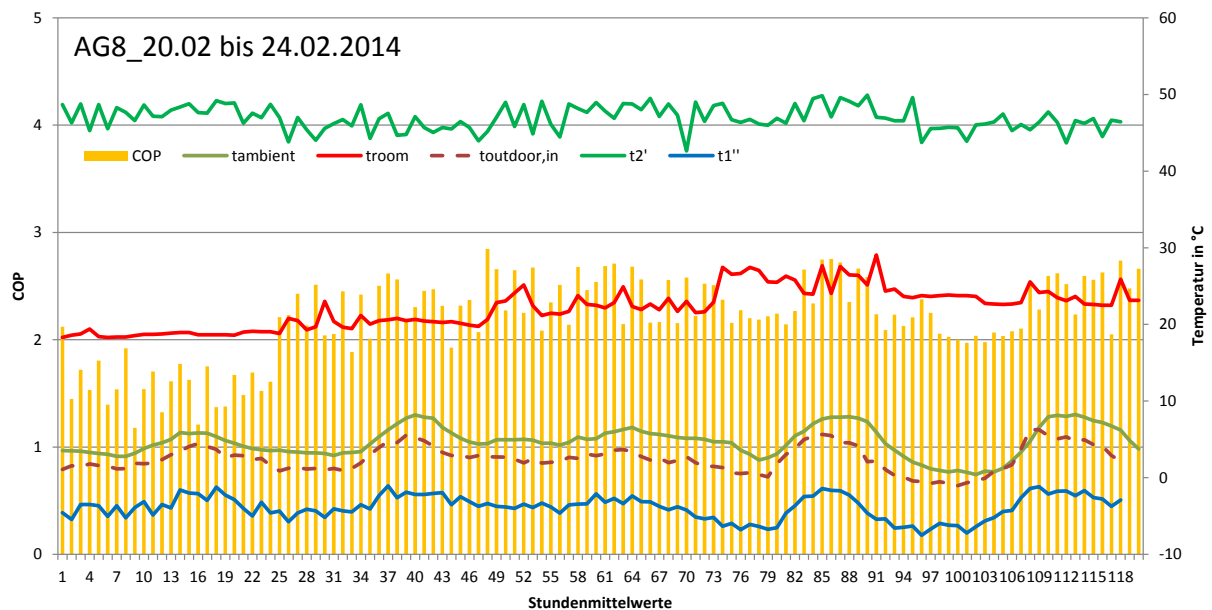


Abbildung 35: AG8 Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit der Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur von 20.02 bis 24.02.2014

Die Differenz zwischen Verdampfungstemperatur ( $t_1''$ ) und Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) beträgt im Mittel nahezu konstant ca. 6 K. Die Differenz zwischen Kondensationstemperatur ( $t_2'$ ) und Raumlufttemperatur ( $t_{\text{room}}$ ) beträgt am ersten Tag ca. 29 K, am zweiten und am dritten Tag ca. 25 K und an den beiden letzten Tagen ca. 22 K (siehe Tabelle 14).

#### 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

Tabelle 14: AG8 Tagesmittelwerte der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Effizienz von 20.02. bis 24.02.2014

AG8	Raumluft-soll-temperatur	gemessene Raumluft-temperatur (troom)	Außenluft-temperatur (tambient)	Ansaugluft-temperatur (toutdoor,in)	$\Delta t_{hub}$ (t1'' - t2')	$\Delta t_{condenser}$ (t2' - troom)	$\Delta t_{evaporator}$ (t1'' - toutdoor,in)	COP
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	[K]	[-]
20.02.2014	17,50	18,72	4,15	2,37	51,30	29,01	5,95	1,58
21.02.2014	20,00	20,32	4,94	2,73	49,16	25,46	6,12	2,30
22.02.2014	22,50	22,59	5,25	2,55	51,14	24,90	6,20	2,43
23.02.2014	25,00	25,64	4,93	2,22	52,40	21,94	7,04	2,36
24.02.2014	22,50	23,44	4,21	2,49	49,80	22,50	6,36	2,29

Aufgrund der sehr hohen Kondensationstemperaturen im Vergleich zu den Raumlufttemperaturen muss die Wärmepumpe einen großen Temperaturhub ( $\Delta t_{hub}$ ) von ca. 50 K überwinden, was zu einem höheren Kondensationsdruck ( $p_2$ ) und somit zu einer Erhöhung der erforderlichen Kompressor Leistung führt und in weiterer Folge die Effizienz der Anlage verringert.

Tabelle 15: AG8 Exergetische Betrachtung des Kältekreises von 20.02. bis 24.02.2014

AG8	gemessene Raumluft-temperatur (troom)	Ansaugluft-temperatur (toutdoor,in)	Kondensations-temperatur (t2')	Verdampfungs-temperatur (t1'')	Carnot Leistungsziffer ( $\epsilon_{carnot,heating}$ )	COP (= $\epsilon_{real}$ )	Gütegrad (vg)
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[-]
20.02.2014	18,72	2,37	47,73	-3,57	6,25	1,58	0,25
21.02.2014	20,32	2,73	45,78	-3,38	6,48	2,30	0,36
22.02.2014	22,59	2,55	47,49	-3,65	6,27	2,43	0,39
23.02.2014	25,64	2,22	47,58	-4,82	6,12	2,36	0,39
24.02.2014	23,44	2,49	45,94	-3,87	6,40	2,29	0,36

In Tabelle 15 wurden anhand der in Kapitel 2 genannten Definitionen für die Leistungsziffern einerseits des idealen Kraftwärmeprozesses ( $\epsilon_{carnot,heating}$ ) und des realen Prozesses ( $\epsilon_{real}$ ) Gütegrade in Abhängigkeit von Tagesmittelwerten der Kondensations- bzw. Verdampfungstemperatur ermittelt. Auffallend ist der sehr niedrige exergetische Wirkungsgrad der Anlage am ersten Tag mit 0,25. Daher wurde in Abbildung 36 ein Vergleich der an den Innengeräten abgegebenen Heizleistung (hier mit  $Q_{heat}$  bezeichnet) und an den Außengeräten aufgenommenen Leistung (hier mit  $Q_{cool}$  bezeichnet) im Verhältnis zur aufgenommenen elektrischen Leistung der Außeneinheit AG8 jeweils am 20.02.2014 ( $\nu_G = 0,25$ ) und 23.02.2014 ( $\nu_G = 0,39$ ) über einen Zeitraum von 3 Minuten dargestellt ist. Am 20.02.2014 wurde in diesem Zeitraum eine durchschnittliche Heizleistung von ca. 15 kW an den Innengeräten abgegeben. Dabei wurde der Umwelt eine Leistung von ca. 13 kW entzogen und somit müssten nur ca. 2 kW an reiner Exergie vom Kompressor zur Verfügung gestellt werden, jedoch tatsächlich wurde eine Leistung von ca. 8 kW aufgenommen. Betrachtet man dieselbe Situation am 23.02.2014 ( $\nu_G = 0,39$ ) so kann festgestellt werden, dass bei einer mittleren Heizleistung von ca. 23 kW und einer Wärmeentzugsleistung an der Umgebung von ca. 18 kW und einer damit bedingten Exergieaufnahme von 5 kW eine elektrische Leistungsaufnahme von ca. 9 kW



#### 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

einhergehen. Es ergibt sich somit ein Exergieverlust für den ersten Fall von 6 kW und lediglich 4 kW für den zweiten betrachteten Zeitraum. Es sei an diese Stelle erwähnt, dass hier weder der Außenluftventilator (die Lüftermotor-Leistungsaufnahme beträgt laut Bedienungsanleitung ca. 0,6 kW pro Außengerät) noch sonstige zusätzliche Energieverbraucher, die zum Betrieb der Anlage erforderlich sind, bei dieser Betrachtung berücksichtigt werden. Der somit erhöhte Exergieverlust am 20.02.2014 lässt sich aufgrund des höheren Druckverhältnisses ( $p_2/p_1$ ) von 5,1 im Gegensatz zu 4,5 am 23.02.2014 erklären.

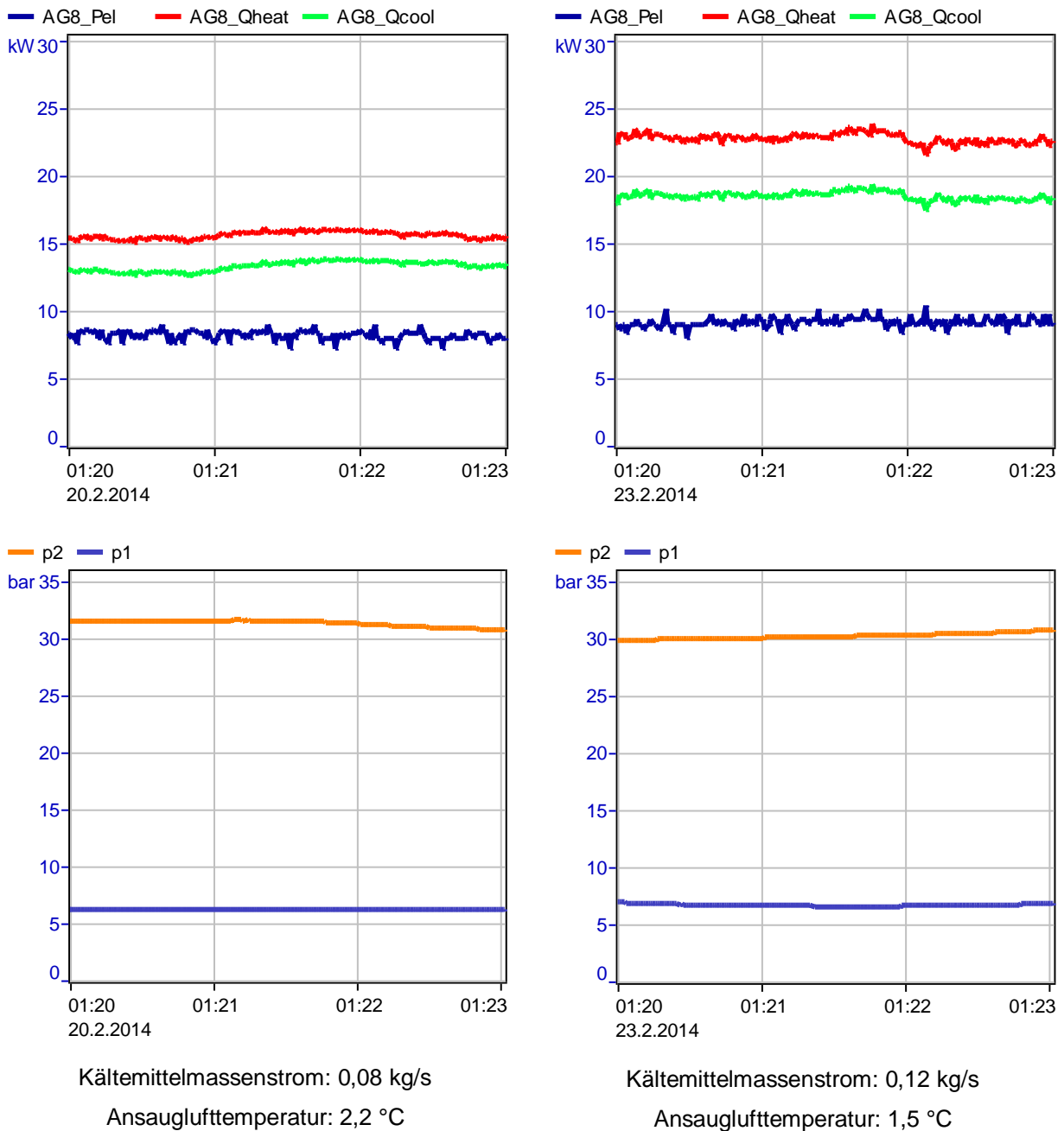


Abbildung 36: AG8 Druckverhältnis des Kompressors bei unterschiedlicher Leistungsanforderung von 20.02 bis 24.02.2014

Nach der Analyse der ersten Messdaten wird klar, dass vorrangig die hohen Kondensationstemperaturen, die mit hoher Wahrscheinlichkeit aus dem erwähnten Luftkurzschluss der Innengeräte resultieren, verantwortlich für die mäßigen Effizienzwerte der Anlage sind. Deshalb wurde eine weitere Messung mit denselben Raumluftsoltemperaturen wie bei der vorhergehenden Messung durchgeführt, wo der Verbau der Innengeräte, wo dies baulich möglich war, entfernt wurde und des Weiteren die Drehzahl der Ventilatoren der Innengeräte auf die maximal mögliche Stufe gestellt. In Abbildung 37 ist deutlich zu erkennen, dass durch die Entfernung des Holzverbauens in der Bar, die gemessene Raumlufttemperatur wesentliche höhere Werte annimmt als noch bei der ersten Messung. Dies dürfte damit zu begründen sein, dass der Temperaturfühler nahe an der Ausblasöffnung eines Innengerätes positioniert ist und damit eher die Ausblastemperatur des Kondensators gemessen wird, als die effektive Raumlufttemperatur. Zu beachten ist, dass die Außenlufttemperatur zwischen ca. 4 und 17,5 °C schwankte und somit doch deutlich höhere Verdampfungstemperaturen als bei der ersten Messung vorliegen. Auch der Heizenergiebedarf des gesamten Nordtraktes sank, auch aufgrund der vermehrten solaren Einträge, dadurch um ca. 40 %, weshalb die Heizleistung speziell am Nachmittag stark zurückging. In Abbildung 38 sind wiederum die Verläufe der stündlich gemittelten Werte von Heizleistung, elektrisch aufgenommener Leistung, sowie die Effizienz des Kältekreislaufes AG9 aufgetragen. Auch hier konnte ein deutlich reduzierter Heizenergiebedarf im Vergleich zur ersten Messreihe beobachtet werden.

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

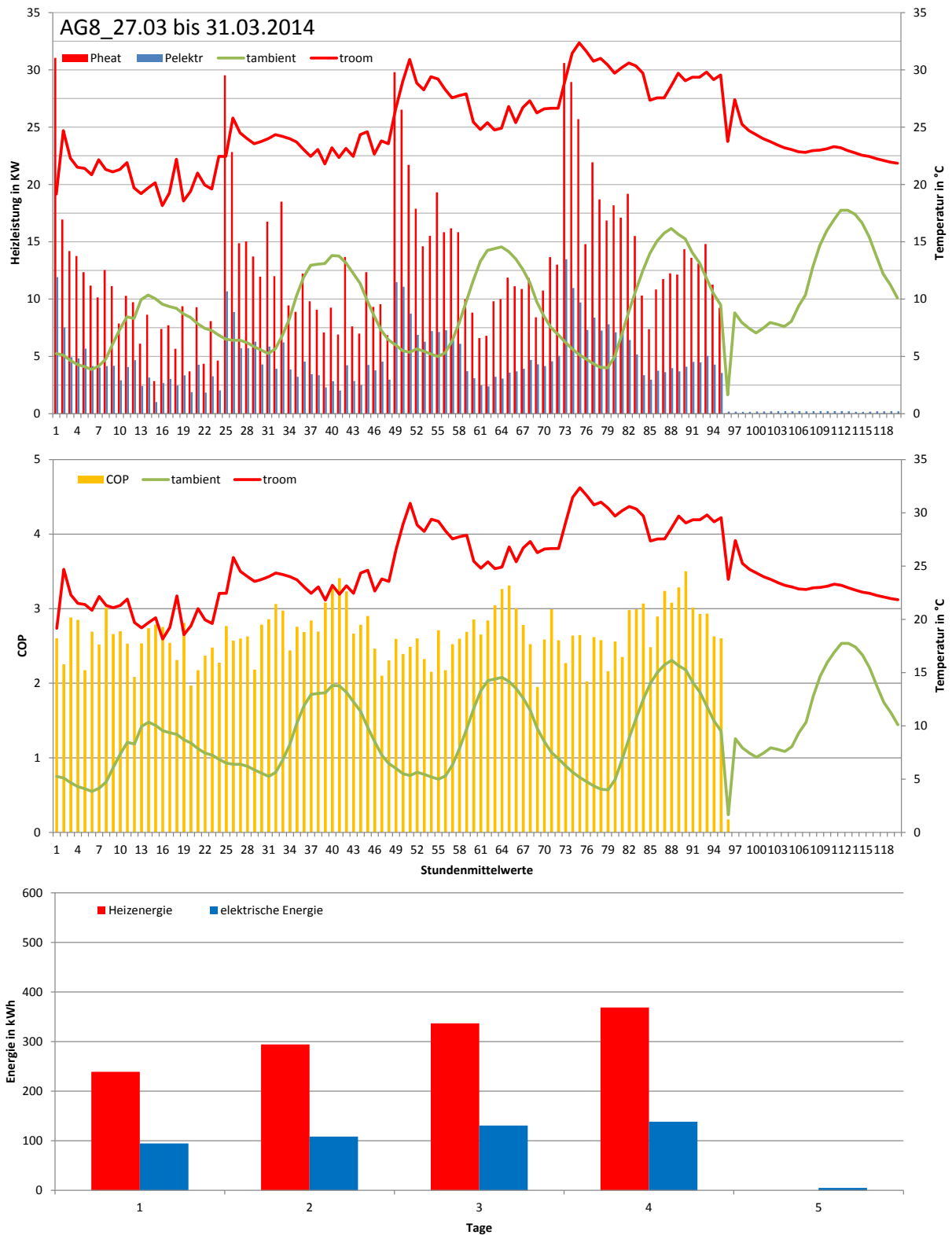


Abbildung 37: AG8 Leistungen und Energiebedarf von 27.03.2014 – 31.03.2014

Oben: Heizleistung und elektrische Leistung in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur

Mitte: Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur

Unten: Gelieferte Heizenergie und benötigte elektrische Energie

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

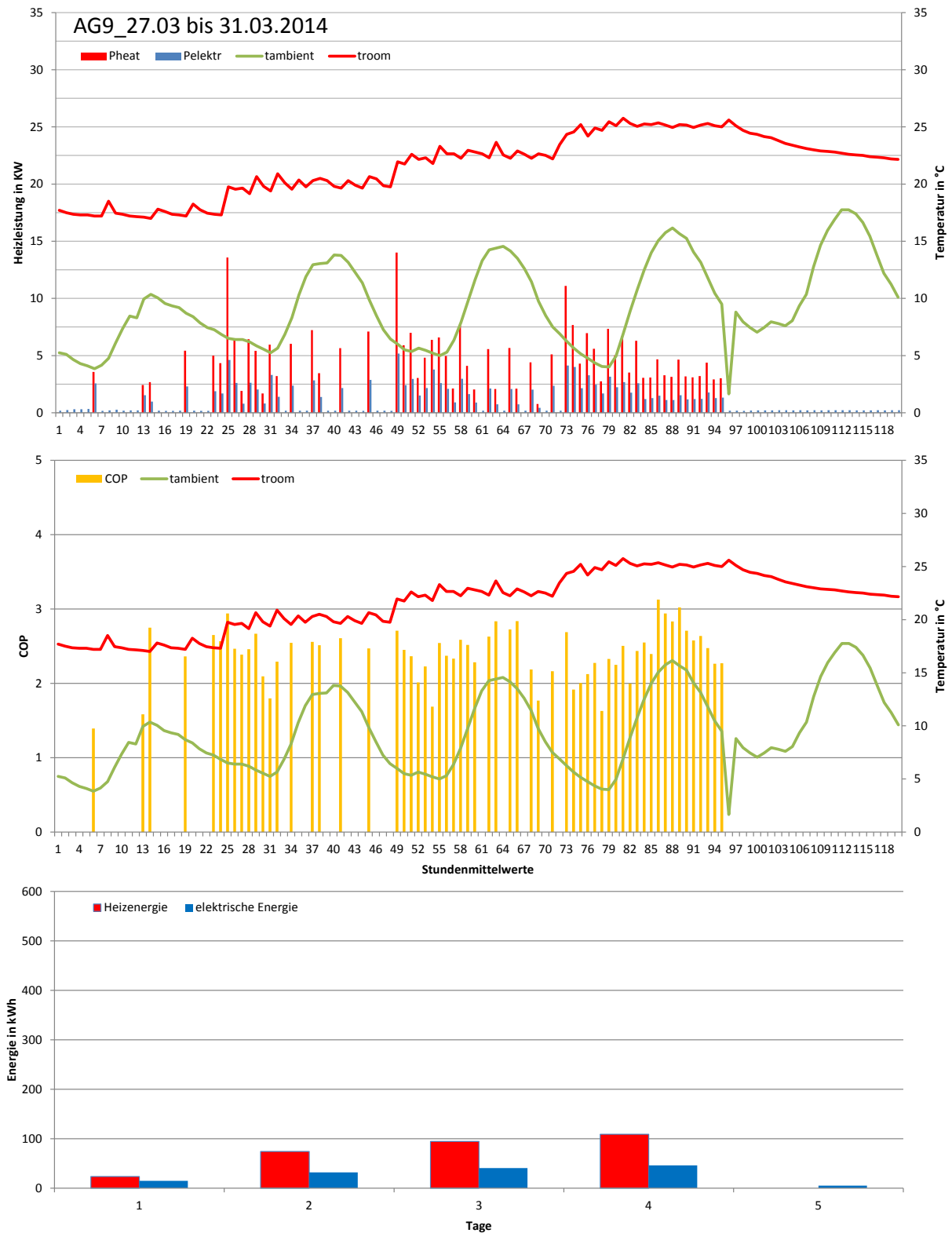


Abbildung 38: AG9 Leistungen und Energiebedarf von 27.03.2014 – 31.03.2014

Oben: Heizleistung und elektrische Leistung in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur

Mitte: Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur

Unten: Gelieferte Heizenergie und benötigte elektrische Energie

In Abbildung 39 sind wieder die stündlich gemittelten Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen für das AG8 in der Periode von 27.03 - 31.03 aufgetragen. Speziell am ersten Tag könnte vermutet werden, dass es gelungen ist die Kondensationstemperatur deutlich zu senken (unter 30 °C) jedoch fällt bei genauerer Betrachtung auf, dass aufgrund der geringen Heizenergieanforderung des Nordtraktes, die Anlage im Ein-Aus Modus betrieben wurde und die geringen Kondensationstemperaturen ( $t_2'$ ) aufgrund der Stundenmittelwertbildung entstehen. Jeweils am Beginn des Tages um Mitternacht sind repräsentative Kondensationstemperaturen ( $t_2'$ ) von ca. 46 °C zu erkennen.

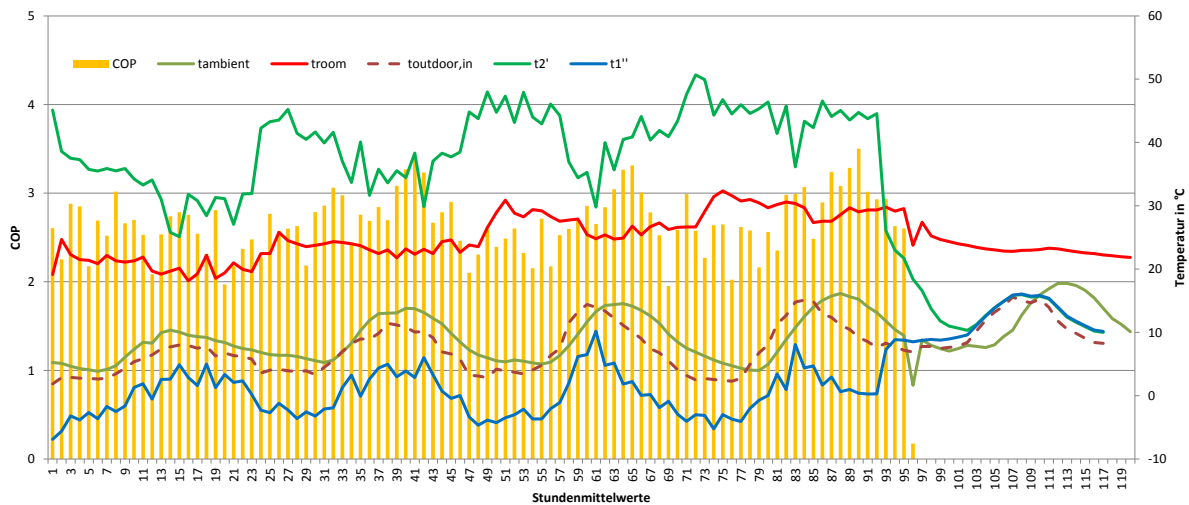


Abbildung 39: AG8 Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit der Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur von 27.03. bis 31.03.2014

In Tabelle 16 und Tabelle 17 wurden wiederum aus den Differenzen der Tagesmittelwerte von Kondensations- bzw. Verdampfungstemperatur die mittleren erforderlichen Temperaturhübe der Wärmepumpe errechnet. Auch die zur Wärmeübertragung erforderlichen Temperaturdifferenzen am Kondensator (Differenz zwischen Kondensationstemperatur und Raumlufttemperatur) bzw. am Verdampfer (Differenz zwischen Verdampfungstemperatur und Ansauglufttemperatur) die für die exergetische Güte der Wärmeübertragung verantwortlich sind, werden dargestellt.

Tabelle 16: AG8 Tagesmittelwerte der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Effizienz von 27.03. bis 31.03.2014

AG8	Raumluftsol-temperatur	gemessene Raumlufttemperatur (troom)	Außenlufttemperatur (tambient)	Ansauglufttemperatur (toutdoor,in)	$\Delta t_{hub}$ ( $t_1'' - t_2'$ )	$\Delta t_{condenser}$ ( $t_2' - t_{room}$ )	$\Delta t_{evaporator}$ ( $t_1'' - t_{outdoor,in}$ )	COP
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[K]	[K]	[-]
27.03.2014	17,50	20,71	7,14	5,22	33,74	12,93	5,32	2,53
28.03.2014	20,00	23,53	9,19	6,86	38,29	15,11	6,51	2,75
29.03.2014	22,50	27,14	9,16	7,47	42,15	14,98	7,50	2,65
30.03.2014	25,00	29,50	9,61	8,49	39,08	11,27	6,80	2,65
31.03.2014	22,50	23,30	11,77	10,90	0,90	10,24	1,27	0,00

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse

Tabelle 17: AG8 Exergetische Betrachtung des Kältekreises von 27.03. bis 31.03.2014

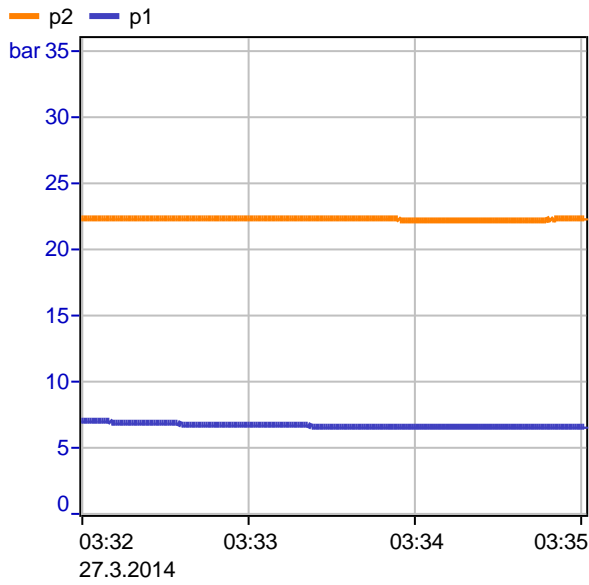
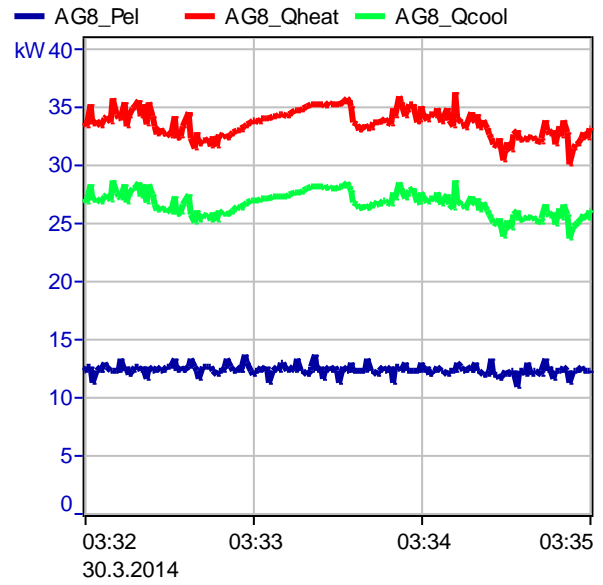
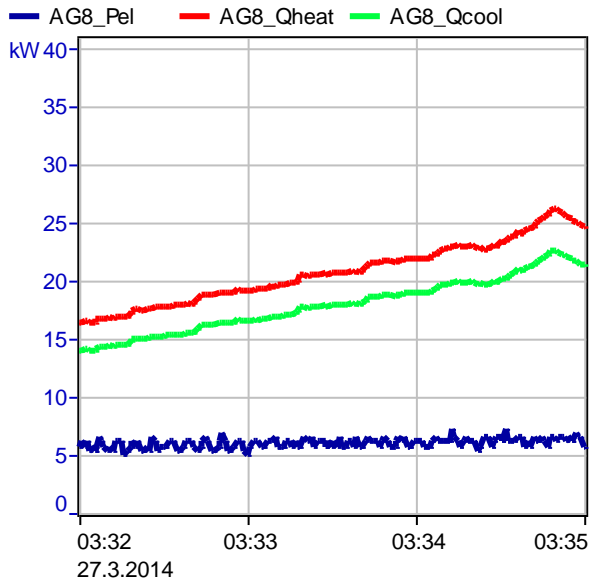
AG8	gemessene Raumluft- temperatur (troom)	Ansaugluft- temperatur (toutdoor,in)	Kondensations- temperatur (t2')	Verdampfungs- temperatur (t1'')	Carnot Leistungsziffer ( $\epsilon_{\text{carnot,heating}}$ )	COP ( $=\epsilon_{\text{real}}$ )	Gütegrad (vg)
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[-]	[-]	[-]
27.03.2014	20,71	5,22	33,64	-0,10	9,09	2,53	0,28
28.03.2014	23,53	6,86	38,64	0,35	8,14	2,75	0,34
29.03.2014	27,14	7,47	42,12	-0,03	7,48	2,65	0,35
30.03.2014	29,50	8,49	40,77	1,69	8,03	2,65	0,33
31.03.2014	23,30	10,90	13,06	12,17	319,22	0,00	0,00

Vergleicht man die COP-Werte mit der ersten Messung (20.02 - 24.02), fällt auf, dass die Effizienz um ca. 12 % im Mittel gestiegen ist. Zurückzuführen ist dies vorwiegend, auf die höheren Außenlufttemperaturen und damit höheren Verdampfungstemperaturen ( $t_1''$ ), welche den erforderlichen Temperaturhub reduzierten. Zwar sind auch die Kondensationstemperaturen ( $t_2'$ ) im Durchschnitt deutlich gesunken, was sich jedoch vorwiegend aufgrund des Ein-Aus Betriebes speziell am Nachmittag bedingt durch die hohen Außenlufttemperaturen und den geringen Heizwärmebedarf des Nordtraktes ergab. Bei durchgehendem Betrieb der Anlage, konnte kein markanter Abfall der Kondensationstemperatur gegenüber der ersten Messung vom 20.02. bis 24.02.2014 beobachtet werden.

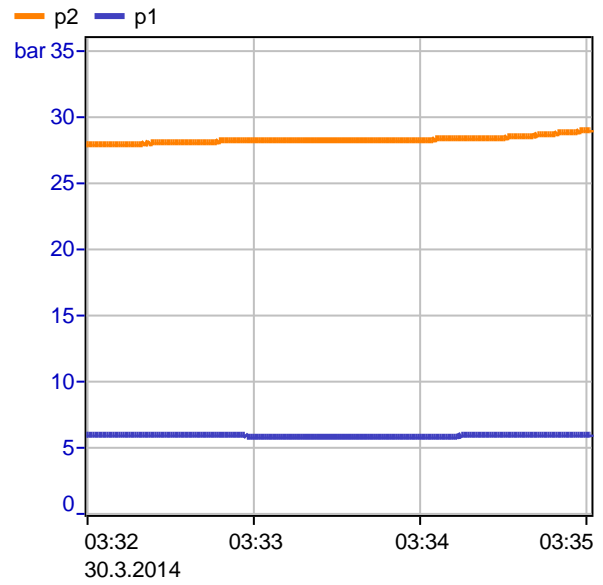
In Abbildung 40 sind wiederum die am Kondensator abgegebene Heizleistung ( $Q_{\text{heat}}$ ), die vom Verdampfer aufgenommene Kühlleistung ( $Q_{\text{cool}}$ ), sowie die elektrisch aufgenommene Leistung des AG8 abgebildet.

Der Kondensationsdruck ( $p_2$ ) beträgt am 27.03.2014 ca. 22,5 bar (entspricht einer Kondensationstemperatur von ca. 37 °C) und der Verdampfungsdruck ( $p_1$ ) ca. 7 bar (entspricht einer Verdampfungstemperatur von ca. -4 °C). Eine Änderung der elektrischen Leistungsaufnahme von 5 auf 7 kW resultierte in einer Änderung der Heizleistung von 16 kW auf 26 kW, d.h. der COP-Wert stieg von 3,2 auf 3,7. Am 30.03.2014 betrug der Kondensationsdruck ca. 28 bar (entspricht einer Kondensationstemperatur von ca. 46 °C) und der Verdampfungsdruck ca. 6 bar (entspricht einer Verdampfungstemperatur von ca. -9 °C). Die durchschnittliche Heizleistung betrug ca. 34 kW bei einer Leistungsaufnahme von ca. 12,5 kW was einen COP-Wert von 2,72 ergibt. Aus der Differenz von abgegebener Heizleistung ( $Q_{\text{heat}}$ ) und aufgenommener Kühlleistung ( $Q_{\text{cool}}$ ), die am 27.03 ca. 3 kW (mit  $P_{\text{el}} = 7$  kW) und am 30.03 ca. 7 kW (mit  $P_{\text{el}} = 13$  kW) beträgt, wird der Einfluss des Druckverhältnisses ( $p_2/p_1$ ) ersichtlich. Mit steigendem Druckverhältnis sinkt der isentrope Kompressorwirkungsgrad und die Prozessverluste vergrößern sich.

## 4 Auswertung und Analyse der Messergebnisse



Kältemittelmassenstrom: 0,075 – 0,12 kg/s  
Ansauglufttemperatur: 2,7 °C



Kältemittelmassenstrom: 0,16 kg/s  
Ansauglufttemperatur: 2 °C

Abbildung 40: AG8 Druckverhältnis des Kompressors bei unterschiedlicher Leistungsanforderung von 27.03 bis 31.03.2014

## 4.6 Vermessung der Innengeräte

Um den Einfluss des Verbaus der Innengeräte auf die Kondensationstemperatur und damit auf die Effizienz der Anlage zu verifizieren, wurden an den Innengeräten der drei vermessenen Kältekreisläufe Temperaturmessungen durchgeführt. Dabei wurde die Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{indoor,in}}$ ), die Ausblastemperatur ( $t_{\text{indoor,out}}$ ) und die Raumlufttemperatur ( $t_{\text{room}}$ ) mittels Thermoelementen, einmal mit Verbau und einmal ohne Verbau bzw. mit anschließend provisorisch installierten Luftleitblechen gemessen (Abbildung 41 durchgezogen -mit Verbau, strichliert - ohne Verbau). Zusätzlich zur Temperaturmessung konnte mittels Hitzedrahtanemometer die ausblasseitige Luftstromgeschwindigkeit für die beiden Fälle protokolliert werden. Die Anlage wurde im Testmodus mit hoher thermischer Leistung (ca. 56 kW für die Außeneinheit AG8) betrieben und die maximale Lüfterstufe der Innengeräte auf „ultra high“ gestellt (entspricht einem Luftvolumenstrom von 900 bis 1200 m<sup>3</sup> pro Stunde) [17].

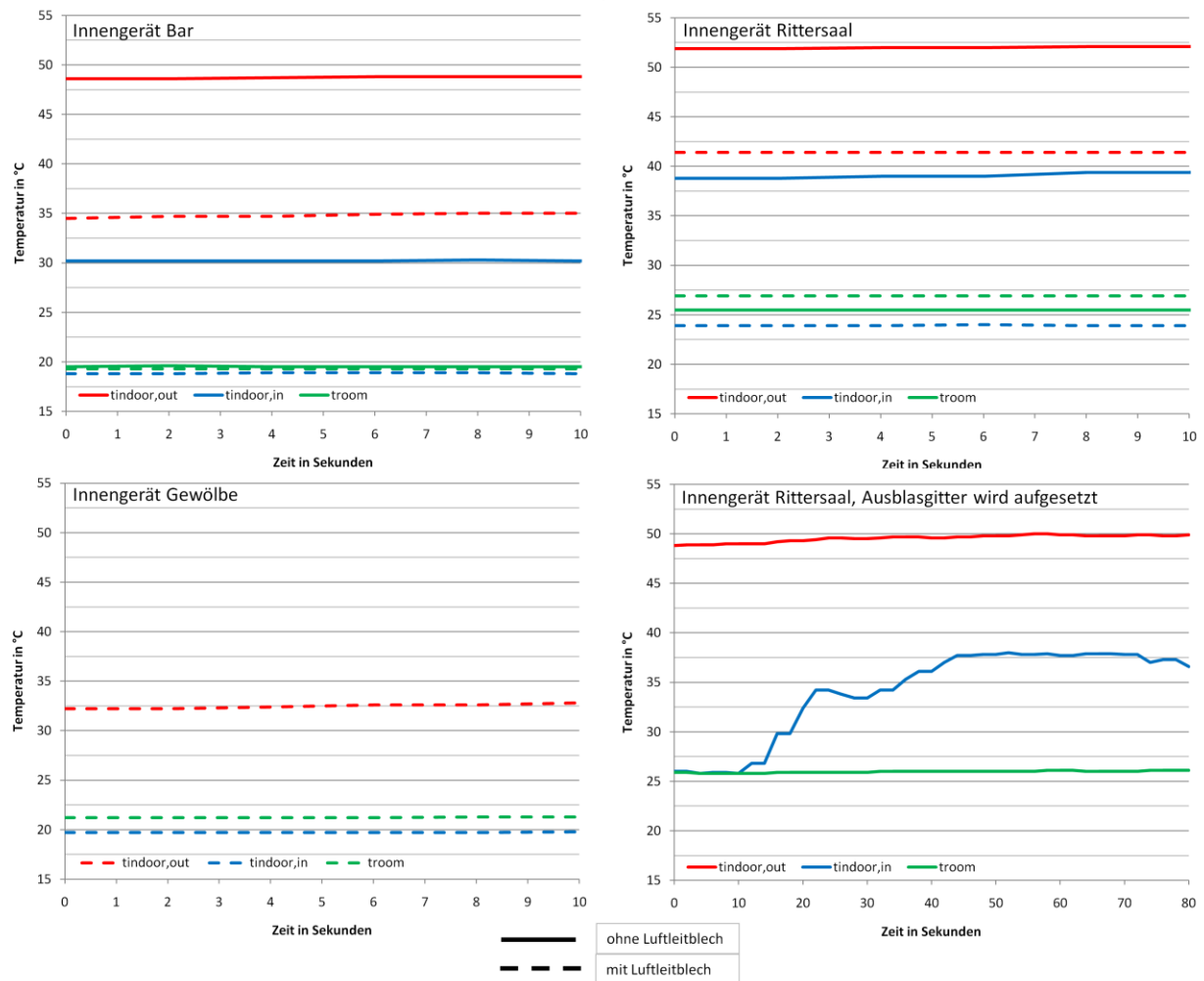


Abbildung 41: Temperaturverläufe der Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{indoor,in}}$ ), Ausblaslufttemperatur ( $t_{\text{indoor,out}}$ ) und der Raumlufttemperatur ( $t_{\text{room}}$ ) in Abhängigkeit der Luftführung



Die Messung der Luftgeschwindigkeit (Verbau / Innengerät Bar) von ca. 2 m/s am Austritt aus dem Kondensator ohne Verbau, bei einer Querschnittsfläche von 0,13 m<sup>2</sup> ergibt einen Luftvolumenstrom von ca. 930 m<sup>3</sup> pro Stunde und liegt somit im vorgegebenen Bereich. Mit Verbau beträgt der Querschnitt der Ausblasöffnung ca. die Hälfte (siehe Abbildung 28), womit eine Luftgeschwindigkeit von ca. 4 m/s resultieren sollte. Tatsächlich gemessen wurde eine Ausblasgeschwindigkeit von ca. 2,7 m/s Sekunde, was darauf schließen lässt, dass ungefähr 30 % des Luftvolumenstromes im Gerät selbst zirkuliert.

Tabelle 18: Mittelwerte der Ansaug- bzw. Ausblastemperaturen der Innengeräte mit bzw. ohne Luftführung (Werte in °C)

	Bar		Rittersaal	
	ohne Leitblech	mit Leitblech	ohne Leitblech	mit Leitblech
$t_{\text{indoor,out}}$	49	36	52	41
$t_{\text{indoor,in}}$	30	19	39	24
$t_{\text{room}}$	20	19	26	27

Durch den provisorischen Einbau von Luftleitblechen im Verbau, konnte eine lufttechnische Trennung der Ansaug- bzw. Ausblasseite erreicht werden. In Tabelle 18 sind die gemessenen Ansaug- bzw. Ausblastemperaturen eines Innengerätes der Bar und des Rittersaales vor und nach dem Einbau dokumentiert. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Ansauglufttemperatur, die ca. 20 cm über dem Boden gemessen wurde, durch die gezielte Luftführung um 11 Kelvin in der Bar bzw. 15 Kelvin im Rittersaal gegenüber der ursprünglichen Variante ohne Luftleitblech abgesenkt werden konnte. Die Ansauglufttemperatur lag somit im Bereich der Raumlufthtemperatur, die auf der Höhe der Ausblasöffnung gemessen wurde, bzw. lag im Rittersaal unter dieser, was auf eine Temperaturschichtung im Raum hinweist. Diese Reduktion führte auch zu einer deutlichen Absenkung der Ausblastemperatur, da in beiden Fällen ungefähr dieselbe Heizleistung abgegeben wurde.

Im Abbildung 41 rechts unten ist der Einfluss des Ausblasgitters (Abbildung 42) auf die Ansauglufttemperatur im Rittersaal deutlich zu erkennen. Ohne das Gitter liegt die Temperatur im Bereich der Raumlufthtemperatur, wird jedoch das Gitter aufgesetzt, kommt es zu einer Zirkulation des Luftstromes im Gerät (Abbildung 43 rechts) und die Ansauglufttemperatur steigt innerhalb von ca. 35 Sekunden von anfänglich 26 °C auf über 37 °C an.



ohne Ausblasgitter



mit Ausblasgitter

Abbildung 42: Innengerät Rittersaal

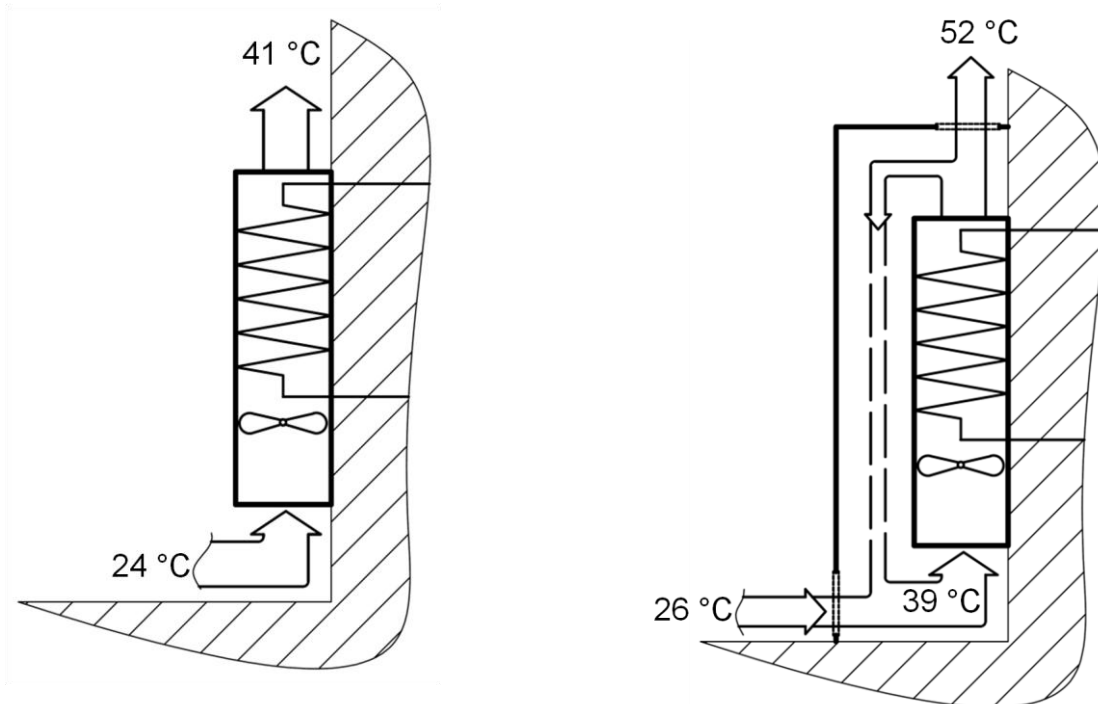


Abbildung 43: Schematische Schnittdarstellung eines Innengerätes  
links: ohne Ausblasgitter rechts: mit Ausblasgitter

## 5 EFFIZIENZ IN ABHÄNGIGKEIT DER QUELLEN- UND SENKENTEMPERATUR

### 5.1 Effizienz bei 20 °C Raumlufthtemperatur

In Abbildung 44 ist die Effizienz einer Außeneinheit in Abhängigkeit der Außenlufttemperatur und Drehzahl bei einer konstanten Raumlufthtemperatur von 20 °C laut Hersteller dargestellt [17] (siehe Kap.8.2). Die COP-Werte reichen von ca. 2,56 bei einer Außenlufttemperatur von -15 °C und 100 % Drehzahl bis 5,68 bei 15 °C Außenlufttemperatur und einer Drehzahl von 50 %.

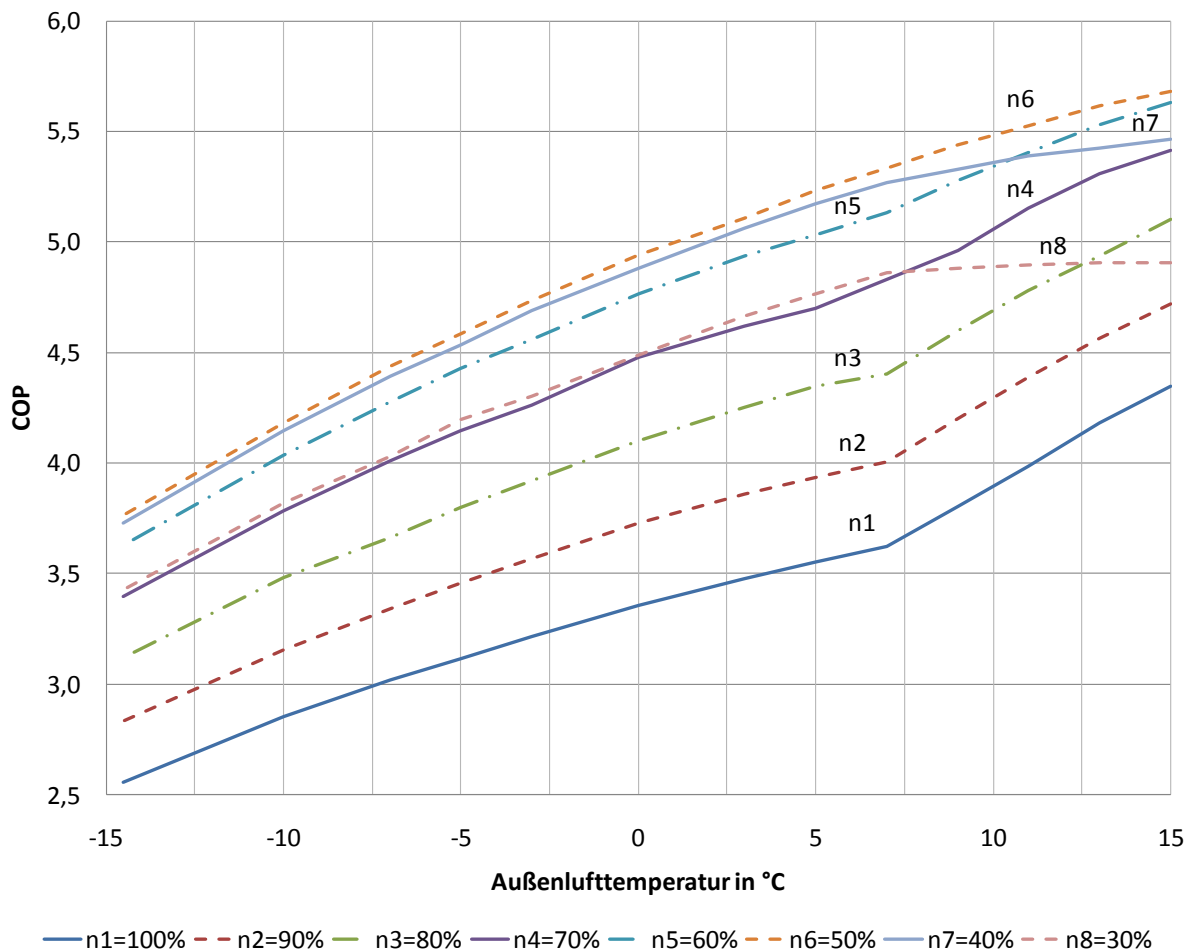


Abbildung 44: COP in Abhängigkeit der Drehzahl und Außenlufttemperatur bei einer Raumlufthtemperatur von 20 °C (gemäß Hersteller [17])

Bei Drehzahlen unter 50 % sowie auch über 50 % ist eine Reduktion der Effizienz feststellbar (vorausgesetzt die Außenlufttemperatur ändert sich nicht), wobei bei einer Drehzahl von 30 %, was einer Heizleistung von ca. 23 kW entspricht (die Nennheizleistung einer Außeneinheit

beträgt 76,5 kW) der COP-Wert ab ca. 7 °C Außenlufttemperatur nicht mehr ansteigt, im Gegensatz zu den anderen Drehzahlen. Dies ist von besonderem Interesse, da die installierte Heizleistung im Nordtrakt um über das Vierfache größer ist, als die erforderliche Heizleistung und diese massive Überdimensionierung somit dazu führt, dass die Anlage hauptsächlich im untersten Drehzahlbereich betrieben wird (siehe Tabelle 12 und Abbildung 29). Dies könnte auch die nur mäßige Steigerung der Effizienz der zweiten Messreihe begründen, wo sich die Außenlufttemperaturen im Bereich von 5 bis 15 °C (27.03 - 30.03) bewegten und die Anlage im untersten Drehzahlbereich betrieben wurde. (~ 30 % siehe Abbildung 44 n8)

## 5.2 Gemessene Effizienz bei verschiedenen Raumlufthtemperaturen

Um eine Aussage über die tatsächliche Effizienz der Anlage zu erhalten, wurde die abgegebene Heizleistung der elektrisch aufgenommen Leistung der Außengeräte bei verschiedenen Raumlufthtemperaturen und den vorherrschenden Außenlufttemperaturen gegenübergestellt.

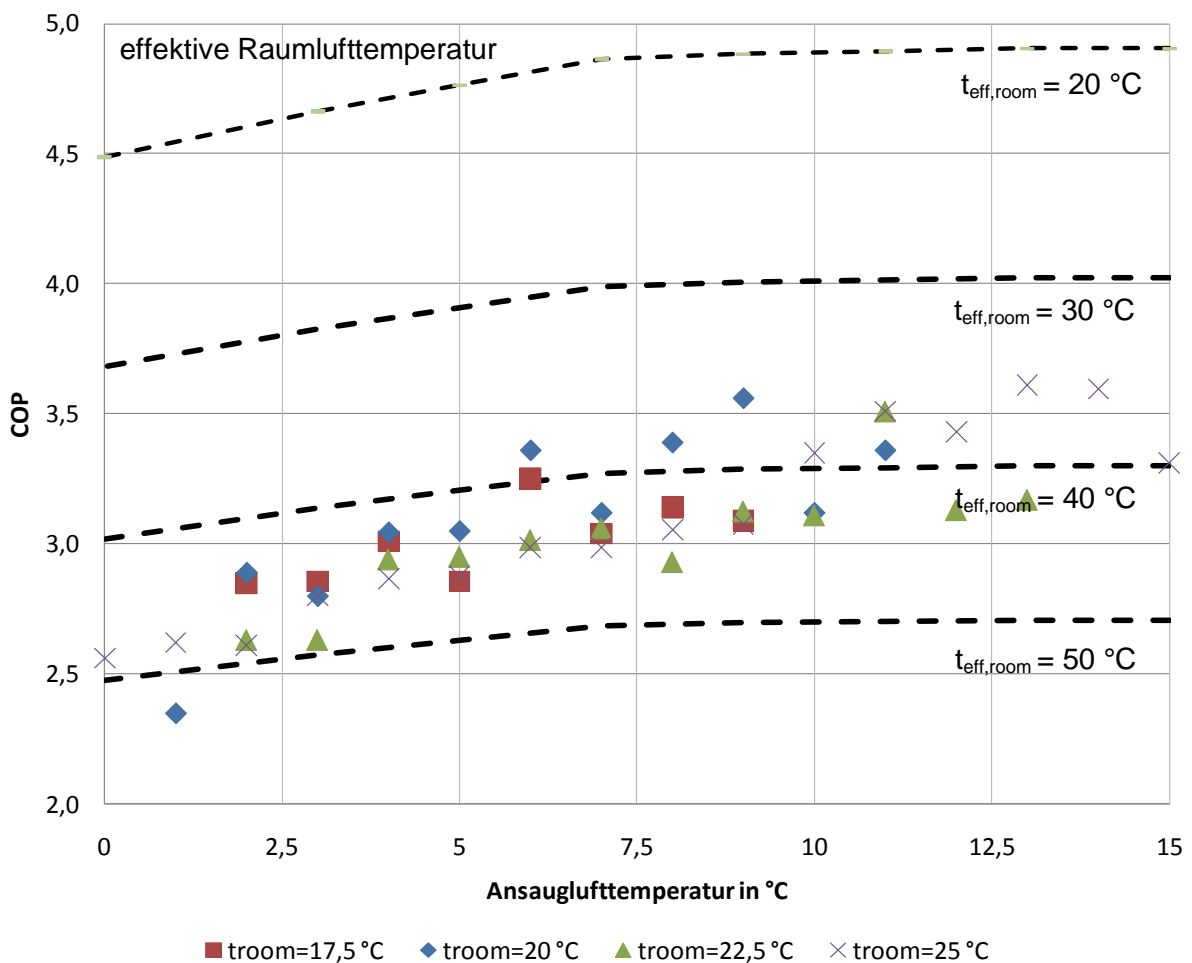


Abbildung 45: Gemessener COP in Abhängigkeit der eingestellten Raumlufthtemperaturen ( $t_{room}$ ) und Ansauglufttemperatur und COP-Werte laut Hersteller ( $t_{eff,room}$ ) für 30 % Drehzahl (Abbildung 44) unter der Annahme einer Reduktion der Effizienz von 2 % pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur

In Abbildung 45 ist nun die gemessene Effizienz der Außeneinheit AG8 in Abhängigkeit der vorgegebenen Raumluft Solltemperatur ( $t_{\text{room}}$ ) und der gemessenen Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) dargestellt. Die Ansauglufttemperatur wurde deshalb herangezogen, da sie einerseits die repräsentative Temperatur der Wärmequelle ( $t_{\text{source}}$ ) darstellt und die Messwerte im Gegensatz zum Außenlufttemperaturfühler, der sich an einer anderen Position befindet, sekundlich geloggt werden.

Zur Ermittlung dienten die zwei gefahrenen Raumtemperaturprofile vom 20.02.2014 bis zum 24.02.2014 bzw. 27.03.2014 bis 31.03.2014, wo die Raumluft Solltemperatur beginnend bei 17,5 °C in 2,5 Grad Schritte bis 25 °C erhöht wurde. Jeweils am ersten Tag, war aufgrund des geringen Heizleistungsbedarfes nur ein Außengerät in Betrieb. Die sekundlich geloggt Messwerte der Ansauglufttemperatur konnten durch eine Filterfunktion schrittweise in 1° Intervallen gefiltert und die Mittelwerte der dazugehörigen COP-Werte gebildet werden. Da die Außenlufttemperatur im besagten Zeitraum nie Werte unterhalb des Gefrierpunktes erreichte, konnte nur eine Hälfte des Kennfeldes ( $t_{\text{outdoor,in}} = 0 - 15 \text{ °C}$ ) ermittelt werden. Es wurden Effizienzwerte von 2,5 bei ca. 0 °C Ansauglufttemperatur bzw. bis 3,5 bei Temperaturen um ca. 15 °C erreicht. Vergleicht man die COP-Werte bei 20 °C Raumluft Solltemperatur mit denen in Abbildung 44 (Drehzahl  $n_8 = 30 \%$ ), sollten eigentlich Effizienz Werte von 4,49 bis 4,9 erreicht werden.

Der Luftkurzschluss der Innengeräte führte jedoch zu wesentlich höheren Ansauglufttemperaturen ( $t_{\text{indoor,in}}$ ) der Innengeräte im Vergleich zu der Raumlufttemperatur ( $t_{\text{room}}$ ), weshalb kein Vergleich mit dem Herstellerkennfeld, das eine Raumlufttemperatur und somit auch Ansauglufttemperatur der Innengeräte von 20 °C voraussetzt, gezogen werden kann. Geht man jedoch von einer Reduktion der Effizienz der Anlage von etwa 2 % pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur [6] aus und berücksichtigt somit die erhöhten Ansauglufttemperaturen der Innengeräte aufgrund des Luftkurzschlusses (siehe Abbildung 43), ergeben sich ausgehend von 20 °C Raumlufttemperatur, COP-Werte für verschiedene Raumlufttemperaturen, jeweils bei 30 % Drehzahl (Abbildung 45). Die gemessenen COP-Werte für die Raumluft Solltemperaturen von 17,5 °C bis 25 °C entsprechen somit im Mittel einer effektiven Raumlufttemperatur von ca. 40 °C. Die Ansauglufttemperaturen der Innengeräte lagen um ca. 12 K über der tatsächlichen Raumlufttemperatur (= 30 - 39 °C siehe Tabelle 18), wobei zu beachten ist, dass die Anlage bei der Vermessung der Innengeräte zuvor nicht im Betrieb war und es somit durchaus zu einer weiteren Erhöhung der Ansauglufttemperatur kommen könnte, da es sich nur um eine kurzzeitige Messung handelt. Auch bei den gemessenen COP-Werten ist keine wesentliche Steigerung der Effizienz ab einer Ansauglufttemperatur von 7,5 °C zu erkennen. (siehe auch Abbildung 44 Verlauf  $n_8(30 \%)$ )

## 6 SCHLUSSFOLGERUNGEN

Zur Bestimmung der Effizienz der Luft/Luft-Wärmepumpe auf Burg Rabenstein unter realen Bedingungen wurden drei Kältekreisläufe (AG3, AG8 und AG9) vermessen. Dazu wird die an den Innengeräten abgegebene Wärmemenge ins Verhältnis mit der dafür nötigen elektrischen Energie der Außengeräte gesetzt. Die Ermittlung der Wärmemengen erfolgt kältemittelseitig durch eine Druck- bzw. Temperaturmessung, womit die thermodynamischen Zustände vor und nach den Innengeräten, die im Heizbetrieb als Kondensator fungieren, bestimmt werden. Ebenso wird der Kältemittelmassenstrom gemessen und somit die in Summe abgegebene Heizleistung ermittelt. Die von den Außengeräten aufgenommenen Wirkleistungen werden durch elektronische Drehstromzähler erfasst und liefern somit den für eine Wirkungsgradbetrachtung benötigten Aufwand zur Erzeugung der Heizleistung.

Um die Effizienz der Anlage bei verschiedenen Betriebspunkten, sprich bei verschiedenen Raumlufttemperaturen bzw. Außenlufttemperaturen zu ermitteln, wurden über einen Zeitraum von fünf Tagen, die Raumlufttemperaturen im Nordtrakt, der von den Kältekreisläufen AG8 und AG9 versorgt wird, zwischen 17,5 °C und 25 °C variiert. Die erste Messung wurde vom 20.2 bis zum 24.02.2014 durchgeführt, wobei die Außenlufttemperatur in diesem Zeitraum Werte zwischen 0 °C und 8 °C annahm. Die Stundenmittelwerte der Heizleistungen der Außeneinheiten schwankten zwischen minimal ca. 6 und maximal 28 kW beim AG8 und ca. 6 bis maximal 31 kW beim AG9. Über den gesamten Zeitraum gesehen, unterschieden sich die beiden Kältekreisläufe jedoch gänzlich hinsichtlich des Heizenergiebedarfes der zu beheizenden Zonen. Somit betrug der Heizenergiebedarf der Bar und des Gewölbes mit 2070 kWh im Vergleich zu 550 kWh der Concert Hall und der Galerie nahezu das Vierfache, was durch die immense Speichermasse des Gewölbes und den übermäßig hohen Anteil an Leichtbauweiße der Concert Hall zu begründen ist. Die zur Verfügung gestellte Heizenergie forderte einen elektrischen Energieverbrauch von 926 kWh für AG8 und 270 kWh für AG9 und es ergab sich somit ein COP-Wert der Anlage für den betrachteten Zeitraum von 2,24 für AG8 bzw. 2,04 für AG9.

Vergleicht man die Raumlufttemperaturen mit den Kondensationstemperaturen fallen die sehr großen Spreizungen von bis zu 29 Kelvin auf, womit die mäßigen Effizienzwerte der Anlage zu erklären sind. Für die sehr hohen Kondensationstemperaturen kamen vorwiegend zwei Gründe in Frage. Zum Einen könnte eine mögliche Überfüllung der Anlage mit Kältemittel dazu führen, dass der Hochdrucksammler der Anlage das Kältemittel nicht mehr aufnehmen kann. Dies führt zu einem Rückstau von flüssigem Kältemittel in den Kondensator und reduziert somit die

effektive Kondensationsfläche was zu einem ansteigen des Verflüssigungsdruckes führt. Zum anderen könnten die Ummantelungen sämtlicher Innengeräte, die keine örtliche Trennung zwischen Ansaug- bzw. Ausblasseite bewirken, dazu führen, dass es zu einem sogenannten Luftkurzschluss und zur Vermischung von Zu- und Abluft kommt. Die Ansauglufttemperatur der Innengeräte entspricht somit nicht, wie im Idealfall, der Raumlufftemperatur, sondern nimmt wesentlich höherer Werte an. Messungen der Ansaug- bzw. Ausblastemperatur der Innengeräte im Betrieb der Anlage bestätigten die Variante des Luftkurzschlusses im Verbau der Innengeräte. So lagen die gemessenen Ansauglufttemperaturen mit den Ummantelungen um bis zu 13 Kelvin über der Raumlufftemperatur.

Bei der zweiten Messreihe vom 27.03.2014 bis zum 31.03.2014 wurden deshalb bei dem Kältekreislauf AG8 alle Verbauten der Innengeräte der Bar und im Gewölbe entfernt bzw. mit provisorischen Luftleitblechen ausgestattet. Beim Kältekreislauf AG9 konnten aus baulichen Maßnahmen keinerlei Eingriffe in die Luftführung der Innengeräte getätigt werden. Wiederum wurde die Raumlufftemperatur beginnend von 17,5 °C in 2,5 Kelvin Schritten bis 25 °C erhöht und am letzten Tag auf 22 °C abgesenkt. Die gesamt aufgenommene Heizenergie über die fünf Tage betrug für AG8 1240 kWh, bei einer elektrisch aufgenommenen Energie von 480 kWh und es ergab sich somit eine Effizienz von ca. 2,58. Für das AG9 konnte eine Heizenergie von 300 kWh bei einer elektrischen Energieaufnahme von 140 kWh registriert werden, was eine Effizienz von ca. 2,14 ergibt. Im Vergleich zur ersten Messreihe konnte ein deutlich reduzierter Heizenergiebedarf aufgrund der wesentlich höheren Außenlufttemperaturen Ende März festgestellt werden, die auch dazu führten, dass am letzten Tag, wo von 25 °C auf 22 °C zurückgeregelt wurde, die Heizung nicht in Betrieb ging. Bezüglich der Effizienz konnte für den Kältekreislauf AG8 eine Steigerung der Effizienz von ca. 15 % und für den Kältekreislauf AG9 eine Steigerung von ca. 5 % bezogen auf die erste Messreihe verzeichnet werden. Die höheren COP-Werte resultieren vorrangig aufgrund der höheren Außenlufttemperaturen während der zweiten Messreihe. Durch den provisorischen Einbau von Luftleitblechen wurde eine Trennung von Ansaug- und Ausblasseite erreicht und somit gelang es die Ansauglufttemperatur an die Raumlufftemperatur anzugleichen, jedoch zeigte sich keine signifikante Verbesserung, da die Anlage im Drehzahlbereich nahe 30 % betrieben wurde und die Außenlufttemperatur fast durchgehend über 7 °C lag. Speziell im Gewölbe, wo drei Innengeräte mit einem durchgehenden Verbau verkleidet wurden und noch dazu über der Ausblasöffnung Lichtleisten montiert sind, wird es im Betrieb vermutlich doch zu einem Rückstau kommen und somit die Kondensationstemperatur anheben. Für einen möglichst effizienten Betrieb der Anlage, sollten die Ansauglufttemperaturen aller Innengeräte überwacht und geprüft werden, ob diese höher als die aktuellen Raumlufftemperaturen sind.

## 7 LITERATUR

- [1] **Rieberer R; Heimrath R.** : Heating of a castle with air-to-air heat pumps; 11th international energy agency heat pump conference; Montreal; Canada; 2014.
- [2] **Biermayer P.**: Innovative Energietechnologien in Österreich; Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie; Wien; 2012.
- [3] **Rieberer R.**: Skriptum zur Vorlesung Wärmepumpentechnik LV-Nr. 307.052; Institut für Wärmetechnik der TU Graz; 2012.
- [4] **Eichlseder H.**: Skriptum zur Lehrveranstaltung Thermodynamik LV-Nr. 313.103; Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz; 2010.
- [5] **Schulungs - Handbuch Kälte-Klima-Kältetechnik**: TWK Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH; Karlsruhe; Deutschland; 12/2000
- [6] **Kulterer K.**: Energieeffizienz in Kältesystemen; Österreichische Energieagentur-Austrian Energy Agency; Wien; 2007.
- [7] **Schramek E.; Recknagel.**: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik; Oldenbourg Industrieverlag; Dortmund; Deutschland; Nov.2012.
- [8] **Tockner A.**: Beheizung einer Burg mittels Luft/Luft-Wärmepumpe; Diplomarbeit am Institut für Wärmetechnik der TU Graz; 2012.
- [9] **Gantner Instruments Test & Measurement GmbH**; [www.gantner-instruments.com](http://www.gantner-instruments.com).
- [10] **ABB Automation Products GmbH**; [www.abb.com](http://www.abb.com).
- [11] **VEGA Grieshaber KG**; [www.vega.com](http://www.vega.com).
- [12] **ELTAKO GmbH**; [www.eltako.com](http://www.eltako.com)
- [13] **Rieberer R.**: Skriptum zur Lehrveranstaltung Energie- und umwelttechn. Mess- & Versuchswesen LV-Nr. 307.015; Institut für Wärmetechnik der TU Graz; 2012.
- [14] **F-Chart Software**: Engineering Equation Solver EES, Academic Professional V9.433.; Madison; USA; 2013.
- [15] **Baehr, H.D.**: Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen; Springer Verlag; Hannover; Deutschland; 2005.
- [16] **Gasser L.; Wellig; B.; Hilfiker; K.**: WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen; Luzern; Schweiz; 2008.
- [17] **TOSHIBA Leading Innovation**: SMMS i Engineering Data Book; Toshiba Carrier Corporation, 2 Chome 12-32, Konan, Minatoku, Tokyo, 108-0075; Japan; 2010.



## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Sauggasdichte von R410 in Abhängigkeit von Druck bzw. Temperatur.....	6
Abbildung 2: Dampfdruckkurve und spezifische Verdampfungswärme .....	7
Abbildung 3: Vereinfachte Darstellung des Kältekreislaufes auf Burg Rabenstein .....	9
Abbildung 4: Schematischer Kältekreislauf der Luft/Luft-Wärmepumpe im Heizbetrieb, mit der Positionierung der einzelnen Messpunkte des AG8.....	11
Abbildung 5: Exemplarisches T/h-Diagramm des Kältekreislaufes im Heizbetrieb mit den in Abbildung 4 dargestellten Messstellen .....	12
Abbildung 6: Schematischer Kältekreislauf der Luft/Luft-Wärmepumpe im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb, mit der Positionierung der einzelnen Messpunkte des AG8 .....	14
Abbildung 7: Exemplarisches T/h-Diagramm des Kältekreislaufes im Abtaubetrieb bzw. Kühlbetrieb mit den in Abbildung 6 dargestellten Messstellen .....	15
Abbildung 8: Ansicht der Burg Rabenstein vom Norden .....	17
Abbildung 9: Schematische Darstellung der Kältekreisläufe auf Burg Rabenstein (Quelle: <a href="http://www.burg-rabenstein.at">www.burg-rabenstein.at</a> und eigene Darstellung) .....	18
Abbildung 10: Außengeräteeinheiten (Rot - gemessene Kältekreisläufe) und die Situierung der Messsensorik .....	19
Abbildung 11: Messstelle der Ansauglufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,in}}$ ) bzw. Ausblaslufttemperatur ( $t_{\text{outdoor,out}}$ ) des Außengerätes AG3/1 .....	20
Abbildung 12: Messstelle der elektrischen Energieaufnahme des Außengerätes AG3/1, sowie Drucksensor und Anlegetemperaturfühler vor dem Kompressor (AG8) .....	20
Abbildung 13: Schaltschrank und Messsensoren der Kältekreisläufe AG3, AG8 und AG9 .....	21
Abbildung 14: Flüssigkeitstank und Akkumulator (siehe Kap. 2.2) des Außengerätes AG8 .....	21
Abbildung 15: Belegung der digitalen Module D101 (softwareinterne Bezeichnung D101(1/1) bzw. D101(1/2) mit den Messpunkten (Energiezähler, Flussrichtung, Abtau) .....	22
Abbildung 16: Belegung der analogen Module A107 mit den Messpunkten ( $t$ , $p$ , $\dot{m}$ ) der gemessenen Kältekreisläufe.....	23
Abbildung 17: Belegung der analogen Module A104 mit den Messpunkten ( $t_{\text{outdoor,in}}$ , $t_{\text{outdoor,out}}$ , $t_1$ ) der gemessenen Kältekreise .....	23
Abbildung 18: Durchflussmessgerät und Druckmessgerät.....	24
Abbildung 19: Pt100-Temperaturfühler (links) und elektronischer Drehstromzähler Eltako DSZ 12D-3x65 A (rechts) .....	25
Abbildung 20: Thermoelement Typ K .....	25
Abbildung 21: Schaltschrank (lokale Position siehe Abbildung 10) .....	28
Abbildung 22: Messfehler in % bezogen auf den Massenstrom für Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ) [10] .....	30

## ABBILDUNGSVERZEICHNIS

---

Abbildung 23: Druckverlustkurve in Abhängigkeit des Massenstromes und der Nennweite (gemessen mit Wasser (H <sub>2</sub> O) bei einer dynamischen Viskosität von $1 \cdot 10^{-3}$ kg/ms) [10] .....	30
Abbildung 24: links: Referenztemperatur und Temperatur unkalibriert (AG3 t <sub>2</sub> ) .....	34
Abbildung 25: links: Kalibrierabweichung zur Referenztemperatur (AG3 t <sub>2</sub> ).....	34
Abbildung 26: AG8: Temperatur- Druck- bzw. Leistungsverläufe und Effizienz über eine Zeitraum von einer Stunde .....	38
Abbildung 27: T/h-Diagramm im Heizbetrieb mit Wärmequelle (t <sub>source</sub> ) und Wärmesenke (t <sub>room</sub> )	40
Abbildung 28: Innengerät in der Bar (AG8).....	41
Abbildung 29: Stundenmittelwerte der Heizleistung, elektrischer Leistung und der Effizienz in Abhängigkeit von Raumluft- bzw. Außenlufttemperatur .....	42
Abbildung 30: AG8: Temperatur- Druck- bzw. Leistungsverläufe für einen Abtauzyklus .....	44
Abbildung 31: T/h-Diagramm im Abtaubetrieb mit Wärmequelle (t <sub>room</sub> ) und Wärmesenke (t <sub>sink</sub> )	45
Abbildung 32: Position der Raumlufttemperatursensoren in der Bar bzw. Concert Hall .....	49
Abbildung 33: AG8 Leistungen und Energiebedarf von 20.02.2014 – 24.02.2014 .....	52
Abbildung 34: AG9 Leistungen und Energiebedarf von 20.02.2014 – 24.02.2014 .....	53
Abbildung 35: AG8 Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit der .....	54
Abbildung 36: AG8 Druckverhältnis des Kompressors bei unterschiedlicher Leistungsanforderung von 20.02 bis 24.02.2014 .....	56
Abbildung 37: AG8 Leistungen und Energiebedarf von 27.03.2014 – 31.03.2014 .....	58
Abbildung 38: AG9 Leistungen und Energiebedarf von 27.03.2014 – 31.03.2014 .....	59
Abbildung 39: AG8 Kondensations- bzw. Verdampfungstemperaturen in Abhängigkeit der .....	60
Abbildung 40: AG8 Druckverhältnis des Kompressors bei unterschiedlicher Leistungsanforderung von 27.03 bis 31.03.2014 .....	62
Abbildung 41: Temperaturverläufe der Ansauglufttemperatur (t <sub>indoor,in</sub> ), Ausblaslufttemperatur (t <sub>indoor,out</sub> ) und der Raumlufttemperatur (t <sub>room</sub> ) in Abhängigkeit der Luftführung .....	63
Abbildung 42: Innengerät Rittersaal.....	65
Abbildung 43: Schematische Schnittdarstellung eines Innengerätes .....	65
Abbildung 44: COP in Abhängigkeit der Drehzahl und Außenlufttemperatur bei einer Raumlufttemperatur von 20 °C (gemäß Hersteller [17]).....	66
Abbildung 45: Gemessener COP in Abhängigkeit der eingestellten Raumluftsoltemperatur und Ansauglufttemperatur und COP-Werte laut Hersteller für 30 % Drehzahl (n8 Abbildung 44) unter der Annahme einer Reduktion der Effizienz von 2 % pro Kelvin höherer Kondensationstemperatur .....	67

## TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Generelle Einflüsse auf Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur .....	8
Tabelle 2: Ausgewählte Kältekreisläufe zur Vermessung (Nordtrakt und Schlosstrakt).....	17
Tabelle 3: Übersicht der wesentlichen Eigenschaften der verbauten Messmodule .....	27
Tabelle 4: Kenndaten für die Auswahl des Massenstrommessgerätes .....	29
Tabelle 5: Kenndaten für die Auswahl der Drucksensoren.....	31
Tabelle 6: Koeffizienten zur Bestimmung der Messabweichung .....	32
Tabelle 7: Messunsicherheiten der Temperaturmessung (Werte in Kelvin) .....	33
Tabelle 8: Messabweichungen der Messkette – Heiz – bzw. Kühlleistung.....	36
Tabelle 9: Entropie, Enthalpie und Massenstrom.....	46
Tabelle 10: Energiebilanz und elektrisch aufgenommene Leistung.....	46
Tabelle 11: Exergieverluste der einzelnen Kontrollräume .....	48
Tabelle 12: Gerechnete Heizlast bei gleichzeitiger Beheizung aller Zonen im Nordtrakt [8].....	51
Tabelle 13 Gerechnete Heizlast bei einzelner Beheizung der Zonen im Nordtrakt [8].....	51
Tabelle 14: AG8 Tagesmittelwerte der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Effizienz von 20.02 bis 24.02.2014.....	55
Tabelle 15: AG8 Exergetische Betrachtung des Kältekreises von 20.02 bis 24.02.2014.....	55
Tabelle 16: AG8 Tagesmittelwerte der wesentlichen Einflussfaktoren auf die Effizienz von 27.03. bis 31.03.2014.....	60
Tabelle 17: AG8 Exergetische Betrachtung des Kältekreises von 27.03 bis 31.03.2014.....	61
Tabelle 18: Mittelwerte der Ansaug- bzw. Ausblastemperaturen der Innengeräte mit bzw. ohne Luftführung (Werte in °C).....	64

## ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

AG3	Außengeräteeinheit 3
AG8	Außengeräteeinheit 8
AG9	Außengeräteeinheit 9
COP	Leistungszahl
SPF	Jahresarbeitszahl

Formelzeichen:

$A$	Wärmetauscherfläche	[m <sup>2</sup> ]
$\nu_G$	Gütegrad	[-]
$h_{is}$	Enthalpie nach isentroper Verdichtung	[kJ/kgK]
$h_{ref}$	Enthalpie des Kältemittels	[kJ/kgK]
$\dot{m}_{ref}$	Kältemittelmassenstrom	[kg/s]
$\eta_{is}$	isentroper Wirkungsgrad	[-]
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad	[-]
$P_{el}$	elektrische Wirkleistung	[W]
$p_i$	Druck an der Stelle i	[bar]
$\dot{Q}_c$	Kühlleistung	[W]
$\dot{Q}_h$	Heizleistung	[W]
$t_{ambient}$	Umgebungstemperatur	[°C]
$T_{cond}$	Temperaturniveau der Wärmeabfuhr	[K]
$T_{evap}$	Temperaturniveau der Wärmezufuhr	[K]
$t_i$	Temperatur an der Stelle i	[°C]
$t_i'$	Temperatur der gesättigten Flüssigkeit an der Stelle i	[°C]
$t_i''$	Temperatur des gesättigten Dampfes an der Stelle i	[°C]
$t_{indoor,in}$	Ansauglufttemperatur der Innengeräte	[°C]
$t_{indoor,out}$	Ausblaslufttemperatur der Innengeräte	[°C]
$t_{outdoor,in}$	Ansauglufttemperatur der Außengeräte	[°C]
$t_{outdoor,out}$	Ausblaslufttemperatur der Außengeräte	[°C]
$t_{room}$	Raumlufttemperatur	[°C]
$U$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$W_{el}$	elektrische Energie	[Wh]

## ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

---

$\Delta h$	Enthalpiedifferenz	[kJ/kgK]
$\Delta T_{\log}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	[K]
$\epsilon_{\text{carnot,heating}}$	Carnot-Leistungszahl für den Heizbetrieb	[-]
$\epsilon_{\text{real}}$	Gemessene Leistungszahl	[-]

## 8 ANHANG

### 8.1 Berechnung der Stoffwerte

a) Druck ( $p$  in bar) der gesättigten Flüssigkeit (R410A) als Funktion der Temperatur ( $T$  in °C) aus [14]

$$\text{sat0}_p_T = c_1 + c_2 * T + c_3 * T^2 + c_4 * T^3 + c_5 * T^4 + c_6 * T^5 + c_7 * T^6$$

mit:

$$\begin{aligned} c_1 &= 7,985645 \\ c_2 &= 0,2537231 \\ c_3 &= 0,003047404 \\ c_4 &= 0,00001607703 \\ c_5 &= 0,00000004230968 \\ c_6 &= 2,302959E-10 \\ c_7 &= -1,709923E-12 \end{aligned}$$

b) Druck ( $p$  in bar) des gesättigten Dampfes (R410A) als Funktion der Temperatur ( $T$  in °C) aus [14]

$$\text{sat1}_p_T = c_1 + c_2 * T + c_3 * T^2 + c_4 * T^3 + c_5 * T^4 + c_6 * T^5 + c_7 * T^6$$

mit:

$$\begin{aligned} c_1 &= 7,961575 \\ c_2 &= 0,25287 \\ c_3 &= 0,00303842 \\ c_4 &= 0,00001612904 \\ c_5 &= 0,00000004233927 \\ c_6 &= 2,218682E-10 \\ c_7 &= -1,064987E-12 \end{aligned}$$

## 8 Anhang

c) Enthalpie (h in kJ/kgK) des überhitzten Dampfes (R410A) als Funktion von Druck (p in bar) und Temperatur (T in °C) aus [14]

$$\begin{aligned} \text{superh\_h\_p\_T} = & c1 + c2 * T + c3 * T^2 + c4 * T^3 + c5 * T^4 + c6 * T^5 + c7 * T^6 + c8 * \\ & p + c9 * p^2 + c10 * p^3 + c11 * p^4 + c12 * p^5 + c13 * p^6 + c14 * T * p + c15 * T * p^2 \\ & + c16 * T * p^3 + c17 * T * p^4 + c18 * T * p^5 + c19 * T^2 * p + c20 * T^2 * p^2 + c21 * \\ & T^2 * p^3 + c22 * T^2 * p^4 + c23 * T^2 * p^5 + c24 * T^3 * p + c25 * T^3 * p^2 + c26 \\ & * T^3 * p^3 + c27 * T^3 * p^4 + c28 * T^3 * p^5 + c29 * T^4 * p + c30 * T^4 * p^2 + \\ & c31 * T^4 * p^3 + c32 * T^4 * p^4 + c33 * T^4 * p^5 + c34 * T^5 * p + c35 * T^5 * p^2 \\ & + c36 * T^5 * p^3 + c37 * T^5 * p^4 + c38 * T^5 * p^5 \end{aligned}$$

mit:

c1 = 302,8504	c20 = -0,00006679231
c2 = 0,7808663	c21 = -0,0000007798678
c3 = 0,001121319	c22 = -0,00000004274094
c4 = -0,00001003223	c23 = -2,275491E-10
c5 = -0,0000001005027	c24 = 0,00000506985
c6 = 0,000000003598267	c25 = 0,0000009381903
c7 = -2,027333E-11	c26 = -0,000000006713676
c8 = -2,28101	c27 = 5,015674E-10
c9 = -0,03019055	c28 = -1,135323E-12
c10 = -0,002360073	c29 = -0,00000009411397
c11 = -0,00004373142	c30 = -0,000000004306754
c12 = -0,000001167151	c31 = 9,597602E-11
c13 = -0,000000009940849	c32 = -3,191782E-12
c14 = 0,02194875	c33 = 1,823269E-14
c15 = 0,001836422	c34 = 4,963524E-10
c16 = 0,00009871016	c35 = -2,048692E-12
c17 = 0,000001632856	c36 = -7,114937E-14
c18 = 0,00000004551664	c37 = 5,098228E-15
c19 = -0,0001262668	c38 = -4,114176E-17

## 8 Anhang

d) Enthalpie ( $h$  in kJ/kgK) der gesättigten Flüssigkeit (R410A) als Funktion der Temperatur ( $T$  in °C) aus [14]

$$\text{sat0}_h_T = c_1 + c_2 * T + c_3 * T^2 + c_4 * T^3 + c_5 * T^4 + c_6 * T^5 + c_7 * T^6$$

mit:

$$c_1 = 58,28195$$

$$c_2 = 1,532294$$

$$c_3 = 0,003215564$$

$$c_4 = 0,00004459763$$

$$c_5 = -0,0000008277519$$

$$c_6 = -0,00000001368254$$

$$c_7 = 0,000000000405753$$



## 8.2 Kennfeld laut Hersteller

Kennfeld eines Außengerätes im Kühlbetrieb bzw. Heizbetrieb [17]

### 11 Technical Specifications

MMY-MAP1204HT8-E, MAP1204T8-E (12HP, 33.5kW system)

**Cooling**

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Cooling Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		100% Capacity		90% Capacity		80% Capacity		70% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
40	13.7	31.2	31.2	10.3	28.1	8.41	24.9	6.76	21.8	5.36
39	13.7	31.7	31.7	10.2	28.5	8.28	25.3	6.66	22.2	5.28
37	13.7	32.6	32.6	9.85	29.4	8.03	26.1	6.45	22.8	5.12
35	13.7	33.5	33.5	9.55	30.2	7.78	26.8	6.25	23.5	4.96
33	13.7	33.5	33.5	8.81	30.2	7.19	26.8	5.79	23.5	4.61
31	13.7	33.5	33.5	8.16	30.2	6.67	26.8	5.39	23.5	4.30
30	13.7	33.5	33.5	7.86	30.2	6.43	26.8	5.20	23.5	4.16
29	13.7	33.5	33.5	7.58	30.2	6.21	26.8	5.02	23.5	4.02
27	13.7	33.5	33.5	7.05	30.2	5.79	26.8	4.69	23.5	3.77
25	13.7	33.5	33.5	6.58	30.2	5.40	26.8	4.39	23.5	3.53
23	13.7	33.5	33.5	6.14	30.2	5.05	26.8	4.11	23.5	3.31
21	13.7	33.5	33.5	6.01	30.2	4.94	26.8	4.03	23.5	3.25
20	13.7	33.5	33.5	5.94	30.2	4.90	26.8	3.99	23.5	3.23
19	13.7	33.5	33.5	5.89	30.2	4.85	26.8	3.96	23.5	3.20
17	13.7	33.5	33.5	5.79	30.2	4.77	26.8	3.90	23.5	3.16
15	13.7	33.5	33.5	5.70	30.2	4.71	26.8	3.85	23.5	3.12

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Cooling Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		60% Capacity		50% Capacity		40% Capacity		30% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
40	13.7	31.2	18.7	4.21	15.6	3.30	12.5	2.63	9.35	2.20
39	13.7	31.7	19.0	4.15	15.8	3.25	12.67	2.59	9.50	2.16
37	13.7	32.6	19.6	4.02	16.3	3.15	13.05	2.51	9.79	2.10
35	13.7	33.5	20.1	3.89	16.8	3.05	13.40	2.44	10.05	2.03
33	13.7	33.5	20.1	3.64	16.8	2.87	13.40	2.31	10.05	1.94
31	13.7	33.5	20.1	3.41	16.8	2.71	13.40	2.19	10.05	1.86
30	13.7	33.5	20.1	3.30	16.8	2.63	13.40	2.14	10.05	1.82
29	13.7	33.5	20.1	3.20	16.8	2.55	13.40	2.08	10.05	1.78
27	13.7	33.5	20.1	3.01	16.8	2.41	13.40	1.98	10.05	1.70
25	13.7	33.5	20.1	2.83	16.8	2.28	13.40	1.88	10.05	1.63
23	13.7	33.5	20.1	2.66	16.8	2.15	13.40	1.78	10.05	1.55
21	13.7	33.5	20.1	2.62	16.8	2.13	13.40	1.77	10.05	1.55
20	13.7	33.5	20.1	2.60	16.8	2.12	13.40	1.76	10.05	1.54
19	13.7	33.5	20.1	2.59	16.8	2.11	13.40	1.76	10.05	1.54
17	13.7	33.5	20.1	2.56	16.8	2.09	13.40	1.75	10.05	1.54
15	13.7	33.5	20.1	2.53	16.8	2.07	13.40	1.74	10.05	1.53

TC : Total Capacity PI : Power Input  
Indoor air temperature conditions : 27.0 °C dry-bulb / 19.0 °C wet bulb

**Heating**

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Heating Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		100% Capacity		90% Capacity		80% Capacity		70% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
15.0	13.7	37.5	37.5	8.51	33.8	7.04	30.0	5.80	26.3	4.78
13.0	11.8	37.5	37.5	8.85	33.8	7.29	30.0	5.98	26.3	4.90
11.0	9.8	37.5	37.5	9.25	33.8	7.59	30.0	6.19	26.3	5.04
9.0	7.9	37.5	37.5	9.69	33.8	7.91	30.0	6.42	26.3	5.20
7.0	6.0	37.5	37.5	10.2	33.8	8.29	30.0	6.69	26.3	5.38
5.0	4.1	36.2	36.2	10.0	32.6	8.16	29.0	6.59	25.4	5.30
3.0	2.2	34.9	34.9	9.89	31.4	8.03	27.9	6.49	24.4	5.21
0.0	-0.7	32.9	32.9	9.65	29.6	7.84	26.3	6.33	23.0	5.09
-3.0	-3.7	30.7	30.7	9.41	27.7	7.64	24.6	6.17	21.5	4.96
-5.0	-5.6	29.3	29.3	9.25	26.4	7.52	23.5	6.07	20.5	4.88
-7.0	-7.6	27.8	27.8	9.09	25.1	7.38	22.3	5.96	19.5	4.79
-10	-10.5	25.6	25.6	8.85	23.0	7.19	20.5	5.81	17.9	4.67
-14.5	-15.0	22.0	22.0	8.49	19.8	6.89	17.6	5.57	15.4	4.47

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Heating Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		60% Capacity		50% Capacity		40% Capacity		30% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
15.0	13.7	37.5	22.5	3.93	18.8	3.25	15.0	2.70	11.3	2.27
13.0	11.8	37.5	22.5	4.01	18.8	3.29	15.0	2.72	11.3	2.27
11.0	9.8	37.5	22.5	4.10	18.8	3.34	15.0	2.74	11.3	2.27
9.0	7.9	37.5	22.5	4.20	18.8	3.40	15.0	2.77	11.3	2.28
7.0	6.0	37.5	22.5	4.32	18.8	3.47	15.0	2.80	11.3	2.28
5.0	4.1	36.2	21.7	4.25	18.1	3.42	14.5	2.76	10.9	2.25
3.0	2.2	34.9	21.0	4.18	17.5	3.36	14.0	2.72	10.5	2.22
0.0	-0.7	32.9	19.7	4.08	16.4	3.28	13.2	2.65	9.87	2.16
-3.0	-3.7	30.7	18.4	3.98	15.4	3.20	12.3	2.58	9.22	2.11
-5.0	-5.6	29.3	17.6	3.91	14.67	3.15	11.7	2.54	8.80	2.07
-7.0	-7.6	27.8	16.7	3.85	13.92	3.09	11.1	2.50	8.35	2.04
-10	-10.5	25.6	15.4	3.75	12.81	3.01	10.2	2.43	7.68	1.98
-14.5	-15.0	22.0	13.2	3.59	11.02	2.89	8.82	2.33	6.61	1.90

TC : Total Capacity PI : Power Input  
Indoor air temperature conditions : 20.0 °C dry-bulb

## 8 Anhang

Kennfeld einer Außeneinheit von zwei Außengeräten im Kühlbetrieb bzw. Heizbetrieb [17]

### 11 Technical Specifications



MMY-AP2424HT8-E, AP2424T8-E (24HP, 68kW system)

#### Cooling

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Cooling Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		100% Capacity		90% Capacity		80% Capacity		70% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
40	13.7	63.3	63.3	17.9	57.0	14.7	50.6	11.9	44.3	9.54
39	13.8	64.3	64.3	17.6	57.9	14.5	51.4	11.8	45.0	9.40
37	14.0	66.2	66.2	17.1	59.6	14.1	53.0	11.4	46.4	9.11
35	14.2	68.0	68.0	16.6	61.2	13.6	54.4	11.0	47.6	8.83
33	14.4	68.0	68.0	15.3	61.2	12.6	54.4	10.2	47.6	8.22
31	14.6	68.0	68.0	14.2	61.2	11.7	54.4	9.54	47.6	7.67
30	14.7	68.0	68.0	13.7	61.2	11.3	54.4	9.22	47.6	7.42
29	14.8	68.0	68.0	13.2	61.2	10.9	54.4	8.90	47.6	7.18
27	15.0	68.0	68.0	12.3	61.2	10.2	54.4	8.33	47.6	6.73
25	15.2	68.0	68.0	11.5	61.2	9.53	54.4	7.80	47.6	6.32
23	15.4	68.0	68.0	10.8	61.2	8.91	54.4	7.30	47.6	5.93
21	15.6	68.0	68.0	10.5	61.2	8.73	54.4	7.16	47.6	5.83
20	15.7	68.0	68.0	10.4	61.2	8.65	54.4	7.10	47.6	5.78
19	15.8	68.0	68.0	10.3	61.2	8.58	54.4	7.04	47.6	5.74
17	16.0	68.0	68.0	10.2	61.2	8.44	54.4	6.94	47.6	5.66
15	16.2	68.0	68.0	10.0	61.2	8.33	54.4	6.85	47.6	5.60

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Cooling Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		60% Capacity		50% Capacity		40% Capacity		30% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
40	13.7	63.3	38.0	7.54	31.6	5.95	25.3	4.75	19.0	3.95
39	13.8	64.3	38.6	7.43	32.1	5.86	25.7	4.68	19.3	3.89
37	14.0	66.2	39.7	7.21	33.1	5.68	26.5	4.54	19.9	3.77
35	14.2	68.0	40.8	6.98	34.0	5.50	27.2	4.39	20.4	3.65
33	14.4	68.0	40.8	6.53	34.0	5.18	27.2	4.17	20.4	3.49
31	14.6	68.0	40.8	6.12	34.0	4.88	27.2	3.96	20.4	3.34
30	14.7	68.0	40.8	5.93	34.0	4.74	27.2	3.85	20.4	3.27
29	14.8	68.0	40.8	5.75	34.0	4.61	27.2	3.76	20.4	3.20
27	15.0	68.0	40.8	5.41	34.0	4.35	27.2	3.57	20.4	3.06
25	15.2	68.0	40.8	5.09	34.0	4.11	27.2	3.39	20.4	2.92
23	15.4	68.0	40.8	4.79	34.0	3.89	27.2	3.22	20.4	2.78
21	15.6	68.0	40.8	4.72	34.0	3.84	27.2	3.19	20.4	2.77
20	15.7	68.0	40.8	4.69	34.0	3.82	27.2	3.18	20.4	2.77
19	15.8	68.0	40.8	4.66	34.0	3.80	27.2	3.17	20.4	2.76
17	16.0	68.0	40.8	4.60	34.0	3.77	27.2	3.15	20.4	2.75
15	16.2	68.0	40.8	4.56	34.0	3.74	27.2	3.13	20.4	2.75

TC : Total Capacity PI : Power Input  
Indoor air temperature conditions : 27.0 °C dry-bulb / 19.0 °C wet bulb

#### Heating

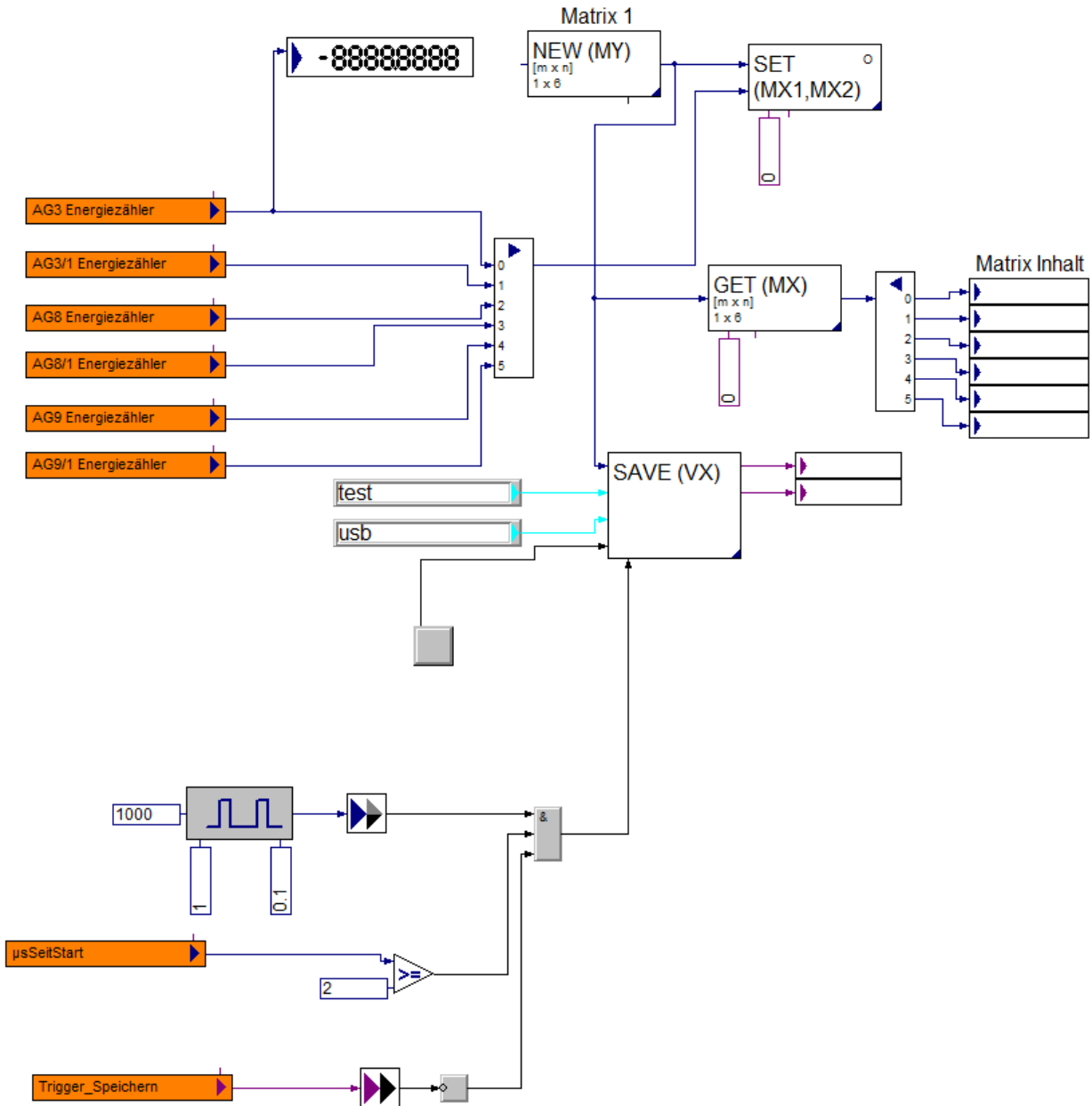
Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Heating Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		100% Capacity		90% Capacity		80% Capacity		70% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
15.0	13.7	76.5	76.5	14.3	68.9	11.9	61.2	9.87	53.6	8.22
13.0	11.8	76.5	76.5	14.9	68.9	12.3	61.2	10.1	53.6	8.40
11.0	9.8	76.5	76.5	15.5	68.9	12.8	61.2	10.5	53.6	8.62
9.0	7.9	76.5	76.5	16.3	68.9	13.3	61.2	10.8	53.6	8.87
7.0	6.0	76.5	76.5	17.2	68.9	13.9	61.2	11.3	53.6	9.15
5.0	4.1	73.9	73.9	16.9	66.5	13.7	59.1	11.1	51.7	9.01
3.0	2.2	71.3	71.3	16.7	64.1	13.5	57.0	10.9	49.9	8.87
0.0	-0.7	67.1	67.1	16.3	60.4	13.2	53.7	10.7	47.0	8.66
-3.0	-3.7	62.7	62.7	15.8	56.4	12.8	50.2	10.4	43.9	8.44
-5.0	-5.6	59.8	59.8	15.6	53.9	12.6	47.9	10.2	41.9	8.30
-7.0	-7.6	56.8	56.8	15.3	51.1	12.4	45.4	10.0	39.8	8.16
-10	-10.5	52.2	52.2	14.9	47.0	12.1	41.8	9.79	36.6	7.94
-14.5	-15.0	45.0	45.0	14.3	40.5	11.6	36.0	9.38	31.5	7.61

Outdoor Unit		Outdoor Unit 100% Heating Capacity (kW)	Compressor + Outdoor Fan Power consumption (kW)							
Dry-Bulb (°C)	Wet-Bulb (°C)		60% Capacity		50% Capacity		40% Capacity		30% Capacity	
			TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)	TC (kW)	PI (kW)
15.0	13.7	76.5	45.9	6.85	38.3	5.70	30.6	4.68	23.0	3.72
13.0	11.8	76.5	45.9	6.97	38.3	5.77	30.6	4.72	23.0	3.74
11.0	9.8	76.5	45.9	7.11	38.3	5.85	30.6	4.77	23.0	3.78
9.0	7.9	76.5	45.9	7.27	38.3	5.95	30.6	4.83	23.0	3.81
7.0	6.0	76.5	45.9	7.45	38.3	6.06	30.6	4.90	23.0	3.85
5.0	4.1	73.9	44.3	7.33	37.0	5.97	29.6	4.82	22.2	3.79
3.0	2.2	71.3	42.8	7.22	35.6	5.88	28.5	4.75	21.4	3.74
0.0	-0.7	67.1	40.3	7.05	33.6	5.74	26.8	4.63	20.1	3.65
-3.0	-3.7	62.7	37.6	6.87	31.4	5.59	25.1	4.52	18.8	3.55
-5.0	-5.6	59.8	35.9	6.75	29.9	5.50	23.9	4.44	18.0	3.50
-7.0	-7.6	56.8	34.1	6.64	28.4	5.40	22.7	4.36	17.0	3.43
-10	-10.5	52.2	31.3	6.46	26.1	5.26	20.9	4.25	15.7	3.34
-14.5	-15.0	45.0	27.0	6.19	22.5	5.04	18.0	4.07	13.5	3.21

TC : Total Capacity PI : Power Input  
Indoor air temperature conditions : 20.0 °C dry-bulb

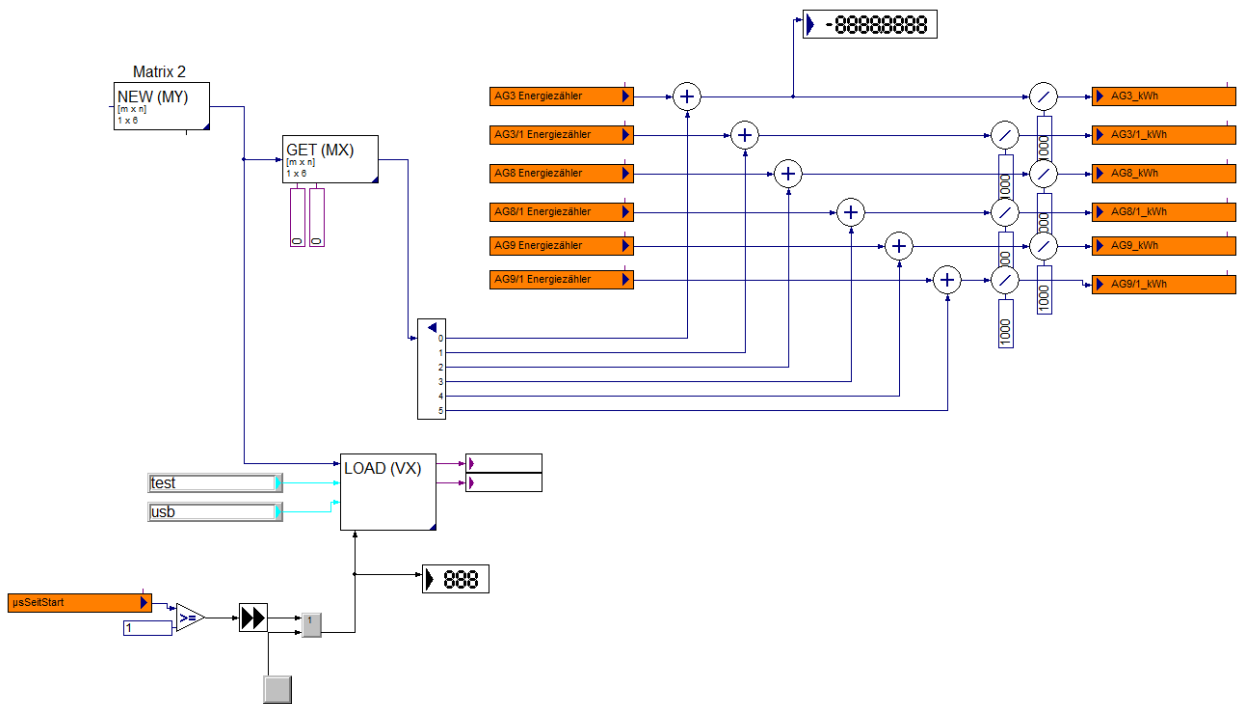
### 8.3 Funktionsbausteine in test.con

a) Sicherung der Zählerstände auf USB [9]

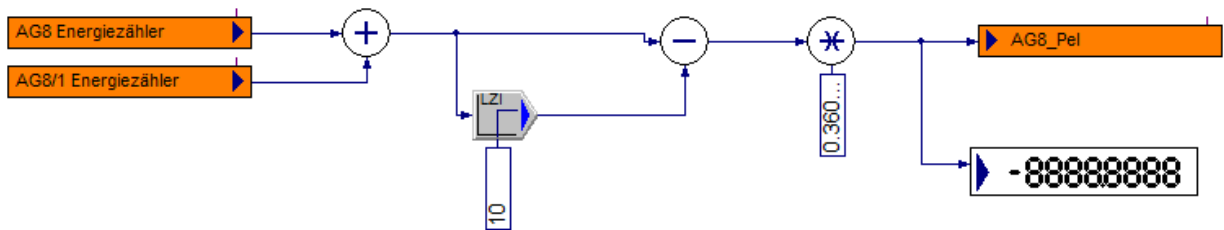


## 8 Anhang

### b) Laden der Zählerstände von USB [9]

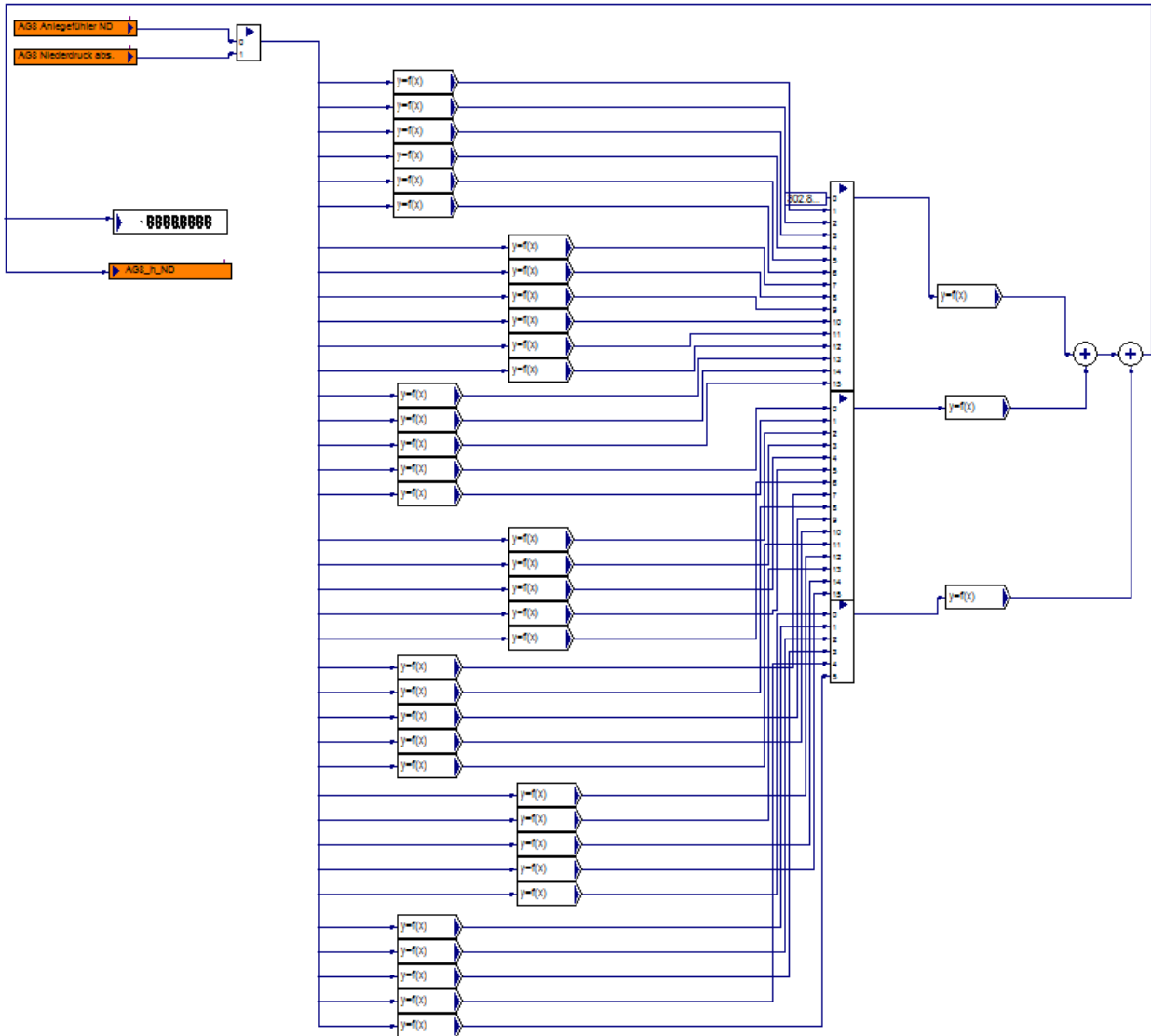


### c) Ermittlung der elektrischen Wirkleistung der Außeneinheit AG8 [9]



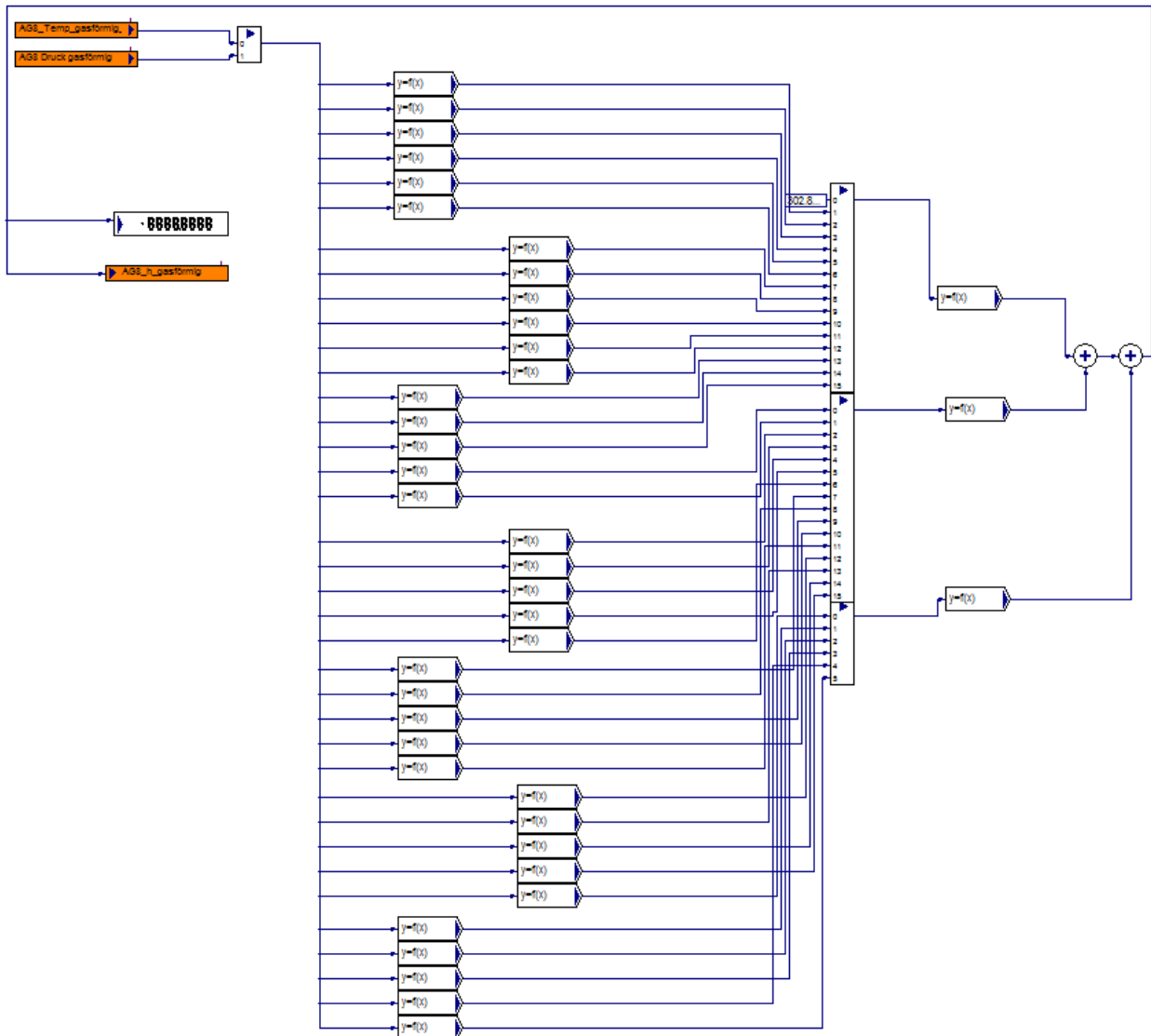
## 8 Anhang

d) Ermittlung der Enthalpie am Kompressoreintritt ( $h_1$ ) als Funktion der Temperatur  $t_1$  und des Druckes  $p_1$  [9]



## 8 Anhang

e) Ermittlung der Enthalpie am Kompressoraustritt ( $h_2$ ) als Funktion der Temperatur  $t_2$  und des Druckes  $p_2$  [9]



f) Ermittlung der Enthalpie am Austritt aus den Kondensatoren ( $h_3'$ ) als Funktion der Temperatur  $t_3$  [9]

