



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht 20. Oktober 2009

Exergieanalyse der Wärmepumpe im Schulhaus Limmat



AG für Technologie und Innovation

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Stadt Zürich
Amt für Hochbauten
Fachstelle Energie + Gebäudetechnik
CH-8021 Zürich
<http://www.stadt-zuerich.ch/ahb>

Auftragnehmer:

awtec AG für Technologie und Innovation
Leutschenbachstrasse 48
CH-8050 Zürich
www.awtec.ch

Autor:

Dr. Markus Friedl, awtec AG, Markus.Friedl@awtec.ch

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns, andreas.eckmanns@bfe.admin.ch

BFE-Programmleiter: Thomas Kopp, tkopp@hsr.ch

BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153'407 / 102'624

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung.....	3
Abstract	3
1. Ausgangslage.....	4
2. Ziel der Arbeit	4
3. Beschreibung der Anlage	5
3.1. Wärmepumpe.....	5
3.2. Hydraulik	9
3.3. Datenerfassung.....	10
4. Methode.....	12
5. Ergebnisse.....	13
5.1. Äussere Bedingungen.....	13
5.2. Wärmepumpe.....	16
5.3. Hydraulik	20
6. Diskussion	24
6.1. Verbesserungen in der Hydraulik.....	24
6.2. Verbesserungen in der Wärmepumpe.....	26
7. Schlussfolgerungen	30
7.1. Vorgeschlagenen Massnahmen	30
7.2. Aktueller Stand.....	30
Anhang	31
A1. Kontakte	31
A2. Details der Installationen	32
A3. Definitionen und ihre Gleichungen	55
A4. Berechnungsgrundlagen	56
A4.1. Wärmeabgabe durch das Gehäuse.....	56
A4.2. Druckverringerung im Schauglas.....	57
A4.3. Weitere Gleichungen zur Wärmepumpenberechnung.....	57
A4.4. Exergieanalyse.....	58
A4.4.1 Strömung von Medium	58
A4.4.2 Kompressor (1 → 2).....	58
A4.4.3 Wärmetauscher	59
A4.4.4 Drossel (5 → 6)	61
A4.4.5 Zusammenfluss von Wasser.....	61
A4.5. Hydraulik des Brauchwarmwassers.....	62
A5. Fehlersuche.....	64
A5.1. Druck und Temperatur im Kondensator.....	64
A5.2. Elektromessung einfache Abklärung	64
A5.3. Elektromessung vertiefte Abklärung	67
A5.4. Elektromessung Fehlerbehebung	70
A5.5. Wärmezähler.....	70
Symbolverzeichnis	82
Referenzen.....	84

Der Autor dieses Berichts dankt den folgenden Personen und Firmen für ihre Unterstützung dieses Projektes (in alphabetischer Reihenfolge):

- Herr Dubacher, *EWZ Energiecontracting*: Unterstützung als Mitglieder der Begleitgruppe.
- Herren Eberli und Cerjek, *Kapag*: Problemanalyse vor Ort und detaillierte Analyse der Wärmetauscher.
- Herr Ganz, *awtec*: Qualitätssicherung des Projektes.
- Herr Holzinger, *TB-Holzinger Ingenieurgesellschaft m.b.H.*: Unterstützung bei Fragen zum Layout der Wärmepumpe.
- Herr Huber, *HKT Huber-Kälte-Technik GmbH*: Auskünfte im Zusammenhang mit den Kompressoren.
- Herr Junker, *awtec*: Messtechnische Analyse der Installation.
- Herr Kälin, *Amt für Hochbauten der Stadt Zürich*: Auftraggeber dieser Studie.
- Prof. Kopp, *Bundesamt für Energie*: Auftraggeber dieser Studie.
- Herr Mielebacher, *Amstein und Walther*: Unterstützung als Mitglieder der Begleitgruppe.
- Herr Mörgeli, Hauswart im Schulhaus Limmat: Hat uns den Zutritt zur Anlage gewährleistet.
- Herr Müller, *MST Systemtechnik*: Hat die Software P-Chart unentgeltlich zur Verfügung gestellt und uns einen Zugang eingerichtet, sodass das Projektteam via Internet jederzeit auf die Datenerfassung zugreifen konnte.
- Andreas Kaiser, *awtec*: Programmierung des Wärmepumpenmodells und der Exergieanalyse der Wärmepumpe
- Herr Renold, ehemals *Amt für Hochbauten der Stadt Zürich*: Projektleiter bei Planung und Bau der Wärmepumpe, Initiator dieser Studie.
- Herr Ruosch, *Stromsparfond EWZ*: Hat uns seine Analyse der Hydraulik zur Verfügung gestellt und das Projekt in der Begleitgruppe unterstützt.

Zusammenfassung

In grossen Gebäuden werden Wärmepumpen heute erst in einem kleinen Teil der Fälle eingesetzt. Sie werden heute vorwiegend mit synthetischen Kältemitteln betrieben und kommen vor allem bei Niedertemperatur-Heizsystemen zum Einsatz. Seit Januar 2006 ist im Schulhaus Limmat eine Propan-Wärmepumpe in Betrieb, welche den Altbau aus dem Jahre 1909 mit Heizwasser und warmem Brauchwarmwasser versorgt. Sie bezieht Wärme aus einem Abwasserkanal, eine ideale Wärmequelle, die heute erst vereinzelt genutzt wird. Diese Anlage hat also in verschiedener Hinsicht Pilotcharakter und wurde im vorliegenden Projekt genauer analysiert.

In diesem Projekt wurde die Propan-Wärmepumpe im Schulhaus Limmat sowie die Hydraulik analysiert und bezüglich der exergetischen Verluste ausgewertet. Die Wärmepumpe weist eine Jahresarbeitszahl von 2.7 auf. Es konnte gezeigt werden, dass die Wärmepumpe nicht optimal funktioniert und dass die Hydraulik Verbesserungspotential bezüglich Exergieverluste aufweist. Mit den in diesem Bericht vorgeschlagenen Massnahmen kann die Jahresarbeitszahl auf ungefähr 4.4 gesteigert werden.

Abstract

In large buildings, heat pumps today are only used in a small number of cases. In those rare cases, they are operated with synthetic working fluids and are mainly used for low temperature heating. Since January 2006, a heat pump with Propane as working fluid has been operating in a school building in Zürich (Schulhaus Limmat), which provides heating and hot water for the old building erected in 1909. As a heat source, a main channel of sewage, an ideal heat source, which is only rarely used nowadays. Hence, the installation assumes pioneering role in many aspects and has been analysed in detail during the current project.

During this project, the Propane heat pump in the Schulhaus Limmat as well as the hydraulic system have been analysed in respect to its exergetic losses. The heat pump has a seasonal performance factor of 2.7. The investigation has shown, that the heat pump does not operate in an optimal way and that the hydraulic has room for improvement with respect to exergetic losses. In implementing the measures suggested in this report, the seasonal performance factor can be increased to about 4.4.

1. Ausgangslage

Den unschlagbar tiefen Energiekosten von Wärmepumpen stehen im Vergleich mit fossilen Heizungsanlagen höhere Investitionskosten gegenüber. Wärmepumpen haben deshalb im Bereich der Einfamilienhäuser in den letzten Jahren einen Boom erlebt. In Grossanlagen werden Wärmepumpen heute jedoch noch wenig eingesetzt. Im Bereich der Wärmepumpen werden heute fast ausschliesslich synthetische Kältemittel verwendet, die beim Entweichen in die Atmosphäre massgeblich zum Treibhauseffekt beitragen. Deshalb strebt der Gesetzgeber in der Schweiz und in Europa an, dass nur noch natürlichen Arbeitsmedien eingesetzt werden sollen. Aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit der notwendigen Anlagen und Komponenten und mangelnder Akzeptanz von brennbaren Kältemitteln werden die gesetzlichen Übergangsfristen laufend verlängert und weiterhin synthetische Kältemittel eingesetzt.

Gegen Propan-Wärmepumpen regt sich aufgrund der Brennbarkeit des Arbeitsmediums Widerstand. Ein Vergleich der Zündgrenzen von Propan mit anderen Medien in Tabelle 1 zeigt, dass Propan nicht gefährlicher ist als andere, im Alltag vorhandene Medien. Deswegen sind gut untersuchte Demonstrationsanlagen erforderlich, mit denen die Alltagstauglichkeit von Propan-Wärmepumpen gezeigt werden kann.

Medium	Zündgrenze
Erdgas (Heizung, Kochherd)	4.0 bis 8.5 Vol. %
Benzindämpfe (Auto, Freizeit)	0.4 bis 8.0 Vol. %
Butan (Freizeitkocher)	1.5 bis 8.5 Vol. %
Propan (Kältemittel im Schulhaus Limmat)	2.1 bis 9.5 Vol. %

Tabelle 1: Zündgrenzen verschiedener alltäglicher Medien bei homogener Mischung.

Seit Januar 2006 wird im 1909 erbauten Schulhaus Limmat in Zürich eine Propan-Wärmepumpe für die Raumheizung und die Aufbereitung von Warmwasser betrieben. Als Wärmequelle dient der nahe Hauptkanal der städtischen Kanalisation, der eine typische Temperatur von 14 °C liefert. Das ist für eine Wärmepumpe eine optimale Bedingung auf der Seite der Wärmequelle. Auf der Senkenseite bietet der Altbau mit seinen hohen Vorlauftemperaturen für eine Wärmepumpe ungünstige Bedingungen. Die Anlage im Schulhaus Limmat hat Vorzeigecharakter einerseits als Propan-Wärmepumpe und andererseits als Einsatzgebiet von Retrofit Wärmepumpen für Altbauten, ein grosser Markt, der noch kaum von Wärmepumpen besetzt ist.

Bei der Heizung mit fossilen Energieträgern spielt der zweite Hauptsatz der Thermodynamik keine Rolle, da diese Anlagen nicht auf ihren Exergieverbrauch optimiert werden können. Bei Elektrowärmepumpen wird versucht, möglichst wenig Elektrizität bzw. Exergie zu verbrauchen. Somit ist es wichtig, mittels exergetischer Betrachtungen die Verluste in einem System zu minimieren. Die Exergieanalyse ist somit eine geeignete Methode, um die Effizienz von Wärmepumpensystemen und ihrer Hydraulik zu analysieren und zu verbessern. Trotzdem werden erst wenige Exergieanalysen durchgeführt (z.B. [5] Friedl und Kern, 2004, [1] Albrecht, 2005, [6] Gasser, 2005, [7] Gasser et al. 2008)

2. Ziel der Arbeit

Es ist das Ziel dieses Projektes, die Wärmepumpe und die Hydraulik im Schulhaus Limmat mittels einer Exergieanalyse zu untersuchen, um allfällige Verbesserungspotentiale aufzuzeigen. Aus den Ergebnissen sollen Schlussfolgerungen für zukünftige Anlagen gezogen werden können.

Wärmepumpen mit natürlichen Kältemitteln

Alltagstauglichkeit von Propan-Wärmepumpen

Propan-Wärmepumpe im Schulhaus Limmat

Erst wenig Exergieanalysen

Verbesserungspotential aufzeigen

3. Beschreibung der Anlage

Das Schulhaus Limmat wurde 1909 gebaut. Im Jahr 2003 wurde ein neuer modulierender Gasbrenner und neue Regelventile und eine neue Steuerung installiert. Im Januar 2006 wurde unter Beibehaltung der Hydraulik die Propan-Wärmepumpe installiert. Sie beheizt das Schulhaus, zwei Abwartwohnungen und zwei Turnhallen und stellt warmes Brauchwarmwasser zur Verfügung. Die gegenwärtige Heizungsinstallation ist in Figur 1 dargestellt, wie sie unter www.schulhauslimmat.ch visualisiert ist. Figur 1 a) zeigt eine Übersicht über die Anlage, Figur 1 b) zeigt die Wärmepumpe und den Speicher und Figur 1 c) zeigt den Gaskessel und die Hydraulik des Warmwasserspeichers. Die Fortsetzung von Figur 1 c) über den rechten Bildrand hinaus ist in Figur 2 dargestellt. Es handelt sich um eine klassische Anbindung verschiedener parallel geschalteter Verbraucher mit einem Mischventil, zur Beimischung von Wasser aus dem Rücklauf in den Vorlauf, um die gemäss Heizkurve und Aussentemperatur geforderte Vorlauftemperatur zu erreichen. In diesem Kapitel wird die Installation beschrieben. Detaillierte technische Informationen sind im Anhang A2 ab Seite 32 beschrieben.

Gasbrenner und Wärmepumpe

3.1. Wärmepumpe

Die Wärmepumpe ist im Heizungskeller des Schulhauses Limmat aufgestellt. Die Wärmepumpe befindet sich in einem gasdichten Gehäuse, der als Explosionszone (Zone 2 gemäss Atex und DIN 7003, [8] Holzinger, 2005, Seite 4, Länge 3.40 m, Breite 1.50 m, Höhe 0.96 m) ausgebildet ist und innerhalb dessen nur entsprechend zertifizierte Bauteile eingesetzt werden. Da Propan bei Umgebungsbedingungen dichter als Luft ist, ist die Wärmepumpe auf einer Plattform errichtet, sodass im Leckagefall Propan rein schwerkraftgetrieben durch das Kellerfenster nach aussen geleitet werden kann (siehe Figur 4 Seite 8). Zusätzlich ist ein Gebläse installiert, das beim Ansprechen des Propanalarms im Gehäuse Luft aus dem Behälter ins Freie bläst. Die Sicherheitsvorkehrungen konnten ihre Wirksamkeit während eines Vorfalles am 26. März 2008 beweisen. Der ursprünglich vorgesehene permanente Unterdruck im Gehäuse wurde in Absprache mit der Feuerpolizei nicht realisiert.

Explosionszone auf Plattform

Die Wärmepumpe bezieht ihre Wärme aus einem Abwasserkanal der Stadt über einen 120 m langen, flachen Wärmetauscher. Ein mit Sole – einem Gemisch aus 23 Vol% Ethylenglykol und 77 Vol% Wasser¹ – betriebener „Zwischenkreis“ bringt die Wärme vom Abwasserkanal zum Verdampfer der Wärmepumpe. Eine drehzahlgeregelte Pumpe regelt den Durchfluss im Zwischenkreis auf eine Temperaturdifferenz von 4 °C auf der Solesseite des Verdampfers.

Wärme aus Abwasser

Der Propankreislauf wird von drei parallel geschalteten Vierzylinder-Halbhermetik-Verdichtern angetrieben vom Typ HS 54 3/30 der Firma Goeldner (mehr Informationen in [12] Huber, 2008 Kapitel 6 und [10] Huber, 2005) mit einer Drehzahl von 1450 U/Min.. Eine Zeichnung des Kompressors ist in Figur 31 auf Seite 48 gezeigt.

Verdichter

Die Kältemittelfüllmenge wurde mit 18 kg berechnet. Bei der Inbetriebnahme wurde diese Menge eingefüllt. Nach einem Vorfall vom 26. März 2008, an dem ein Leck an einer Kupferleitung zum Überwachungs-Pressostat zum Entweichen von Propan geführt hat, wurden 15 kg des Kältemittels in den nicht geleerten Kreislauf nachgefüllt, sodass nicht genau bekannt ist, wie viel Propan sich jetzt im Kreislauf befindet.

Kältemittelmenge

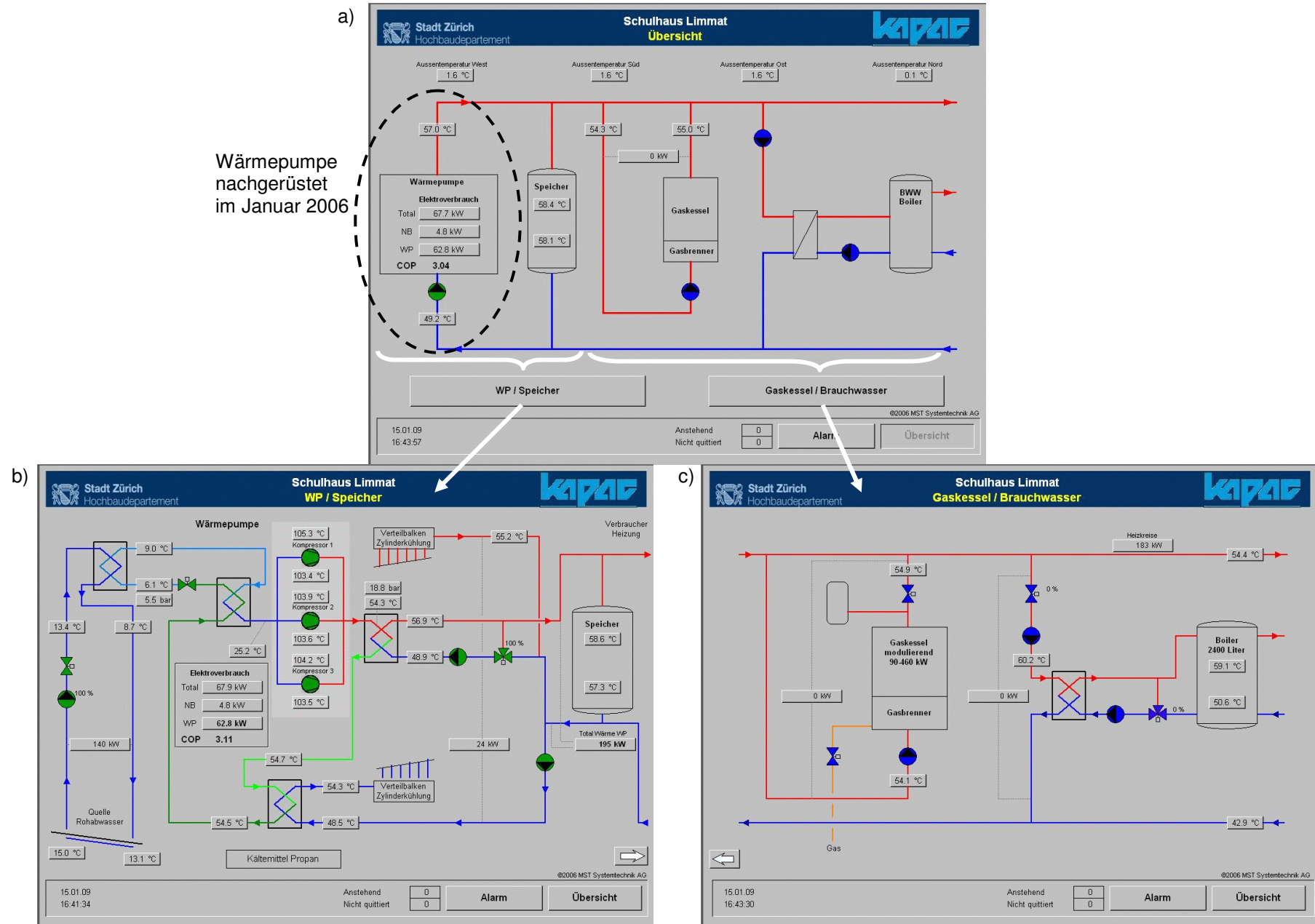
Die Drossel von Siemens wird über die SPS mit einem PI Regler geregelt. Es handelt sich um eine Überhitzungsregelung, wobei der Term $4 \cdot (T_7 - T_6) + (T_1 - T_6) / 5$ auf einen Sollwert geregelt wird (Details aus der SPS siehe Figur 36 und Figur 37 Seite 53).

Drossel

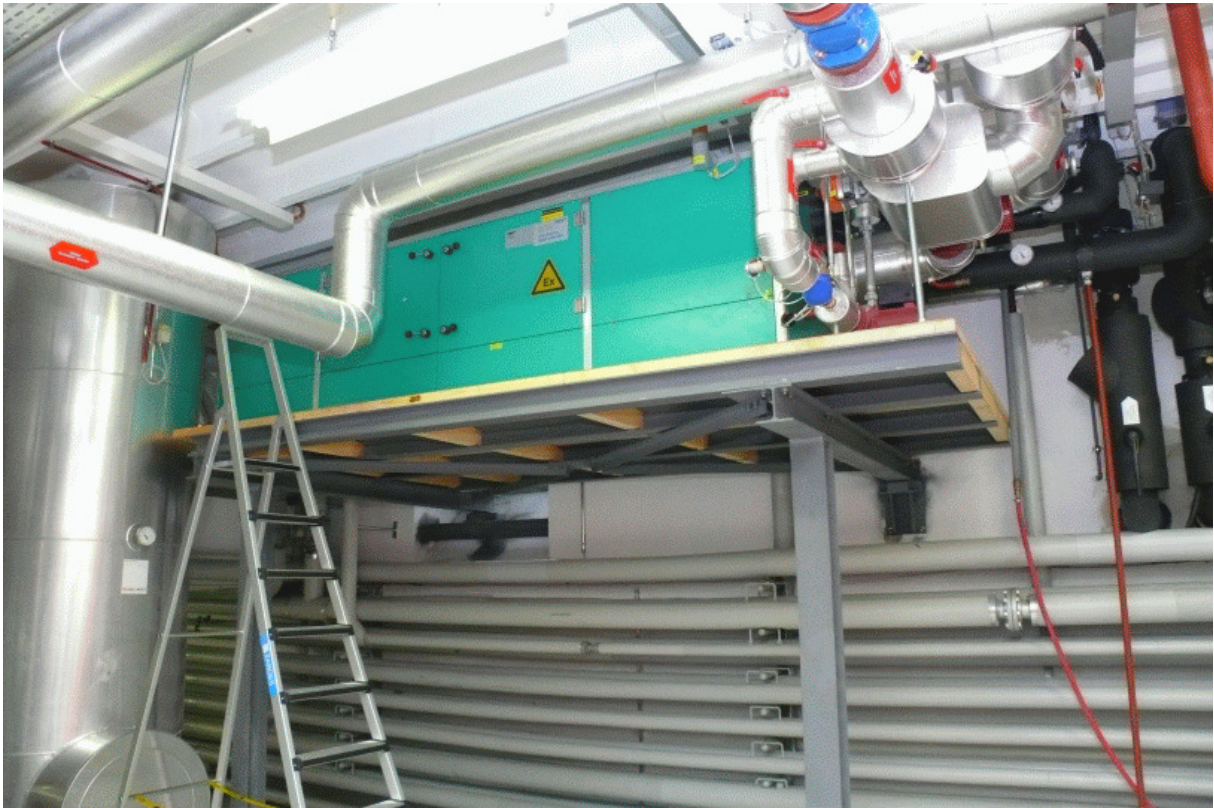
Die Hochhaltung der Wassertemperatur im Kondensator (=Vorlauftemperaturregulierung des Kondensatorkreislaufs) ist ausgeschaltet, das heisst, die Parameter in der SPS sind so eingestellt, dass das Ventil nie betätigt wird (bereits festgestellt durch [19] Ruosch, 2007 Seite 5/10).

Hochhaltung

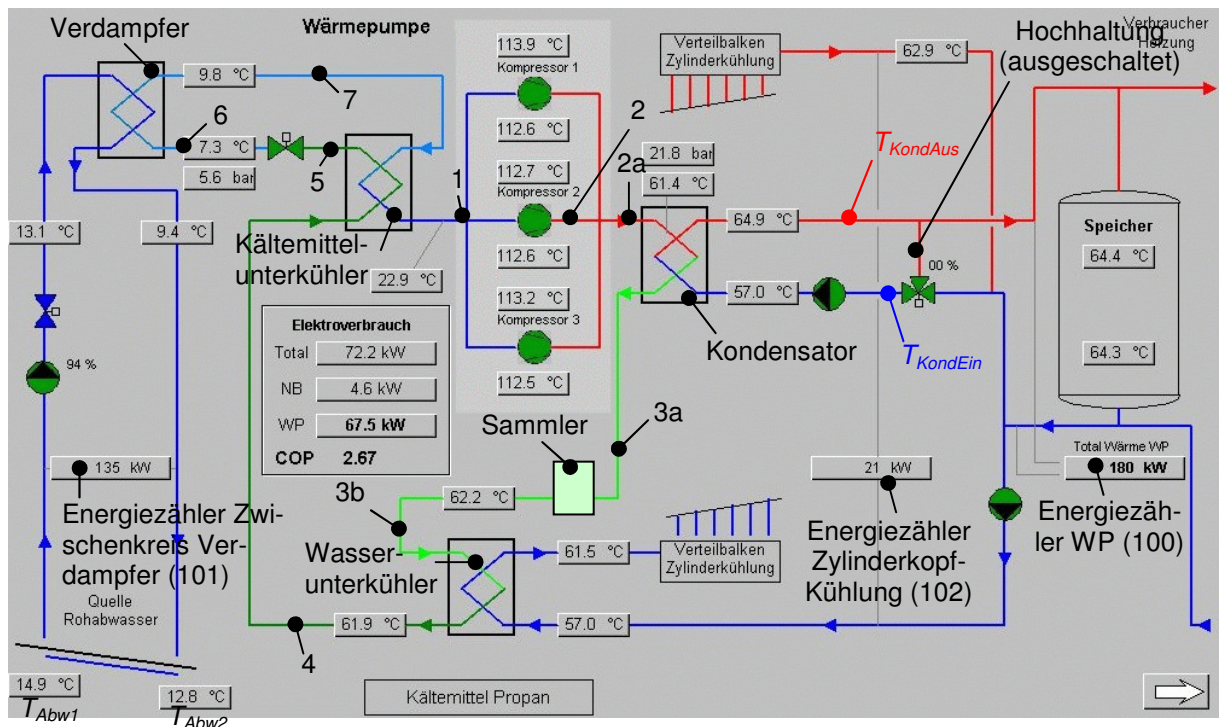
¹ Die Zusammensetzung wurde mit einer Analyse überprüft (siehe Figur 49 Seite 71).



Figur 1: Aufbau der Heizung im Schulhaus Limmat, wie auf der Visualisierung unter www.schulhauslimmat.ch in drei Bildschirmen ersichtlch.



Figur 4: Gehäuse und Plattform der Wärmepumpe.



Figur 5: Verwendete Bezeichnungen und Indizes anhand des Referenzbetriebspunktes, der am 4. März 2009 zwischen 17:00 und 19:00 stationär vorhanden war. Index 2 ist direkt nach der Verdichtung und gemessen in den Zylinderköpfen, Index 2a ist am Austritt aus dem Kompressor nach der Abgabe von Wärme an die Zylinderkopf-kühlung und an das Gehäuse. Die angegebenen Wärmeleistungen müssen noch mit dem in Tabelle 20 Seite 81 aufgelisteten Korrekturfaktor verrechnet werden.

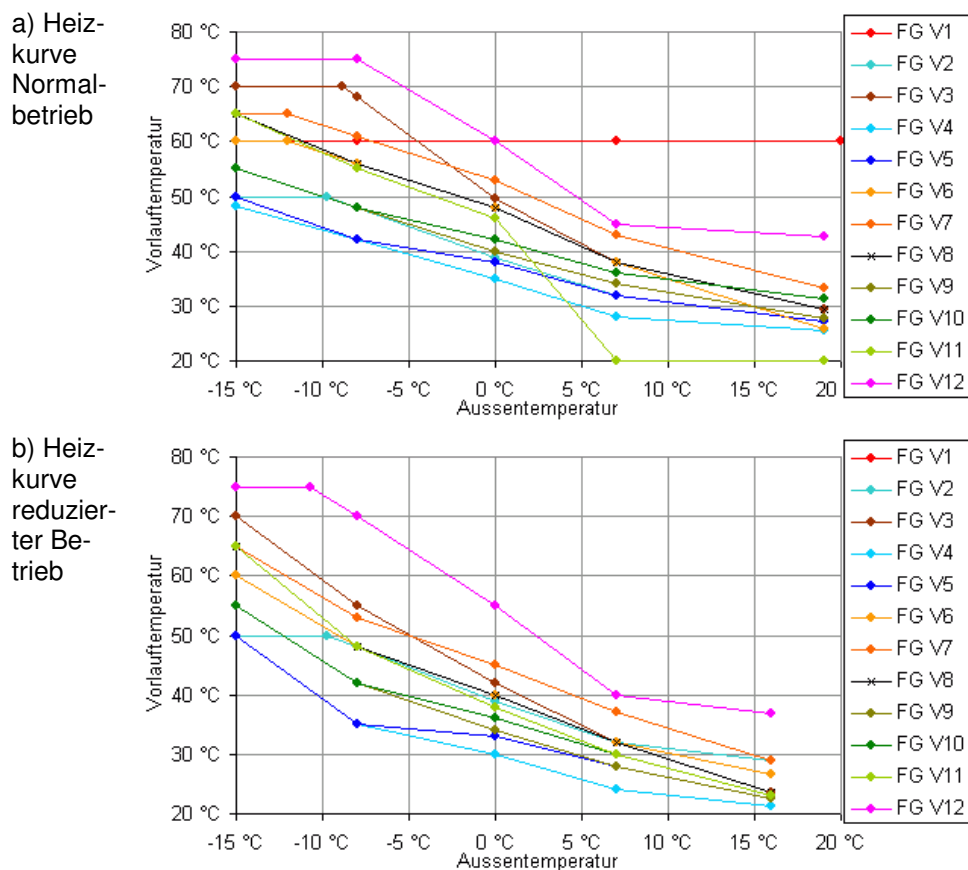
3.2. Hydraulik

Die Hydraulik im Schulhaus Limmat ist in Figur 2 auf Seite 7 dargestellt. Es handelt sich um die übliche Parallelschaltung der Verbraucher. Die 12 Verbraucher des Schulhaus Limmat sind in Tabelle 2 aufgelistet und haben zur Zeit des Schreibens dieses Berichts die Heizkurven in Figur 6. Zur Veranschaulichung ist in Tabelle 2 die im Normalbetrieb bei 0 °C Aussentemperatur im Normalbetrieb verlangte Vorlauftemperatur angegeben. Die Zeiträume, in denen die Verbraucher im Normalbetrieb sind ist ebenfalls in Tabelle 2 gezeigt.

12 Verbraucher

	Beschreibung	Nennleistung aus Figur 2	T_{VL} bei $T_{ausen}=0\text{ °C}$	Normalbetrieb Mo-Fr	Normalbetrieb Sa	Normalbetrieb So
V1	Boiler 2400 Liter	140 kW	60.0 °C	6:00-22:00	6:00-22:00	6:00-22:00
V2	Bodenheizung Dachgeschoss (FBH Bibliothek)	16 kW	40.0 °C	immer	immer	immer
V3	Treppenhäuser (A, C, B)	110 kW	54.0 °C	6:00-12:00	nie	nie
V4	Turnhalle Limmatstrasse	23 kW	35.0 °C	7:10-20:00	7:10-20:00	9:00-21:00
V5	Turnhalle Ausstellungsstrasse	23 kW	38.0 °C	7:20-20:00	7:20-17:00	9:00-17:00
V6	Schulräume C	65 kW	48.0 °C	5:00-20:00	6:15-12:00	6:15-12:00
V7	Schulräume A	115 kW	53.0 °C	6:30-20:00	6:30-20:00	6:30-20:00
V8	Schulräume B	60 kW	48.0 °C	6:30-20:00	6:45-20:00	6:45-20:00
V9	Baderäume Ausstellungsstrasse	18 kW	40.0 °C	7:30-20:00	7:30-20:00	7:30-20:00
V10	Baderäume Limmatstrasse	18 kW	42.0 °C	7:40-20:00	7:40-20:00	7:40-20:00
V11	Abwart Ausstellungsstrasse	7 kW	46.0 °C			
V12	Abwart Limmatstrasse	7 kW	60.0 °C	6:00-23:00	6:00-23:55	6:00-23:55

Tabelle 2: Die 12 Verbraucher im Schulhaus Limmat, ihre Nennleistung, die gemäss Heizkurve verlangte Vorlauftemperatur bei 0 °C Aussentemperatur im Normalbetrieb und der Zeitraum für Normalbetrieb. Innerhalb des Normalbetriebs gilt die „Heizkurve Normalbetrieb“ aus Figur 6 a). Ausserhalb des Normalbetriebs gilt die „Heizkurve reduzierter Betrieb“ Figur 6 b).



Figur 6: Die Heizkurven Normalbetrieb und reduzierter Betrieb der 12 Verbraucher im Schulhaus Limmat.

Für jeden der 12 Verbraucher wird aufgrund der Tageszeit und der Aussentemperatur gemäss den Heizkurven aus Figur 6 eine erforderliche Vorlauftemperatur berechnet. Diese wird wie üblich für jeden Verbraucher mit einem Mischventil geregelt, das dem Vorlauf des Verbrauchers Wasser aus dem Rücklauf beimischt. Die Heizung berechnet eine geforderte Hauptvorlauftemperatur als Maximum der Vorlauftemperaturen der verschiedenen Verbraucher (siehe Figur 38 Seite 54).

Vorlauftemperatur

Ein 4000 Liter fassender Speicher wird als Mischspeicher betrieben (da die Hochhaltung der Wärmepumpe ausgeschaltet ist auch als „Stufenladung“ bezeichnet). Das führt dazu, dass die von den Verbrauchern geforderte Vorlauftemperatur aus Figur 6 oft nicht oder erst mit grosser Verzögerung zur Verfügung stehen.

Speichervolumen

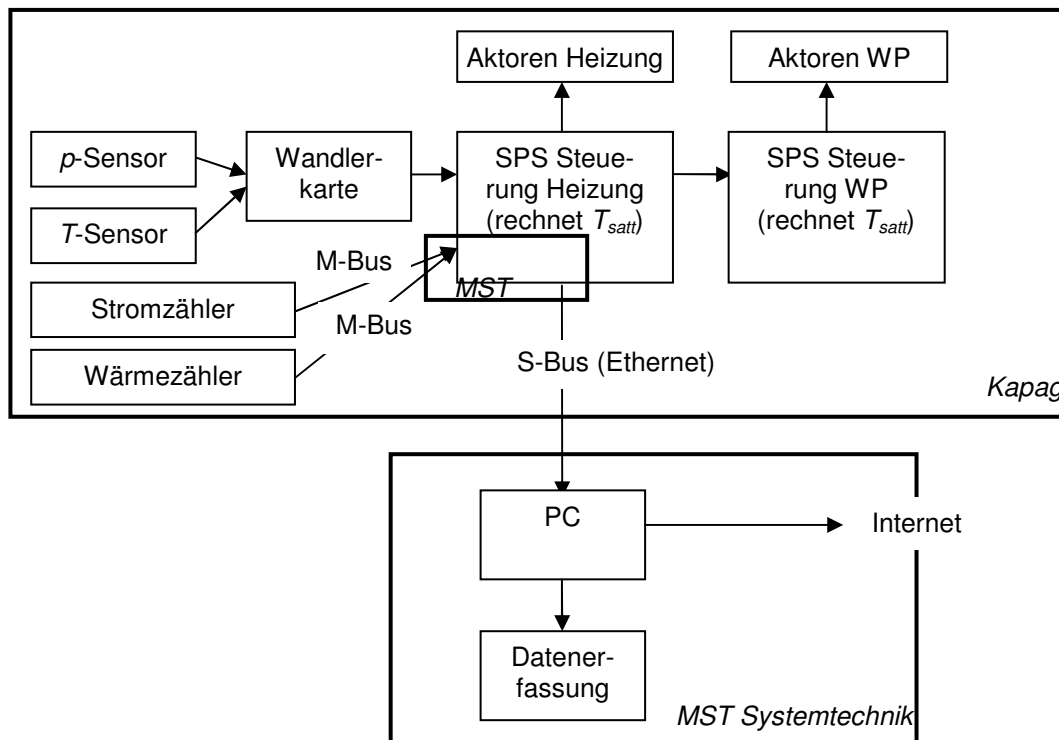
Die Zirkulationspumpe wird während sieben Tagen die Woche zwischen 6:00 und 22:00 alle 25 Minuten für 5 Minuten eingeschaltet. Sie dient vorallem dazu, dass beim Betätigen des warmen Wassers durch vom Speicher weit entfernte Verbraucher innert „nützlicher“ Frist warmes Wasser vorhanden ist. Für die Vermeidung von Legionellen wäre ein Betrieb einmal in der Woche ausreichend. Dies zeigt, dass das Verhindern von Legionellen ein Nebeneffekt der Zirkulation ist.

Zirkulation für Brauchwarmwasser

3.3. Datenerfassung

Ein Überblick über die Datenerfassung ist in Figur 7 gezeigt. Die Anlage wird von zwei SPS Steuerungen kontrolliert: Der SPS für die Heizung, die im linken und mittleren Schaltschrank untergebracht ist und schon länger besteht und der SPS der Wärmepumpe, die mit der Wärmepumpe zusammen installiert wurde. Die SPS Steuerungen wurden von der Firma *Kapag* installiert. Eine Datenerfassung der Firma *MST Systemtechnik* bezieht ihre Daten via M-Bus aus der SPS der Heizung und speichert sie auf einen PC vor Ort ab. Die Daten werden einerseits in Echtzeit im Internet dargestellt (www.schulhauslimmat.ch) und können andererseits via Internet über den ganzen Erfassungszeitraum abgerufen werden. Die dafür erforderliche Software wurde diesem Projekt freundlicherweise von der Firma *MST Systemtechnik* zur Verfügung gestellt.

SPS Steuerung



Figur 7: Steuerung und Datenerfassung der Wärmepumpe. KAPAG hat auch einen Teil der Software auf der SPS Steuerung programmiert, welche die M-Bus der Stromzähler und der Wärmezähler betreut.

Die Visualisierung hat zu Anfang des Projektes ungewöhnlich hohe Werte für den COP angezeigt. Ein Vergleich von manueller Ablesung und Messdaten hat Diskrepanzen zutage gefördert. Deswegen bestand ein grosser Teil der Arbeit in diesem

Fehlersuche

Projekt darin, Messwerte zu überprüfen, Fehler zu identifizieren und wenn möglich zu beheben. Die detaillierte Fehlersuche ist in Anhang A5 auf Seite 64 beschrieben. Der Fokus lag vor allem auf den Zählern der elektrischen und thermischen Leistungen und Energien.

Im Folgenden sind einige Punkte bezüglich der zeitlichen Verfügbarkeit der Daten und ihrer Qualität zusammengefasst.

- Die Daten zeigen, dass an der für den COP relevante Datenerfassung bis Ende Februar 2008 Einstellungen geändert wurden, sodass diese Daten erst ab dem 1. März 2008 für die Auswertung benützt werden können.
- Bis zum 4. Dezember 2008 wurden die elektrische Leistung der Kompressoren (ZL090W:H09:ELE:003:Power) und diejenige der Gesamtwärmepumpe (ZL090W:H09:ELE:001:Power) um einen Faktor 1.6 zu gering erfasst (siehe Anhang A5.3 Seite 67).
- Am 4. Dezember 2008 weitere Änderungen an der Datenerfassung gemacht, die dazu führen, dass seit dann die Energie der Gesamtwärmepumpe (ZL090W:H09:ELE:001:Energy) nicht mehr in der Einheit MWh sondern in 0.01 MWh erfasst wird und dass die Einschaltbefehle der beiden Pumpen am Warmwasserspeicher (ZL090H:H15:PW:001 MOT98 und ZL090H:H15:PW:004 MOT98) erst seit dann erfasst werden.
- Zwischen dem 11. Juni 2008 und dem 9. Oktober 2008 waren die Temperatursensoren im Abwasserkanal beschädigt und lieferten den falschen, konstanten Wert von 25 °C.
- Beim Ausfall der unterbrechungsfreien Stromversorgung am 23. Januar 2009 konnte die Datenerfassung bis zum 31. Januar 2009 nicht mehr mit der SPS der Wärmepumpe kommunizieren.
- Vom 23. Januar 2009 um 9:30 bis zum 2. März 2009 um 9:40 lief die Wärmepumpe nicht. Nach den Wartungsarbeiten in der Hydraulik wurde der Notaus nicht korrekt in Betrieb genommen, was verursachte, dass die Steuerung stromlos blieben und die Propanfühler die Batterien der unterbrechungsfreie Stromversorgung (USV) leerten und beschädigten. Der Ersatz dieser USV dauerte bis zum 2. März 2009.
- Die erfassten thermischen Leistungen und Energien müssen mit den Korrekturfaktoren f_{kLeist} und f_{kE} aus Tabelle 20 versehen werden. Es muss davon ausgegangen werden, dass ungenaue Stoffdaten und ein unzulängliches Integrationsverfahren in den Rechnern der Wärmezähler oder ein Übermittlungsproblem zwischen Rechner und Datenerfassung zu diesen Ungenauigkeiten führen.

Ein zeitlicher Überblick über den Zustand der Daten ist in Figur 3 Seite 7 gegeben. Es wird ersichtlich, dass aufgrund der unterschiedlichen Verfügbarkeit und Qualität der Daten in diesem Bericht für unterschiedliche Analysen verschiedene Zeiträume verwendet werden müssen. Auch aus diesem Grund wird der Begriff „Jahresarbeitszahl“ strapaziert, da die Kennziffer nicht über ein ganzes Jahr ermittelt werden kann.

Unterschiedliche Verfügbarkeit und Qualität der Daten

4. Methode

Die Anlage im Schulhaus Limmat ist mit der in Kapitel 3.3 beschriebenen Datenerfassung ausgestattet. Mit dem von *MST Systemtechnik* zur Verfügung gestellten Software P-Chart ist es dem Projektteam möglich, jederzeit auf alle erfassten Daten zuzugreifen, auch solche, die auf dem Internet unter www.schulhauslimmat.ch nicht dargestellt werden. Eine Liste der Daten ist in Tabelle 9a bis k auf Seite 37ff dargestellt. Aufgrund gewisser Widersprüche sind alle Messwerte auf Fehler überprüft worden, was in Anhang A5 auf Seite 64ff beschrieben ist. Der Fehler bei der Elektromessung ist korrigiert, die Fehler der Wärmezähler sind mit Korrekturfaktoren berücksichtigt.

Zugriff auf Datenerfassung

Der Propankreislauf wurde am Computer berechnet. Dabei ist der Massenstrom an Propan im Kreislauf eine zentrale, jedoch nicht gemessene Grösse. Er wird im Modell indirekt in einem iterativen Prozess ermittelt, indem der Energiesatz über jede einzelne Komponente (Kompressor, Wärmetauscher, Drossel) verwendet wird und die Forderung erfüllt wird, dass der Propankreislauf geschlossen ist. Somit ist auch der Energiesatz über der gesamten Wärmepumpe erfüllt. Pro eingeschaltetem Kompressor berücksichtigt das Modell einen Wärmeverlust von 0.7 kW (siehe Anhang A4.1 Seite 56). Die Druckverluste in den Wärmetauschern werden so angenommen, dass die bei der Auslegung geltenden maximalen Druckverluste bei drei eingeschalteten Kompressoren vorliegen. Bei weniger Kompressoren im Betrieb, werden weniger Druckverluste gerechnet proportional zum Quadrat der Anzahl Kompressoren (Druckverluste sind nach vereinfachter Theorie proportional zur Geschwindigkeit im Quadrat). Dieser Druckverlust hat jedoch nur einen sehr kleinen Einfluss auf die Ergebnisse. Weitere Gleichungen der Modellierung sind in Anhang A4.3 auf Seite 57 aufgeführt. Die Gleichungen der Exergieanalyse sind in Anhang A4.4 auf Seite 58ff gezeigt.

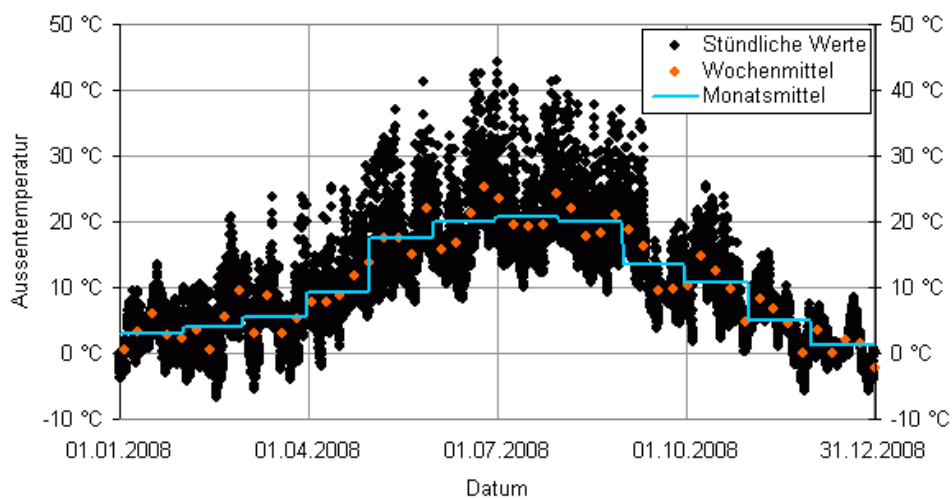
Modellierung

5. Ergebnisse

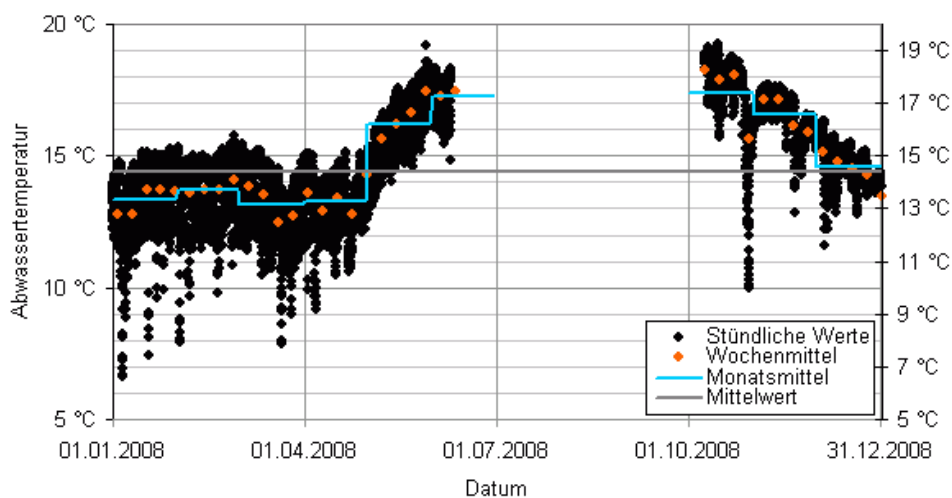
5.1. Äussere Bedingungen

In diesem Kapitel werden Daten zu den äusseren Bedingungen der Wärmepumpe und des Heizsystems präsentiert. In Figur 8 sind die stündlichen Aussentemperaturen, sowie die wöchentlichen und monatlichen Mittelwerte gezeigt. In Figur 8 sind die Abwassertemperaturen gezeigt. Mit einer über das Jahr gemittelten Temperatur von 14.4 °C stellt der Abwasserkanal eine sehr hochwertige Wärmequelle für eine Wärmepumpe dar. Erdsonden liefern im besten Fall eine Temperatur von 10 °C, wenn die Sonde im Sommer während des Kühlbetriebs aufgeladen wird ([5] Friedl und Kern, 2004). Ein Vergleich der beiden Figuren zeigt, dass die Temperatur des Abwassers auch saisonal schwankt und der Aussentemperatur um etwa ein bis zwei Monate hinterher hinkt. Beide Grössen sind in Figur 10 aufgetragen. Die Daten bilden einen Ring, der grob gesagt im Verlauf des Jahrs im Gegenuhrzeigersinn durchlaufen wird.

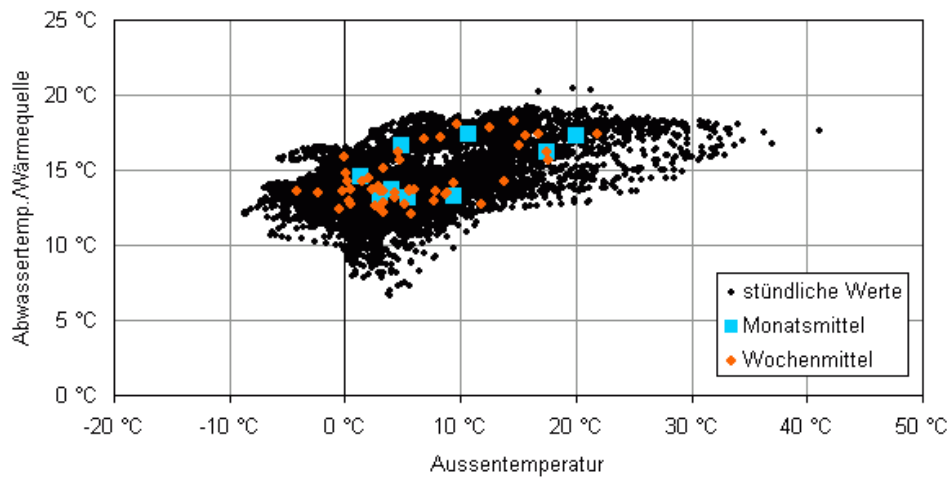
**Abwasser ist
hochwertige
Wärmequelle**



Figur 8: Aussentemperatur (Mittelwert zwischen den vier Temperaturen in den vier Nord, Süd, Ost und West) im Jahr 2008.



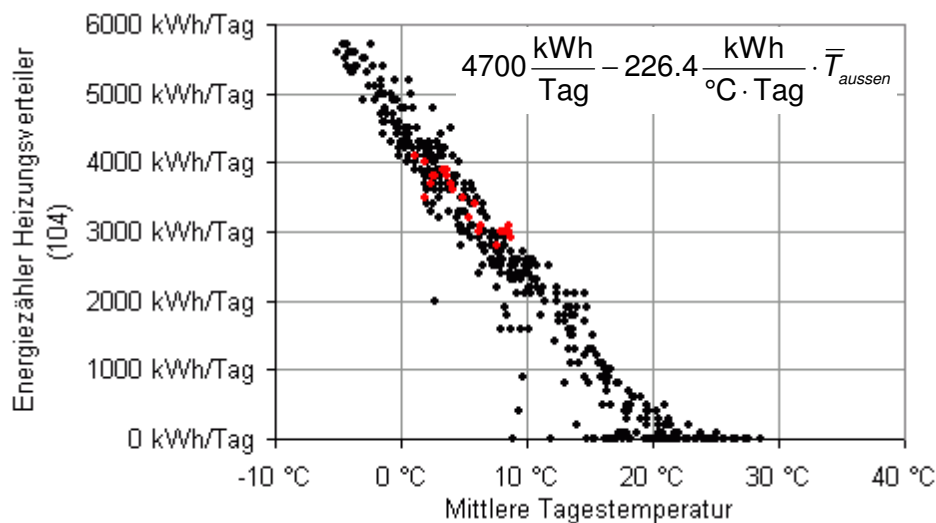
Figur 9: Durchschnittliche Abwassertemperatur $\bar{T}_{Abw}$ gemäss Gleichung (4) Seite 55 im Jahr 2008 mit Unterbruch zwischen 11. Juni 2008 und 9. Oktober 2008. Der Mittelwert aller Daten beträgt 14.4 °C.



Figur 10: Zusammenhang von Abwassertemperatur und Aussentemperatur im Zeitraum vom 1. Januar 2008 bis zum 11. Juni 2008 und vom 9. Oktober 2008 bis zum 22. März 2009.

Der tägliche Heizenergiebedarf des Gebäudes für die Raumheizung in Funktion der mittleren Tagestemperatur ist in Figur 11 gezeigt. Es zeigt sich ein klarer linearer Zusammenhang. Während den Messungen, die in der Figur dargestellt sind, wurde das Gebäude saniert und ein Teil der Fenster erneuert. Diese Massnahme hat sich noch nicht im Heizenergiebedarf niedergeschlagen.

Linearer Zusammenhang zwischen Heizenergie und Aussentemperatur



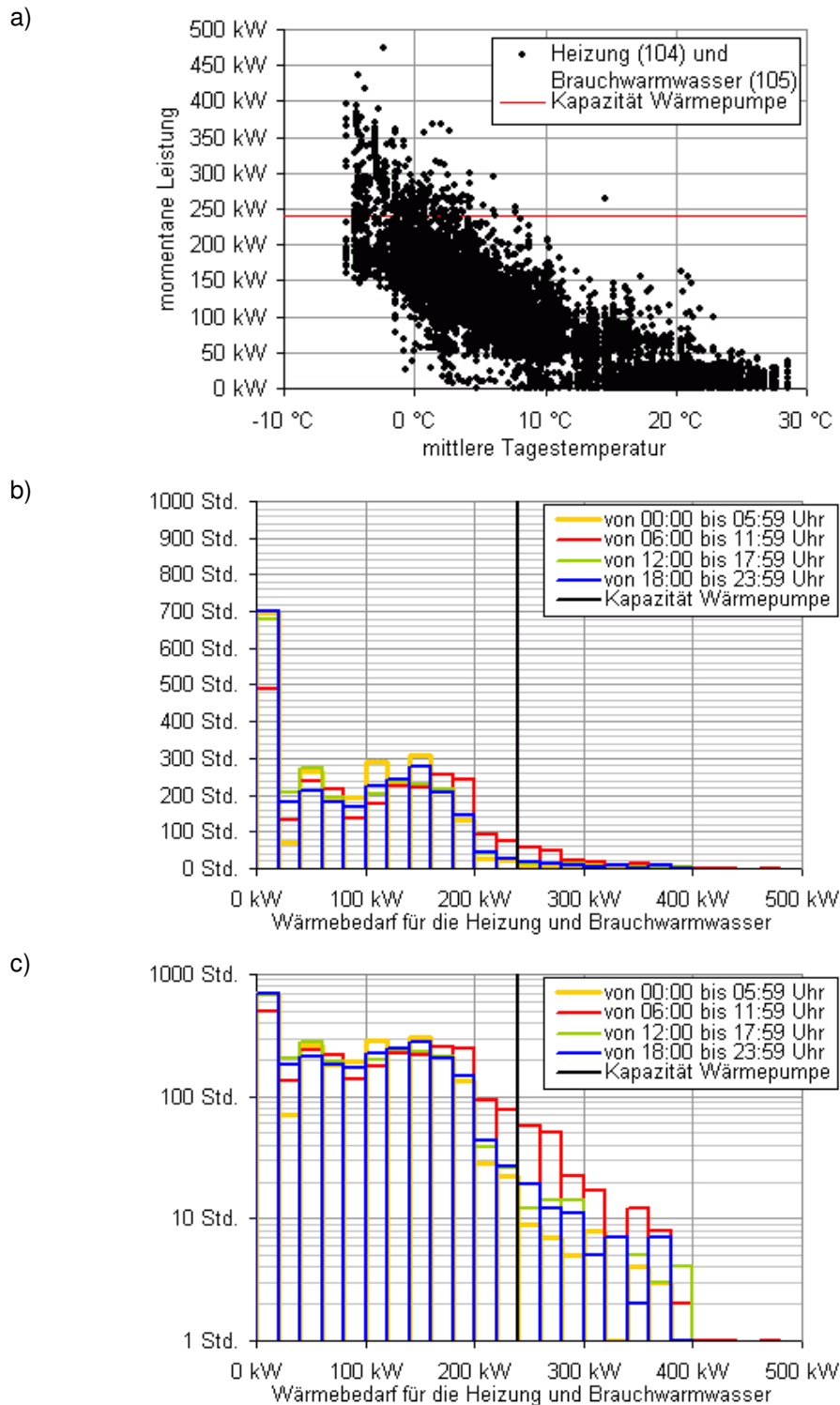
Figur 11: Täglicher Heizenergiebedarf ohne Brauchwarmwasser des Gebäudes basierend auf den Daten vom 1. Januar 2008 bis 22. März 2009. Die mittlere Tagestemperatur wurde durch eine Mittelung von stündlichen Messwerten zwischen 0:00 und 23:00 berechnet. Die Daten vom März 2009 sind zusätzlich herausgehoben.

Der momentane Leistungsbedarf des Gebäudes und des Warmwassers im Vergleich mit der maximalen Wärmeleistung der Wärmepumpe von 240 kW² ist in Figur 12 dargestellt. Es zeigt sich, dass Wärmeleistungen für die Gebäudeheizung von mehr als 240 kW nur in 3.2 % der Betriebsstunden, vor allem an kalten Tagen mit Temperaturen von weniger als 4 °C und vor allem am Vormittag verlangt werden. Eine noch genauere Analyse als in den Abbildung dargestellt zeigt, dass fast

Momentaner Heizleistungsbedarf

² Maximale Leistungsabgabe der Wärmepumpe nachdem die im Kapitel 6.2 auf Seite 26ff vorgeschlagenen Modifikationen durchgeführt sind.

50 % der Betriebsstunden mit Heizleistungen von mehr als 240 kW zwischen 7 und 10 Uhr anfallen, also wenn das kalte Gebäude aufgeheizt wird.



Figur 12: Häufigkeit des Wärmebedarfs des Heizsystems im Schulhaus Limmat ohne Brauchwarmwasser abgelesen am Wärmehzähler (104) im Zeitraum vom 1. Januar 2008 bis zum 23. März 2009. a) Leistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur, wobei letztere durch eine Mittelung der vier Messfühler der Anlage in Nord, Ost, Süd und West zwischen 00:00 und 23:00 ermittelt ist, b) Häufigkeitsverteilung aufgeschlüsselt in vier Tageszeiten, c) Gleiche Daten wie b) jedoch in logarithmischer Darstellung.

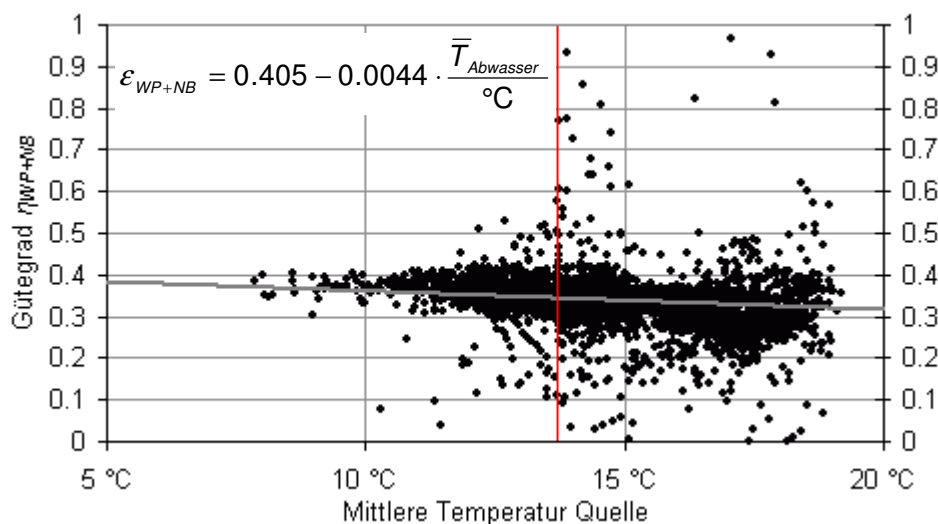
5.2. Wärmepumpe

In Tabelle 3 sind die wichtigsten Eckdaten der Wärmepumpe zusammengefasst. Die Jahresarbeitszahl von 2.65 liegt deutlich unter den Erwartungen von 3.5 für den Heizbetrieb und 3.1 für die Warmwasserproduktion ([16] Renold, 2005 Pflichtenheft Seite 5). Der Gütegrad η_{WP+NB} beträgt knapp 34 % und somit unterhalb des Wertes, der von Kleinwärmepumpen mit FWS Gütesiegel erwartet wird³. In Figur 13 und Figur 14 ist der Gütegrad in Abhängigkeit der Temperaturen der Senke und in der Quelle dargestellt.

Jahresarbeitszahl unter den Erwartungen, Gütegrad im üblichen Bereich

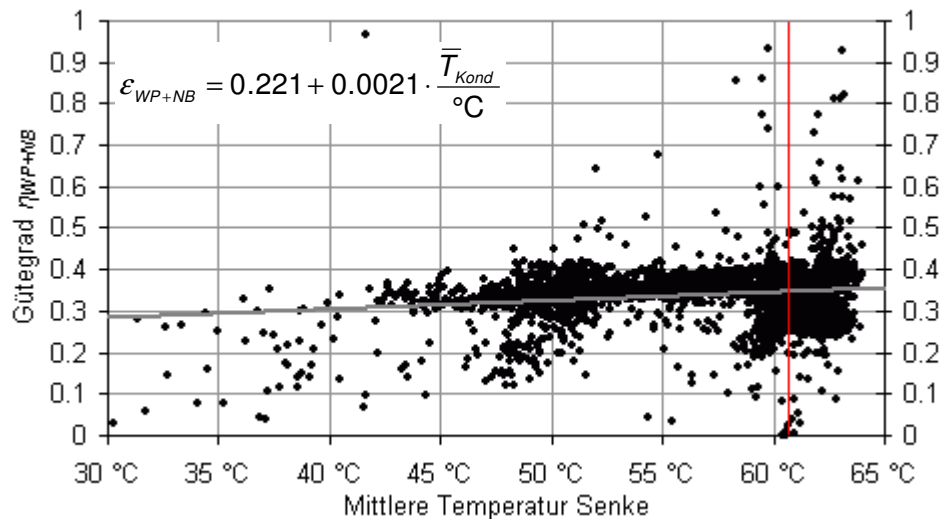
Durch die Wärmepumpe produzierte Wärmemenge	718.8 MWh
Von der Wärmepumpe aufgenommene elektrische Energie inklusive Pumpe und Steuerung	268.2 MWh 60 % im Hochtarif *)
Jahresarbeitszahl JAZ	2.68
Durchschnittlicher Gütegrad η_{WP+NB}	33.9 %
Betriebsstunden der Wärmepumpe	5104 Std.

Tabelle 3: Gesamtbilanz vom 1. März 2008 bis zum 21. Januar 2009 (326 Tage). Die Jahresarbeitszahl ist definiert gemäss Gleichung (2) Seite 55, und umfasst aufgrund der zur Verfügung stehenden Daten weniger als ein Jahr. Der Gütegrad beinhaltet Pumpen und Steuerung sowie den Zwischenkreis und ist definiert gemäss Gleichung (6) Seite 55. Beim Gütegrad ist die Periode vom 11. Juni 2008 bis zum 9. Oktober 2008 mit defekter Temperaturmessung im Abwasserkanal nicht berücksichtigt. *) Hochtarif Mo-Sa 6:00 bis 22:00 gemäss [3] ewz (2009).

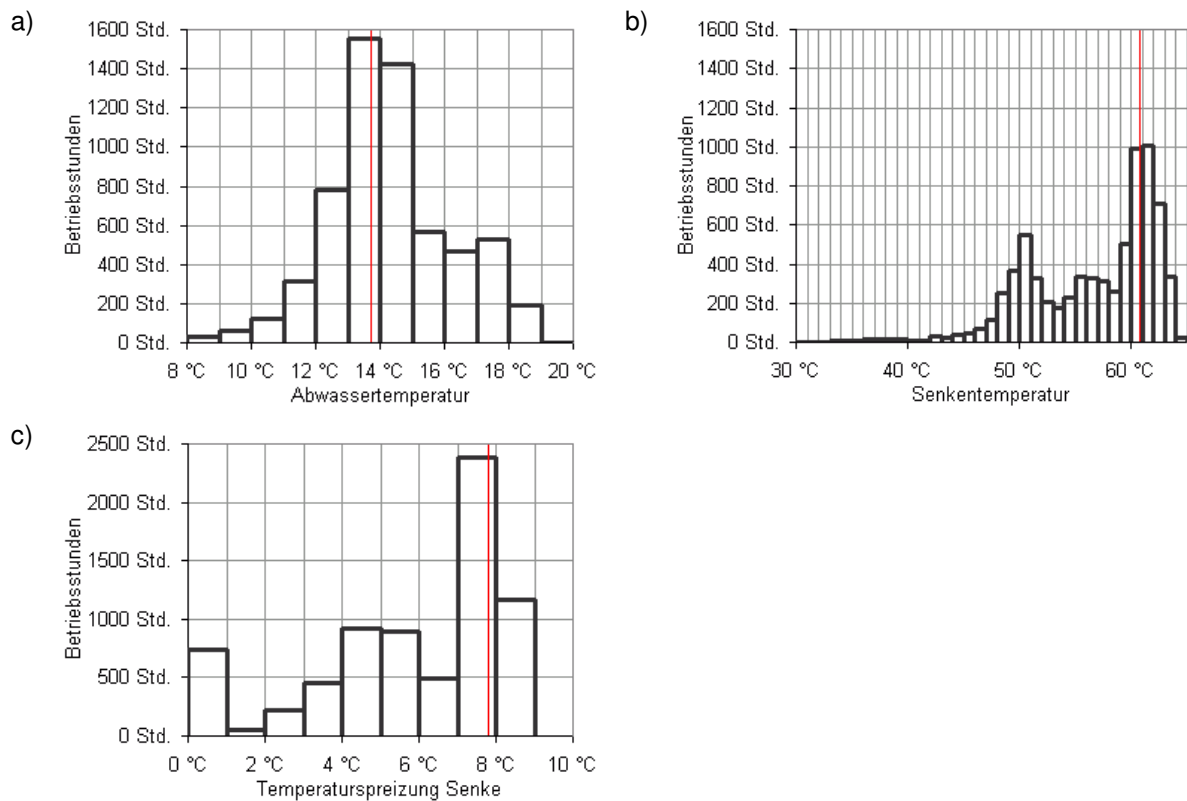


Figur 13: Abhängigkeit des Gütegrades von der mittleren Quelltemperatur im Abwasserkanal (Definition der mittleren Quelltemperatur in Gleichung (4) Seite 55). Datenpunkte vom 1. März 2008 bis 11. Juni 2008 und vom 9. Oktober 2008 bis zum 22. Januar 2009, Grau: linearer Fit durch die Daten, rot: Referenzpunkt gemäss Tabelle 4.

³ Eine Kleinwärmepumpe, die mit einem COP von 4 im Betriebspunkt B0W35 das FWS Gütesiegel erhält weist einen Gütegrad η_{WP+NB} von 40 % auf, wenn zwischen Wärmequelle und Sole eine Temperaturdifferenz von 2.6 °C angenommen wird, wie das im Schulhaus Limmat der Fall ist. Beispiel aus der Welt der Gross-Wärmepumpen: [5] Kern und Friedl, 2004, Gütegrad von 28.3 % mit einer Erdsonde mit 10 °C als Quelle, einer Vorlauftemperatur von 28 °C und einer Maschine mit R407C mit 130 kW Wärmeleistung.



Figur 14: Abhängigkeit des Gütegrades von der mittleren Temperatur der Senke (= mittlere Temperatur auf der Wasserseite des Kondensators gemäss Definition (3) Seite 55), Datenpunkte vom 1. April 2008 bis zum 22. Januar 2009, Grau: linearer Fit durch die Daten, rot: Referenzpunkt gemäss Tabelle 4.



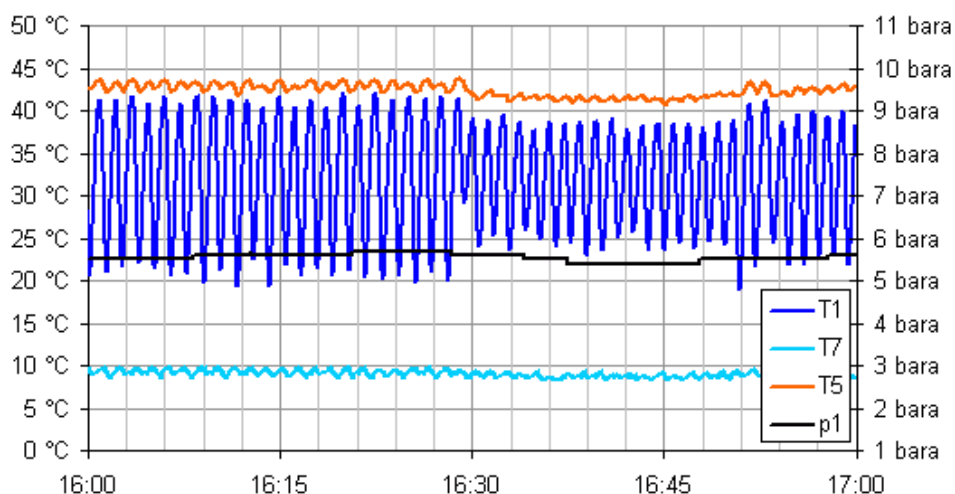
Figur 15: Häufigkeitsverteilung der Abwassertemperatur (Quelle) sowie der Temperatur und der Spreizung in der Senke (Kondensator) im Zeitraum vom 1. Januar 2008 bis zum 23. März 2009 nur ausgewertet während des Betriebs der Wärmepumpe. Rot eingezeichnet ist der Referenzbetriebspunkt aus Tabelle 4.

Aus den verfügbaren Daten wurde ein Referenzbetriebspunkt bestimmt, bei dem die Wärmepumpe am häufigsten in Betrieb war. Die Häufigkeitsverteilungen der Quellen- und Senktemperatur sowie der Spreizung im Kondensator auf der Wasserseite sind in Figur 15 dargestellt. Eine genaue Analyse zeigt, dass die in Figur 15 rot eingezeichneten und in Tabelle 4 aufgelisteten Temperaturen am häufigsten vorkommen. Der Betriebspunkt bei diesen häufigsten Temperaturen wird als „Referenzbetriebspunkt“ bezeichnet. Er lag z.B. am 4. März 2009 zwischen 17:00 und 19:00 als stationärer Betriebspunkt vor und ist im Schema von Figur 5 auf Seite 8 gezeigt.

Referenzbetriebspunkt

Bezeichnung	Variable	Wert	Definition
Temperatur Senke	$\bar{T}_{Abw}$	13.7 °C	Gl. (4) S. 55
Mitteltemperatur des Wassers im Kondensator	$\bar{T}_{Kond}$	60.7 °C	Gl. (3) S. 55
Temperaturspreizung Wasser Kondensator	$T_{KondAus} - T_{KondEin}$	7.8 °C	
Wassertemperatur Kondensatoreintritt	$T_{KondEin}$	56.8 °C	Figur 5 S. 8
Wassertemperatur Kondensatoraustritt	$T_{KondAus}$	64.6 °C	Figur 5 S. 8
elektrische Leistung der Wärmepumpe "Total"	P_{WP+NB}	72.2 kW	
elektrische Leistung der Nebenaggregate "NB"	P_{NB}	4.6 kW	
elektrische Leistung der Kompressoren "WP"	P_{WP}	67.5 kW	
Wärmeleistung der Wärmepumpe*)	$\dot{Q}_{WP}$	190.2 kW	
Wärmeleistung des Zwischenkreises*)	$\dot{Q}_{Quelle}$	124.8 kW	
Wärmeleistung Wasserunterkühler und Zylinderkopfkühlung*)		22.1 kW	
Massenstrom Propan		0.465 kg/s	
Maximal erreichbarer COP	COP_{max}	7.11	Gl (5) S. 55
Erreichter COP	COP_{WP+NB}	2.63	Gl. (1) S. 55
Gütegrad	η_{WP+NB}	37.1 %	Gl. (6) S. 55
Niederdruckniveau	p_7	5.6 bara	Figur 5 S. 8
Hochdruckniveau	p_3	21.8 bara	
T nach KM-Unterkühler vor Kompressoreintritt	T_1	32.9 °C	Figur 5 S. 8
T direkt nach der Verdichtung im Zylinderkopf	T_2	112.9 °C	
T nach Kompressor vor Kondensator	T_{2a}	107.2 °C	
T nach Sammler und vor Wasserunterkühler	T_{3b}	61.4 °C	
T nach Wasserunterkühler vor KM-Unterkühler	T_4	61.4 °C	
T nach KM-Unterkühler vor Drossel	T_5	44.0 °C	
T nach Drossel vor Verdampfer	T_6	9.6 °C	
T nach Verdampfer vor KM-Unterkühler	T_7	9.4 °C	

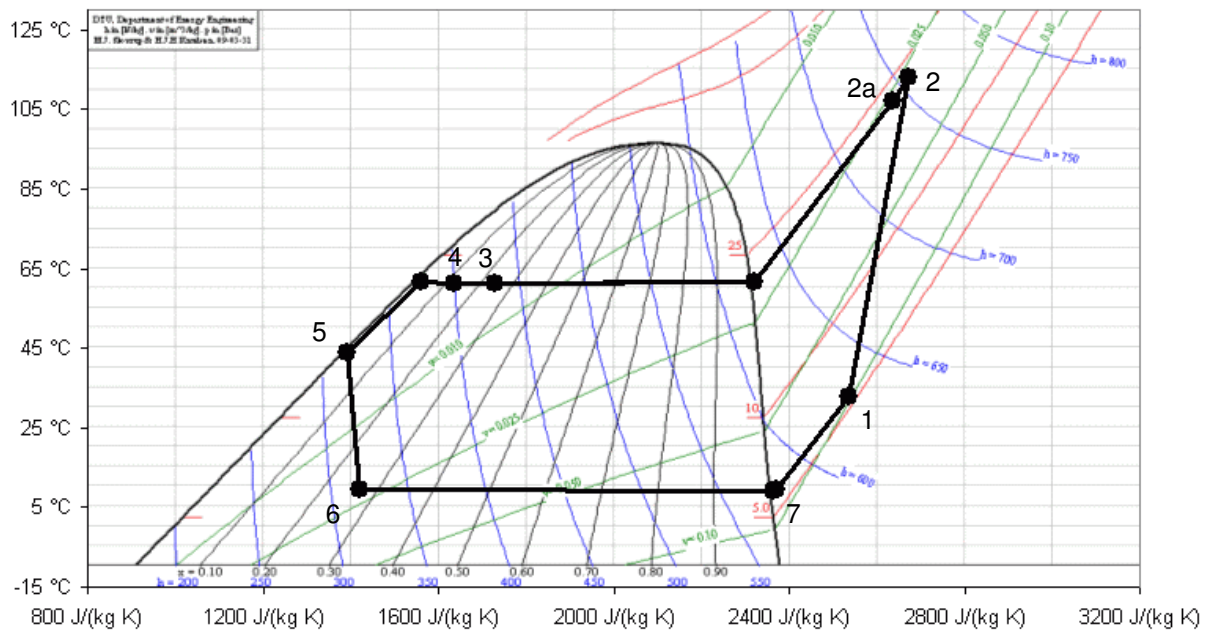
Tabelle 4: Referenzbetriebspunkt der Wärmepumpe definiert als der am häufigsten aufgetretene Betriebspunkt im Zeitpunkt vom 1. März 2008 bis zum 22. Januar 2009. Dieser Betriebspunkt war am 4. März 2009 zwischen 17 und 19 Uhr stationärer Betriebszustand und ist in Figur 5 auf Seite 8 dargestellt. *) Entspricht den Wärmeleistungen aus Figur 5 versehen mit dem Korrekturfaktoren aus Tabelle 20 Seite 81 und der Ungenauigkeit berechnet gemäss Gleichung (13) Seite 58.



Figur 16: Oszillation der Propantemperatur T_5 vor der Drossel, Propantemperatur T_7 nach dem Verdampfer und der Propantemperatur T_1 zwischen KM-Unterkühler und Kompressoreintritt verursacht durch eine leichte Oszillation des Drosselventils. Daten vom 15. Januar 2009 zwischen 16 und 17 Uhr. Schwingungsdauer ist etwa 2 Minuten.

Es wurde festgestellt, dass die Wärmepumpe ständig oszilliert. In Figur 16 ist ein Beispiel dargestellt. Die Temperatur des Propans am Kompressoreintritt schwingt sehr stark um $\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$ mit einer Schwingungsdauer von ca. 2 Minuten. Dabei handelt es sich um ein Phänomen, das praktisch immer vorliegt. Auch die Schwingungsbreite beträgt immer ungefähr $\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Oszillation der Temperatur um $\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$



Figur 17: Temperatur – Entropie-Diagramm von Propan mit eingezeichnetem Kreislauf für den Referenzbetriebspunkt aus Tabelle 4 Seite 18. Die Zahlen beziehen sich auf die in Figur 5 auf Seite 8 definierten Bezeichnungen.

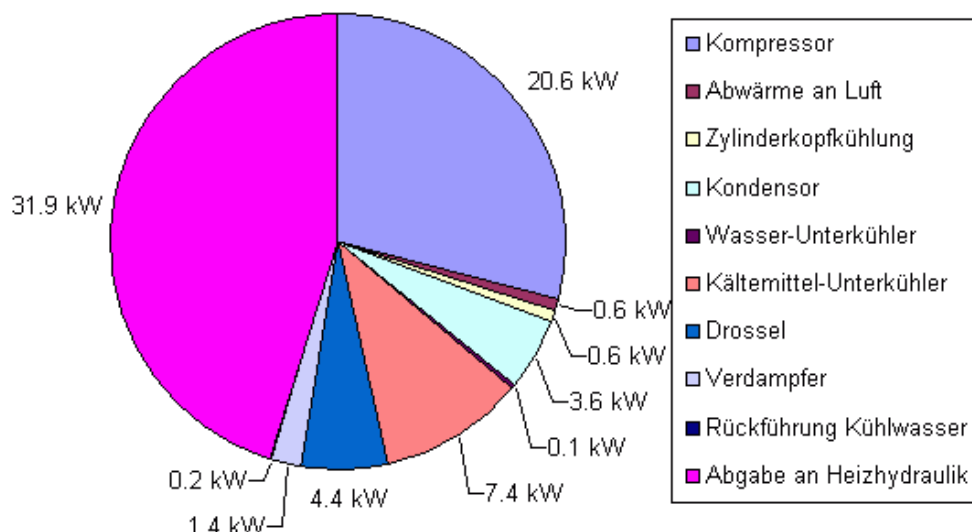
Die Zustände im Propankreislauf der Wärmepumpe sind in Figur 17 dargestellt. Es fällt auf, dass im Kondensator (zwischen den Punkten 2a und 3) keine vollständige Kondensation stattfindet. Auch der Wasserunterkühler (zwischen den Punkten 3 und 4) vermag das Propan noch nicht zu kondensieren. Erst im Kältemittel-Unterkühler findet eine vollständige Kondensation statt. Die Tatsache der unvollständigen Kondensation im Kondensator wird dadurch bestätigt, dass die Temperaturen T_3 und T_4 im Rahmen des Messfehlers immer gleich gross sind (z.B. Figur 15 Seite 17). Zusätzlich zeigt das Schauglas im Punkt 4 Blasen wohingegen dasjenige im Punkt 5 vor der Drossel klar bleibt⁴.

Keine vollständige Kondensation

Die Gleichungen zur Exergieanalyse der Wärmepumpe sind in Anhang A4.4 Seite 58 beschrieben. Die Bilanz für den Referenzbetriebspunkt ist in Figur 18 dargestellt. Die unvollständige Kondensation hat zur Folge, dass ungewöhnlich viel Exergie im Kältemittelunterkühler vernichtet wird.

Viel Exergievernichtung im Kältemittel-Unterkühler

⁴ Die Schaugläser sind nicht direkt in der Kältemittelleitung eingebaut sondern in einem „Bypass“. Der Einfluss dieser Konstellation auf die Blasenbildung ist vernachlässigbar, wie in Anhang A4.2 auf Seite 57 erläutert wird.



Figur 18: Exergiebilanz der Wärmepumpe im Referenzbetriebspunkt aus Tabelle 4 Seite 18. Referenztemperatur ist die Aussentemperatur von 5 °C. Es wird 67.5 kW Exergie in Form von Elektrizität und 3.0 kW aus dem Abwasser zugeführt. 31.9 kW Exergie werden an das Heizsystem abgegeben. Der Rest wird in verschiedenen Komponenten vernichtet.

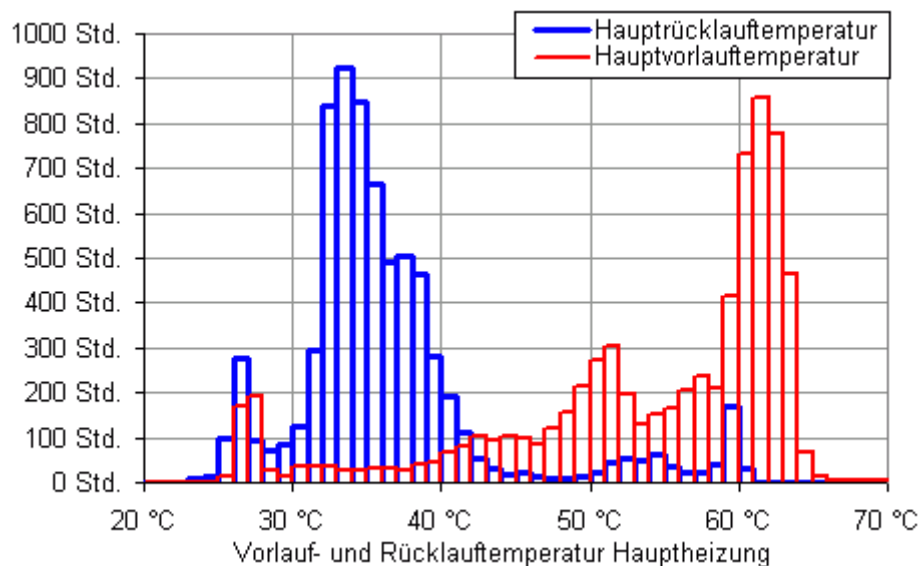
5.3. Hydraulik

Aufgrund der Ungenauigkeiten der Wärmezähler, der Komplexität des Systems und der vielen Daten, können im Rahmen dieses Projektes nur quantitative Abschätzungen gemacht werden. Da im März 2008 unmögliche Daten des Energiezählers des Brauchwarmwassers erfasst wurden (vergleiche Figur 3 Seite 7), wird für die Hydraulik die Zeitspanne vom 1. April bis zum 21. Januar 2009 als Bilanzzeitraum verwendet. Die Gesamtbilanz über diesen Zeitraum ist in Tabelle 5 gezeigt.

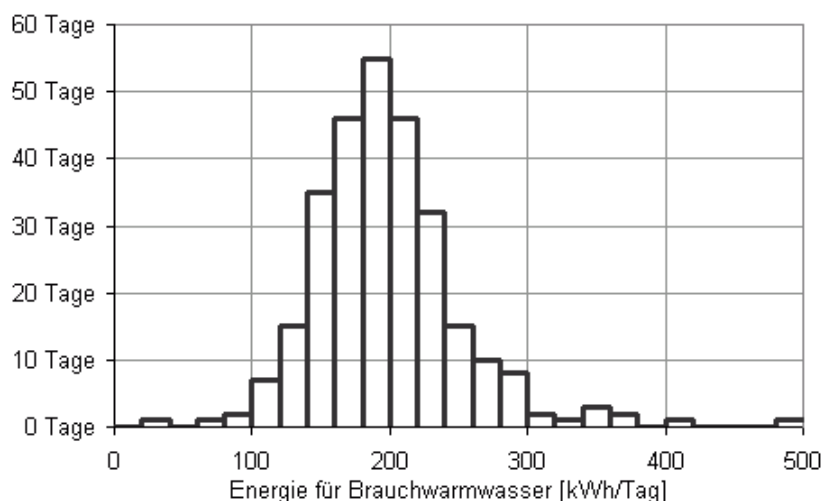
Bilanz 1.4.08 bis 21.1.09

Produktion	Durch die Wärmepumpe produzierte Wärmemenge (4563 Betr'std.)	627.5 MWh	674.7 MWh
	Durch den Heizkessel produzierte Wärmemenge (474 Betr'std.*)	47.2 MWh	
Abgabe	Wärmeabgabe an das Heizsystem	448.4 MWh	508.6 MWh
	Wärmeabgabe an das Brauchwarmwasser	60.3 MWh	
Fehlbetrag	Speicherverluste, Messfehler, Einschaltverluste Gaskessel		166.1 MWh

Tabelle 5: Gesamtbilanz vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 (295 Tage). Die Daten wurden mit den stündlichen Leistungszahlen berechnet. Man beachte die in Kapitel 5.3 beschriebene grosse Unsicherheit der Messwerte. *) Stunden, an denen der Heizkessel mehr als 10 kW Wärmeleistung abgibt.



Figur 19: Häufigkeitsverteilung der Hauptvorlauf- und Hauptrücklauftemperatur im Zeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009. Die häufigste Vorlauftemperatur ist 61.4 °C. Die häufigste Rücklauftemperatur ist 33.5 °C.



Figur 20: Häufigkeitsverteilung des Energieverbrauchs des Brauchwarmwassers pro Tag im Zeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009.

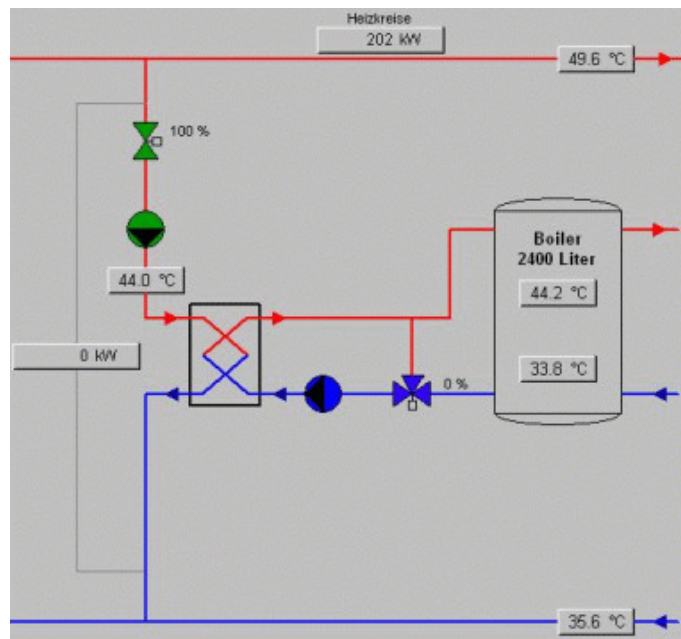
Die Zirkulation des Brauchwarmwassers verbraucht einen grossen Teil der Wärmeleistung des Warmwassers. Die Häufigkeitsverteilung des täglichen Energieverbrauchs für das Warmwasser ist in Figur 20 gezeigt. Nach Auskunft des Hauswirts gibt es während den Ferien viele Tage, in denen ausser in den beiden Abwärtswohnungen kein warmes Wasser verbraucht wird. Trotzdem gibt es in den 295 Tagen vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 nur vier Tage mit einem Energieverbrauch von weniger als 100 kWh (100 kWh entsprechen ca. 2900 Liter Warmwasser bei 36 °C). Es muss davon ausgegangen werden, dass die Zirkulation alleine für einen täglichen Energiebedarf von zwischen 100 kWh und 140 kWh verantwortlich ist. Das entspricht 50 % bis 60 % des Energiebedarfs für Brauchwarmwasser.

Beim Warmwasserspeicher von 2400 Litern wird zur Zeit im Schulhaus Limmat ein Temperaturbereich von 60 bis 40 Grad genutzt. Somit ergibt sich daraus eine Speicherkapazität von 56 kWh. Bei einem mittleren Wärmebedarf für Brauchwarmwasser von 200 kWh/Tag, muss der Speicher am Tag durchschnittlich vier Mal geladen werden.

Zirkulation

**Warmwasser-
speicher**

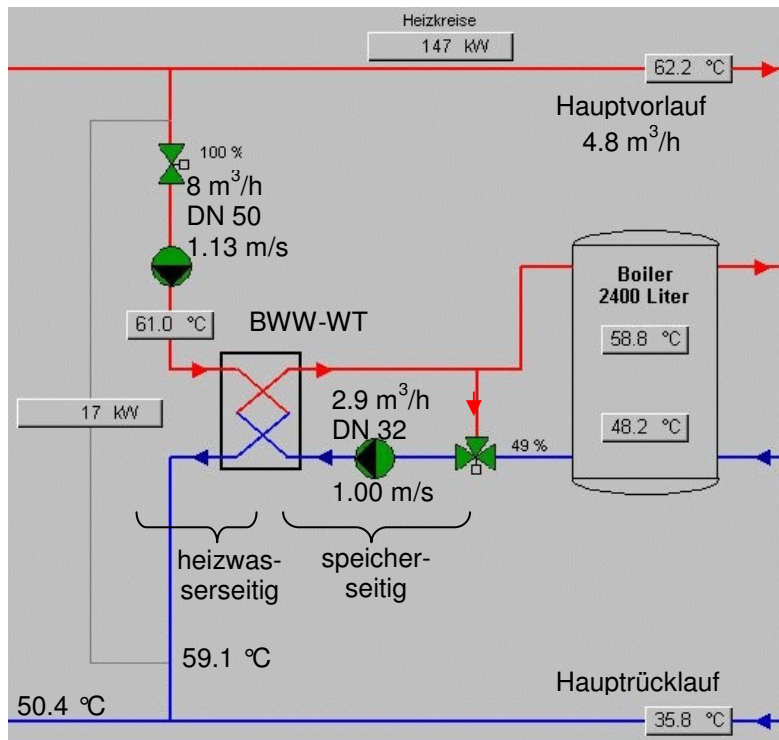
Es wurde festgestellt, dass die beiden Pumpen beim Speicher des Brauchwarmwassers (eine Pumpe auf Seite Heizkreis, eine Pumpe auf der Seite des Speichers) oft eine Fehlschaltung fahren, der in Figur 21 dargestellt ist: Die Pumpe auf der Seite des Heizkreises ist in Betrieb, da der Boiler aufgeladen werden muss. Gleichzeitig ist die Pumpe auf der Seite des Speichers ausgeschaltet, da die Vorlauftemperatur, welche am BWW-Wärmetauscher vorliegt kleiner oder gleich wie die Temperatur oben im BWW-Speicher ist. Das führt dazu, dass durchschnittlich $7.2 \text{ m}^3/\text{h}$ Wasser aus dem Vorlauf direkt in den Rücklauf geleitet werden und dabei Exergie vernichtet wird. Dieser Betriebszustand war während des Bilanzzeitraums der Hydraulik (1. April 2009 bis 21. Januar 2009) während 628 Stunden aktiv⁵. Während dieser Zeit werden ca. 50 kW Exergie vernichtet, was sich innerhalb des Bilanzzeitraums von 295 Tagen auf 31 MWh summiert.



Figur 21: Beispiel der Fehlschaltung beim Speicher des Brauchwarmwassers vom 24. September 2008 um 10:00.

Ein Flaschenhals in der Hydraulik ist der Wärmetauscher beim Speicher des Brauchwarmwassers (BWW-WT). Mit Flaschenhals ist gemeint, dass die Wärme des grössten Einzelverbrauchers durch diesen Wärmetauscher geleitet werden muss. Der Zustand der Hydraulik im Referenzbetriebspunkt ist in Figur 22 dargestellt. Die Austrittstemperatur des Wassers heizwasserseitig ist mit 59.1 °C relativ hoch. Im Zusammenfluss mit dem Hauptrücklauf wird Exergie vernichtet. Zusätzlich hat es speicherseitig eine Hochhaltung, die ebenfalls eine Exergievernichtung darstellt. Obwohl dieser Verbraucher für 140 kW ausgelegt ist, werden im Referenzbetriebspunkt nur 18 kW Wärme abgegeben. Dies hat einen entscheidenden Einfluss auf die Ladedauer für den Speicher. Bei dieser Betriebsweise, in der der Speicher zwischen 60 °C und 40 °C ausgenutzt wird, benötigt eine Ladung 3 Stunden. Bereits [19] Ruosch, 2007 hat in dieser Schaltung ein Problempunkt der Anlage erkannt.

⁵ Da der Betrieb der beiden Pumpen erst ab dem 4. Dezember 2009 erfasst ist (vergleiche Figur 3 Seite 7) sind die 628 Betriebsstunden hochgerechnet aus der Messung, dass während der 118 Tage vom 4. Dezember 2008 bis zum 1. April 2009 die Fehlschaltung während 250 Stunden vorlag.



Figur 22: Brauchwarmwasser-Wärmetauscher (BWW-WT) und Speichervolumen des Brauchwarmwassers (beschriftet mit Boiler 2400 Liter). Die angegebenen Wärmemengen sind mit den Korrekturfaktoren aus Tabelle 20 Seite 81 zu versehen.

6. Diskussion

Aufgrund der obigen Analysen werden hier die folgenden Massnahmen empfohlen, zunächst auf der Seite der Hydraulik, dann bei der Wärmepumpe. Die Massnahmen sind in Tabelle 6 zusammengefasst und haben das Potential, die Jahresarbeitszahl der Anlage von heute 2.68 (siehe Tabelle 3 Seite 16) auf ungefähr 4.4 zu erhöhen.

Potential Jahresarbeitszahl von 4.4

	Reduktion des Exergieverbrauchs im Bilanzzeitraum 1.4.2008 bis 21.1.2009		Referenz
	gleicher BWW-Wärmetauscher	BWW-WT mit doppeltem UA-Wert	
Verbesserte Hydraulik BWW	4.7 MWh	11.0 MWh	Kap. 6.1 S. 24
Reduktion Vorlauftemperatur	um 4 °C 11.4 MWh	um 8 °C 23.9 MWh	Kap. 6.1 S. 25
Fehlschaltung BWW	31.0 MWh		Kap. 6.1 S. 26
Vollständige Kondensation im Kondensator	23.8 MWh		Kap. 6.2 S. 28

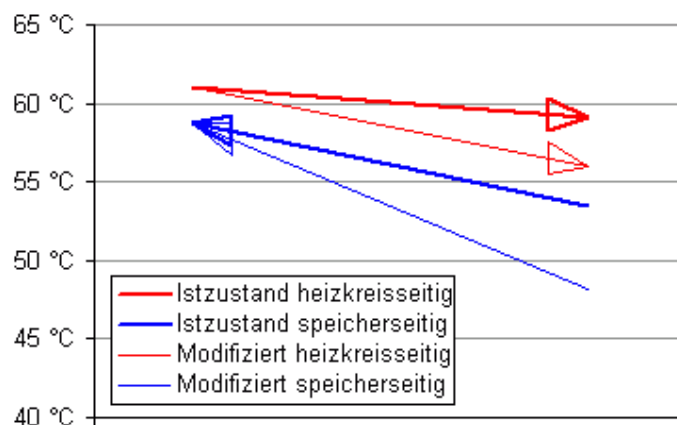
	Gesamtgrössen im Kalenderjahr 2008	
	gleicher BWW-Wärmetauscher	BWW-WT mit doppeltem UA-Wert
Produzierte Wärmemenge	853 MWh	
Stromverbrauch bisher	318 MWh	
Jahresarbeitszahl bisher	2.68	
Stromverbrauch mit allen Verbesserungen	217 MWh	191 MWh
Jahresarbeitszahl mit allen Verbesserungen	3.9	4.4
Einsparung pro Jahr: WP-Tarif ewz.natur-power (Q2) 60% Hochtarif, 40% Niedertarif ohne MWSt.	15'100 Fr.	19'100 Fr.

Tabelle 6: Oben: Reduktion des Exergieverbrauchs im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 (326 Tage). Grössen aus dem Bilanzzeitraum der Wärmepumpe vom 1. März 2008 bis zum 21. Januar 2009 (295 Tage) wurden mit einem Dreisatz der Heizgradtage für die Stadt Zürich umgerechnet. Unten: Gesamtgrössen umgerechnet auf das Kalenderjahr 2008 ebenfalls mit den Heizgradtagen.

6.1. Verbesserungen in der Hydraulik

Wie bereits festgestellt ist der Wärmetauscher des Brauchwarmwassers ein Nadelöhr in der Hydraulik, da die Wärmeleistung des grössten Einzelverbrauchers von diesem Wärmetauscher übertragen werden muss, was mit Exergieverlusten verbunden ist (vergleiche Figur 22 Seite 23). Für eine bessere Effizienz, muss die Zumischung des Vorlaufs in den Rücklauf speicherseitig ausgeschaltet werden und stattdessen eine drehzahlgeregelte Pumpe eingebaut werden. Die Grösse des Brauchwarmwasser-Wärmetauschers sollte mindestens verdoppelt werden und der Durchfluss speicherseitig von 2.9 m³/h auf 3.8 m³/h erhöht werden. Auf diese Weise kann 46.5 kW statt der jetzigen 18 kW übertragen werden und es ergeben sich im Wärmetauscher die in Figur 23 dargestellten Temperaturverläufe. Diese Massnahme führt im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 zu einer Stromeinsparung von 11.0 MWh. Wird der Wärmetauscher belassen, muss der Durchfluss speicherseitig auf 2.2 m³/h reduziert werden und die Stromeinsparung beträgt nur 4.7 MWh. Die Zusammenhänge sind in Anhang A4.5 auf Seite 62 weiter erläutert.

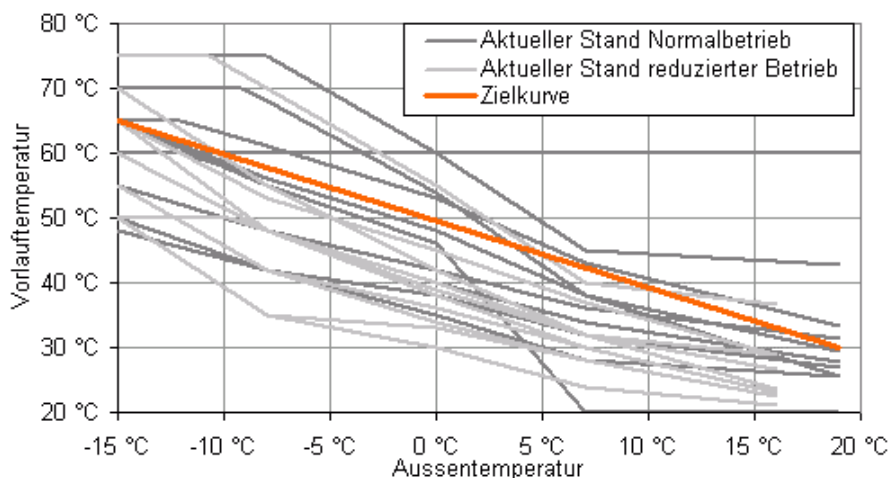
Hydraulik BWW



Figur 23: Vergleich der Wassertemperaturen im Brauchwarmwasser-Wärmetauscher aus Figur 22 Seite 23 im jetzigen Zustand und modifiziert: Ausschalten der Beimischung des Vorlaufs in den Rücklauf speicherseitig, Verdoppelung des Wärmetauschers und Erhöhung des Durchflusses speicherseitig von $2.9 \text{ m}^3/\text{h}$ auf $3.8 \text{ m}^3/\text{h}$, sodass eine Wärmemenge von 46.5 kW statt 18 kW übertragen werden kann.

Die Heizkurven aus Figur 6 Seite 9 können deutlich reduziert werden, da die heute durch die Heizkurven vorgegebenen Temperaturen in der heutigen Konfiguration oft nur mit grosser Verzögerung erreicht werden. Es wird hier davon ausgegangen, dass im Normalbetrieb Heizkurven möglich sein sollten, wie in Figur 24 dargestellt. Im längerfristigen Betrieb sind allenfalls weitere Reduktionen möglich. Dabei ist für optimale Effizienz der Wärmepumpe darauf zu achten, dass die Thermostatventile in den Räumen möglichst weit offen sind⁶.

Heizkurven reduzieren



Figur 24: Heizkurve, wie sie für die zwölf Verbraucher erreicht werden kann.

Der Einfluss der Reduktion der Heizkurven auf die Reduktion der Vorlauftemperaturen ist umso grösser, je schneller der Speicher des Brauchwarmwassers geladen werden kann. Wird die obige Empfehlung umgesetzt und die Grösse des Brauchwarmwasser-Wärmetauschers verdoppelt, so reduziert sich die Ladezeit des Speichers von über drei Stunden auf 72 Minuten. Nur während dieser Zeit muss die Vorlauftemperatur auf 60 °C geregelt werden, sonst kann sie auf der optimierten Heizkurve aus Figur 24 belassen werden. Es wird hier davon ausgegangen, dass die Vorlauftemperatur mit gleichem Brauchwarmwasser-Wärmetauscher durchschnittlich um 4 °C gesenkt werden kann, mit einem doppelt so grossen Brauch-

Brauchwarmwasser schnell

⁶ Bei zu hohen Vorlauftemperaturen für einen bestimmten Verbraucher drosseln die Thermostatventile den Durchfluss, da die Raumtemperatur bereits bei wenig Durchfluss ausreichend hoch ist.

warmwasser-Wärmetauscher um 8 °C. Unter dieser Annahme ergeben sich im Bilanzzeitraum vom 1. April 2008 bis zum 21. Januar 2009 Exergieeinsparungen von 12.4 MWh beziehungsweise 25.9 MWh.

Es wird weiter vorgeschlagen, oben am Speicher der Heizungshydraulik ein automatisches Ventil zu installieren. Mit diesem Ventil kann der Speicher bei Bedarf zu oder ausgeschaltet werden. Ein Ausschalten des Speichers muss gut überlegt werden, da er verschiedene Funktionen erfüllt:

Funktionen des Speichers

- Da die Wärmepumpe nicht stufenlos moduliert werden kann, nimmt der Speicher überschüssige Leistung der Wärmepumpe auf, die vom Heizsystem nicht unmittelbar benötigt wird. So kann die Wärmepumpe mit einer konstanten Anzahl Kompressoren über längere Zeiträume betrieben werden.
- Der Speicher bildet eine hydraulische Trennung zwischen der Umwälzpumpe an der Wärmepumpe und den Umwälzpumpen der verschiedenen Verbraucher. Er nimmt unterschiedliche Massenströme auf.
- Wenn das Heizsystem mehr Leistung fordert, als von der Wärmepumpe zur Verfügung gestellt werden kann, wird die zusätzliche Leistung aus dem Speicher bezogen.
- Die Temperatur oben im Speicher wird verwendet, um zu ermitteln, wie viele Kompressoren der Wärmepumpe in Betrieb genommen werden und ob allenfalls der Brenner zusätzlich eingeschaltet wird.

Es wird hier empfohlen, den Speicher unter den folgenden Bedingungen auszuscha-

Speicherbewirtschaftung

- Während der Aufladung des Brauchwarmwassers und zwar nur wenn das Brauchwarmwasser eine höhere Vorlauftemperatur fordert als die anderen Verbraucher wird der Speicher des Heizsystems ausgeschaltet. So kann die Vorlauftemperatur kurzzeitig erhöht werden, ohne dass das grosse Speichervolumen hochgefahren werden muss.
- Es ist zu prüfen, ob der Speicher ausgeschaltet werden kann, wenn das Heizsystem weder mehr noch weniger Wärmeleistung benötigt als die Wärmepumpe produzieren kann, also zwischen 80 kW und 240 kW. Das ist bei Tagesmitteltemperaturen⁷ über 4 °C und unterhalb einer noch zu bestimmenden Tagesmitteltemperatur der Fall. Da das Heizungssystem eine grosse Wassermasse enthält, ist es vermutlich genug träge, um Differenzen zwischen dem Wärmebedarf und den drei Leistungsstufen der Wärmepumpe auszugleichen.

Aus den Heizkurven in Tabelle 2 Seite 9 wird ersichtlich, dass im Schulhaus Limmat der Niedertarif für Wärmepumpenstrom nicht ausgenützt wird, der bis um 6 Uhr morgens gültig ist ([3] ewz, 2009). Als die Anlage geplant wurde, galt dieser Niedertarif noch nicht. Der Brauchwarmwasser Speicher sollte immer vor 6 Uhr morgens geladen werden. Ebenso der Heizungsspeicher, falls sich ein Tag mit Tagesmitteltemperaturen von weniger als 4 °C abzeichnet.

Ausnutzen des Nachttarifs

Die Fehlschaltung im Brauchwarmwasser aus Figur 21 Seite 22 wird verhindert, indem die heizwasserseitige Pumpe nicht über längere Zeit laufen darf, wenn die speicherseitige Pumpe wegen ungenügender Vorlauftemperatur ausgeschaltet bleibt.

Brauchwarmwasser Fehlschaltung

Des weiteren wird empfohlen, den Diskrepanzen der Wärmezähler nachzugehen, die in Anhang A5.5 Seite 70 beschrieben sind, um zuverlässige Messungen zu haben.

Wärmezähler

6.2. Verbesserungen in der Wärmepumpe

Eine Variante, mittels des Solekreises die Verdampfungstemperatur anzuheben ist, auf eine kleinere Temperaturdifferenz als 4 °C zu regeln ([19] Ruosch, 2007, Seite 7). Die Pumpe des Zwischenkreises muss dann mehr leisten, sodass sich der Wärmeübergang verbessert. Aufgrund der etwas höheren Temperatur der Wärme-

Zwischenkreislauf mehr pumpen

⁷ Die Tagesmitteltemperatur ist der Mittelwert der in der Anlage in den vier Himmelsrichtung gemessenen Temperaturen gemittelt von Mitternacht bis Mitternacht.

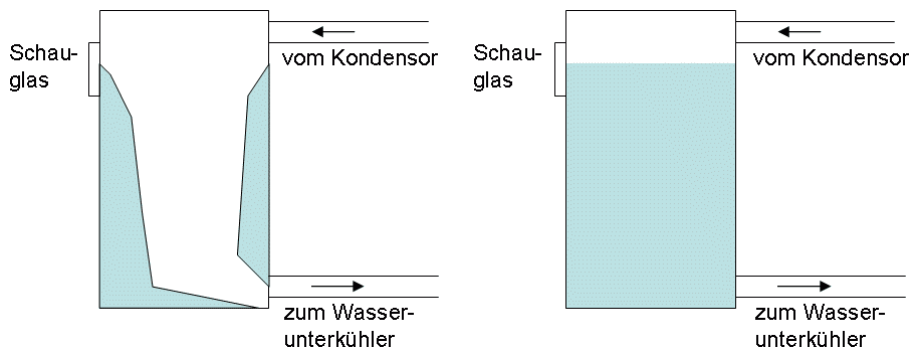
abgabe wird die Wärmepumpe effizienter. Eine genaue Analyse hat gezeigt, dass die Pumpleistung auf das Doppelte ansteigt wenn Sole nur noch auf 3 °C geregelt wird und sich die Massnahme schliesslich nicht lohnt.

Die kleinste gemessene Abwassertemperatur zwischen dem 1. Januar 2008 und dem 23. März 2009 ist 6.1 °C. Ein Vergleich mit Figur 9 Seite 13 zeigt, dass diese tiefen Abwassertemperaturen nur kurz auftreten, vermutlich während sehr starken und kalten Regenfällen. Der Solekreislauf wird auf eine Temperaturdifferenz von 4 °C geregelt, sodass die kleinste Soletemperatur 2.1 °C betrug, an der Wand des Verdampfers der Gefrierpunkt vermutlich knapp unterschritten wurde. Wird die Sole durch Wasser ersetzt, so muss die Wärmepumpe inklusive Reserven bei Abwassertemperaturen unter 10 °C ausgeschaltet werden (zwischen 1. Januar 2008 und 23. März 2009 in 1.3 % der Stunden). Es stellt sich die Frage, ob die geringere Viskosität des Wassers einen positiven Effekt auf die Effizienz der Wärmepumpe hat ([19] Ruosch, 2007, Seite 7). Einerseits kann mit der gleichen Pumpleistung mehr Wasser als Sole transportiert werden, andererseits verbessert sich wegen der grösseren Strömungsgeschwindigkeit der Wärmeübergang.

Zwischenkreislauf mit Wasser

Eine genauere Untersuchung aller Effekte zeigt, dass mit dem Ersatz der Sole durch Wasser und einer Regelung der Pumpe auf 3.5 °C Temperaturdifferenz die Pumpleistung gleich bleibt und die Verdampfungstemperatur um zwischen 0.5 und 1 °C angehoben werden kann. Dadurch wird die Wärmepumpe ca. 2 % effizienter kann aber zu 1.5 % der Zeit, wenn die Abwassertemperatur kleiner als 10 °C ist, nicht betrieben werden. Somit lohnt sich diese Massnahme nicht.

Zwischenkreislauf unverändert



Figur 25: Verteilung des flüssigen Propan im Sammler während des Betriebs in der jetzigen Konfiguration. links: gemäss Hypothese 1 (nicht genügend Arbeitsmedium), rechts: gemäss Hypothese 2 (Sammler ist voll).

Es wurde festgestellt, dass das Propan im Kondensator nicht vollständig kondensiert. Über die Ursache gibt es zwei verschiedene Hypothesen, wobei die Hypothese 1 vom Autor dieser Studie vertreten wird und Hypothese 2 von der Firma Kapag.

Unvollständige Kondensation

- Hypothese 1: Im Kreislauf ist zu wenig Propan vorhanden. Das führt dazu, dass der in Figur 25 dargestellte Sammler nur wenig flüssiges Propan enthält und nicht kondensiertes, gasförmiges Propan unten austreten und in den Wasserpumpen gelangen kann. Das im Sammler vorhandene flüssige Propan wird vom Gasstrom verdrängt und schwappt auch am Schauglas vorbei, was von aussen tatsächlich beobachtet werden kann. Wird als Gedankenexperiment der Sammler während des Betriebs auf einen Schlag mit flüssigem Propan bis zu 2/3 gefüllt, dann kann kein gasförmiges Propan mehr durch den Austritt gelangen. Als Folge davon steigt der Druck in der Zuleitung des Sammlers und somit im Kondensator an. Somit steigt im Kondensator auch die Temperaturdifferenz zwischen der Propanseite und der Wasserseite und die vom Propan abgegebene Wärmemenge steigt ebenfalls an. Dies passiert solange bis im Kondensator genügend Wärmeleistung abgegeben wird, um eine vollständige Kondensation zu erreichen. In diesem Zustand gelangt nur noch flüssiges Propan in den Sammler.

Hypothese 1: Zu wenig Propan

Ergänzend ist hier angemerkt, dass auch vor dem Leckagevorfall vom 26. März 2009 keine vollständige Kondensation stattgefunden hat. Der Gütegrad der Wärmepumpe war leicht besser, was darauf hindeutet, dass bereits vorher zu wenig Kältemittel im Kreislauf war jedoch etwas mehr als heute.

- Hypothese 2: Da im Schauglas des Sammlers Spritzer von flüssigem Propan sichtbar sind, ist er bis zum Schauglas mit Flüssigkeit gefüllt wie in Figur 25 rechts dargestellt. Eine Nachrechnung des Kondensors mit den gemessenen Temperaturen auf der Propanseite und auf der Wasserseite hat gezeigt, dass in diesem Zustand der Kondensor nicht die für eine vollständige Kondensation erforderliche Wärmemenge austauschen kann. Der Grund für die unvollständige Kondensation liegt somit darin, dass der Kondensor nicht im für seine Auslegung verwendeten Betriebspunkt arbeitet. Für die wirklich auftretenden Betriebspunkte ist er um 22 % zu klein.

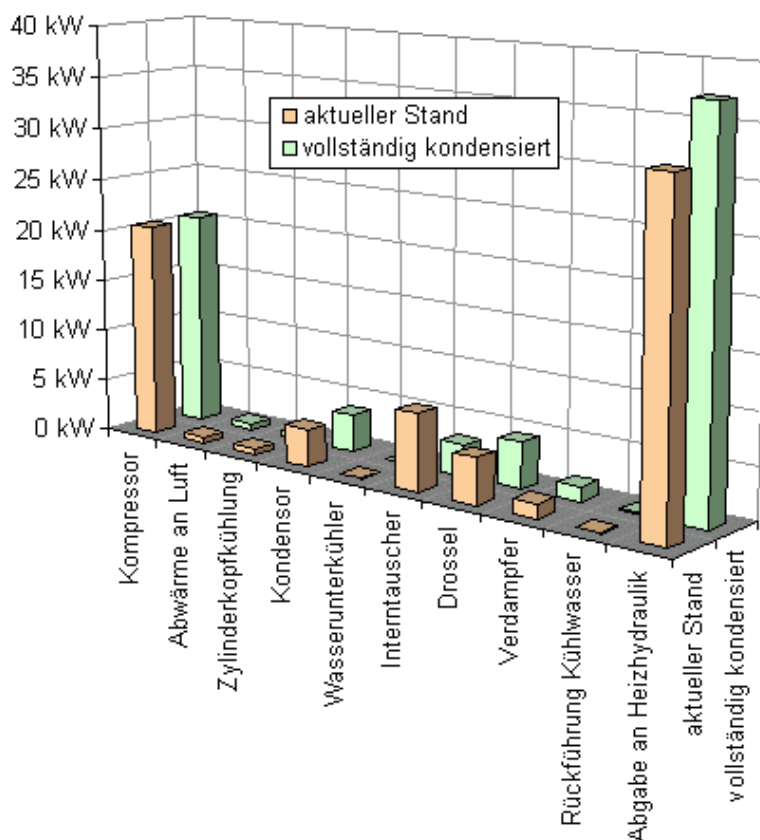
Hypothese 2:
Wärmetauscher
zu klein

Nach Meinung des Autors kann die Hypothese 2 nicht erklären, wie aus einem gut gefüllten Sammler im Zustand aus Figur 25 rechts gasförmiges Propan austreten kann. Bei der Nachrechnung des Kondensors hat *Kapag* die vorliegende Temperaturdifferenz zwischen Propan und Wasser als fix angenommen und nicht berücksichtigt, dass sich diese Temperaturdifferenz selber einstellen kann und die übertragene Wärmemenge entscheidend beeinflusst.

**Meinung des
Autors**

Gemäss Hypothese 1 ist im Propankreislauf mehr Propan nachzufüllen, gemäss Hypothese 2 muss der Kondensor um 22 % vergrössert werden, um eine vollständige Kondensation zu erreichen.

**Massnahme
gemäss Hypo-
thesen**



Figur 26: Abgabe und Verluste von Exergie bei der Wärmepumpe im Referenzbetriebspunkt im aktuellen Zustand (nicht vollständig kondensiert) sowie mit vollständiger Kondensation im Kondensor.

Bei einer vollständigen Kondensation im Kondensor kann bei fast gleicher Leistungsaufnahme der Kompressoren einerseits mehr Wärme aus dem Quelle bezogen werden und andererseits mehr Wärme an das Heizwasser abgegeben werden. Die Exergiebilanz zeigt, welchen Effekt eine vollständige Kondensation auf die Effizienz der Wärmepumpe hat (Figur 26). Die Temperaturdifferenz über dem Kältemittel-Unterkühler (Interner Wärmetauscher) ist geringer, was vor allem dort zu kleineren Exergieverlusten führt. Die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe verbessert sich aufgrund dieser Massnahme von jetzt 2.68 (Tabelle 3 Seite 16) auf ungefähr 3.0.

**Wärmepumpe
wird effizienter**

Die beobachtete Oszillation aus Figur 16 Seite 18 muss vermieden werden. Obwohl hier der Einfluss auf die Effizienz nicht quantifiziert werden kann, handelt es sich um eine „unschöne“ Betriebsweise der Wärmepumpe, welche die Anlage sicher nicht effizienter macht. Die Oszillation kann vermieden werden, indem in der SPS eine bessere Regelung als der gegenwärtige PI Regler (Figur 37 Seite 54) programmiert wird oder indem wie vom Planer Holzinger ursprünglich vorgesehen, der zum Drosselorgan von Siemens gehörende Regler verwendet wird.

Vermeiden der Oszillation

7. Schlussfolgerungen

7.1. Vorgeschlagenen Massnahmen

Die Wärmepumpe im Schulhaus Limmat weist einen Gütegrad η_{WP+NB} von 34 % auf. Die Jahresarbeitszahl JAZ beträgt zurzeit 2.68 (Tabelle 3 Seite 16) und kann mit den folgenden Massnahmen auf bis zu 4.4 erhöht werden.

**JAZ von 4.4
erreichbar**

Massnahmen an der Hydraulik:

- Hydraulik des Brauchwarmwassers in Figur 22 Seite 23: Ausschalten der Beimischung des Vorlaufs in den Rücklauf speicherseitig, mindestens Verdoppelung des Wärmetauschers und Regelung des Durchflusses speicherseitig mit einer drehzahlgeregelten Pumpe auf eine speicherseitige Vorlauftemperatur von 60 °C.
- Reduktion der Heizkurven gemäss Figur 24 Seite 25. Diese Massnahme wirkt umso effektiver, je grösser der Brauchwarmwasser Wärmetauscher ist.
- Einbau eines automatischen Ventils oben am Speicher des Heizsystems (4000 Liter) und aktive Speicherbewirtschaftung.
- Eliminierung der Fehlschaltung beim Brauchwarmwasser Wärmetauscher aus Figur 21 Seite 22.

Massnahmen an der Wärmepumpe:

- Auffüllen von mehr Propan in die Wärmepumpe, sodass im Kondensor eine vollständige Kondensation stattfindet.
- Vermeidung der Oszillation aus Figur 16 Seite 18

Bei der Analyse der Hydraulik wurde ersichtlich, dass viele hydraulische Schaltungen und Regelstrategien für Heizungen mit fossilen Energieträgern entwickelt wurden und sich seit Jahrzehnten in der Praxis bewähren und als robust herausgestellt haben. Robust bedeutet dabei, dass sie auch unter ungünstigen Bedingungen funktionieren und Fehler in der Auslegung, in der Umsetzung und in der Regelung verzeihen. Werden für die Beheizung mit Wärmepumpen die gleichen Schaltungen verwendet, so resultieren daraus Exergieverluste, die sich in einem erhöhten Stromverbrauch niederschlagen. Da Energie in Zukunft teurer wird, wird der Aspekt der Effizienz immer wichtiger. Auf Exergie optimierte Heizsysteme können vor allem mit modulierenden Wärmepumpen und Umwälzpumpen realisiert werden, denen somit die Zukunft gehört.

**Hydraulik für
fossile Heizung
entwickelt**

7.2. Aktueller Stand

Die vorgeschlagenen Massnahmen werden im Auftrag der Stadt Zürich unter der Projektleitung der Firma PGMM umgesetzt. Zum Zeitpunkt des Fertigstellens dieses Berichts im Oktober 2009 waren die Regelparameter des Expansionsventils bereits so eingestellt, dass die Wärmepumpe nicht mehr oszilliert und die Optimierung der Heizkurven war im Gang. Eine weitere Überprüfung der Hydraulik des Brauchwarmwassers hat die Befunde in diesem Bericht bestätigt, und es wurde die beschriebene Fehlschaltung eliminiert. Weitere Massnahmen werden in der kommenden Heizperiode umgesetzt. Wir empfehlen, die Wirksamkeit der Massnahmen in einer zusätzlichen Untersuchung zu evaluieren.

Anhang

A1. Kontakte

Bauherr	<i>Amt für Hochbauten der Stadt Zürich</i> Werner Kälin Lindenhofstr. 21, Amtshaus III Postfach 8021 Zürich
Betreiber	<i>Immobilienbewirtschaftung der Stadt Zürich</i> Andreas Kern Stefan Fehlmann Bürohaus der Industriellen Betriebe HIB B407 Beatenplatz 2 8001 Zürich
Hauswart	Herr Mörgeli Schulhaus Limmat 8005 Zürich
Planer der Wärmepumpe	<i>TB-Holzinger Ingenieurgesellschaft m.b.H.</i> Christian Holzinger Pottendorferstrasse 1/38 A-1120 Wien Österreich
Bau der Wärmepumpe	<i>Kapag Kälte Wärme AG</i> Herr Eberli Herr Cerjek Schwäntenmos 6A 8126 Zumikon
Kompressoren	<i>HKT Huber-Kälte-Technik GmbH</i> Herr Huber Am Graben 8 83128 Halfing
Planung der Hydraulik	<i>Grunko AG Ingenieure für Energiewirtschaft</i> Herr Dups Güterstrasse 137 4002 Basel
Bau der Hydraulik	<i>Koster AG</i> Herr Schönbächler Hermetschloostrasse 75 8048 Zürich
Ausführung der Elektroinstallationen	<i>Jaisli Xamax AG</i> Limmattalstrasse 308 8049 Zürich
Wärmezähler	<i>Thermotech GmbH</i> Herr Baumann Seminarstr. 114 5430 Wettingen
Umsetzung	<i>PGMM</i> Martin Kolb Zürcherstrasse 19 8401 Winterthur

Tabelle 7: Liste der Kontakte.

A2. Details der Installationen

Es wurde vor Ort überprüft, dass die Kompressoren das Öl „Fuchs Rensio SP100“ verwenden, obwohl in der für den Betrieb mit R290 übergeordneten Betriebsanleitung ([11] Huber, 2005 Kapitel 4.2 Seite 7) eigentlich die Rede davon ist, dass das Öl „Fuchs Rensio S68“ verwendet werden müsste. Das in Wirklichkeit verwendete Öl ist gemäss Angaben der Ölproduzenten für R290 geeignet, wohingegen das in der übergeordneten Betriebsanleitung angegebene „Fuchs Rensio S68“ vom Ölproduzenten nicht als geeignet für R290 bezeichnet wird.

Verwendetes Öl

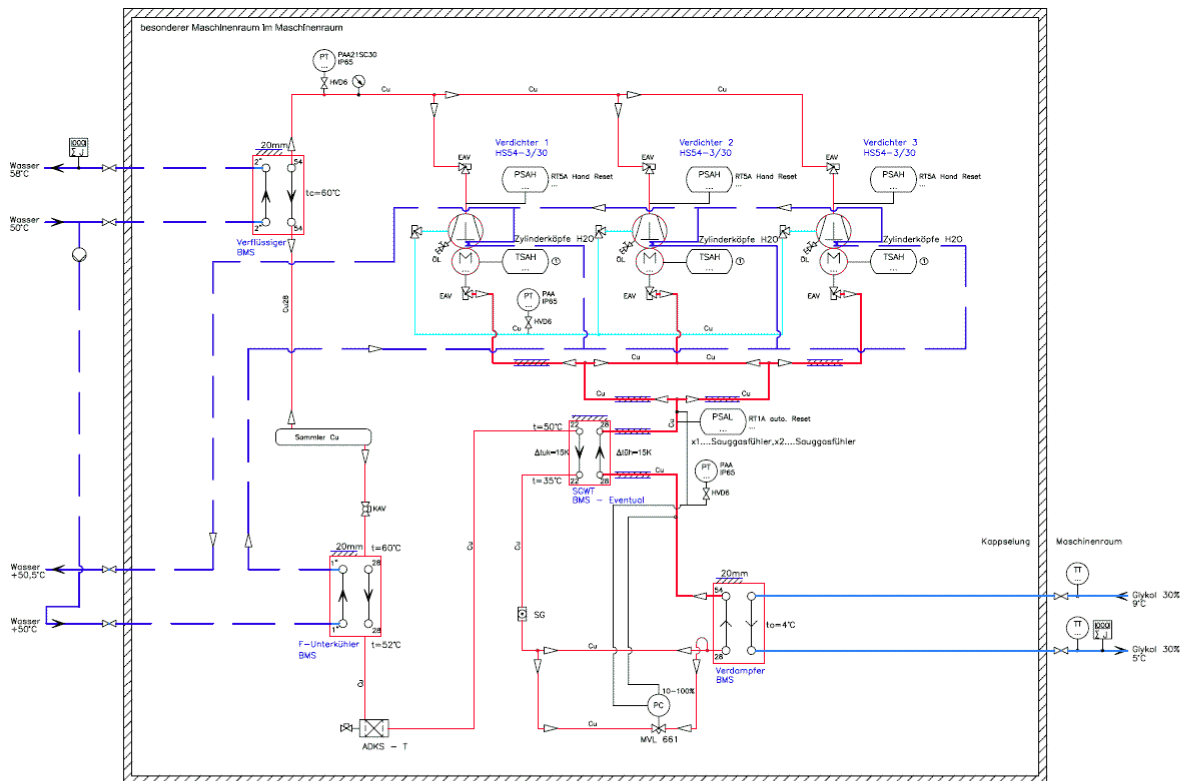
Die Überhitzung des Propan muss am Kompressoreintritt mindestens 20 °C betragen, wegen der Löslichkeit des Öls in Propan. Bei anderen Arbeitsmedien reichen 4 bis 5 °C aus, um zu verhindern, dass Tropfen in den Kompressor gelangen. Die in Propan verwendeten Öle löst sich nahe der Sättigungstemperatur gut im gasförmigen Propan. Bei höheren Temperaturen kann sich weniger Öl im Propan lösen, und kann so die Schmierfunktion im Kompressor erfüllen.

**Mindestens
20 °C Überhitzung**

Messgrösse	Sensor	Eigenpräzision	inkl. Einbau
Temperatursensoren im Propankreislauf	NI1000	$\pm 0.8 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\pm 1.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Temperatursensoren der Hydraulik (rechtwinklig zur Strömung eingebaut, nicht ganz gemäss Vorschrift)	SVM TCF/TSF	$\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ alleine $\pm 0.025 \text{ }^{\circ}\text{C}$ gepaart	$\pm 0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$ alleine $\pm 0.025 \text{ }^{\circ}\text{C}$ gepaart
Drucksensoren Niederdruck	Trafag 8852.79 Messbereich 16 bar	$\pm 0.5\%$ Messbereich $\pm 0.08 \text{ bar}$	$\pm 0.5\%$ Messbereich $\pm 0.08 \text{ bar}$
Drucksensoren Hochdruck	Trafag 8852.81 Messbereich 40 bar	$\pm 0.5\%$ Messbereich $\pm 0.2 \text{ bar}$	$\pm 0.5\%$ Messbereich $\pm 0.2 \text{ bar}$
Massenstrom Wasser (vorgeschriebene Einbaulängen wurden eingehalten)	Woltmannzähler	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$
Leistung und Energie Wärmezähler	berechnet aus Massenstrom (Woltmannzähler) und gepaarten SVM TCF/TSF	Solekreis zwischen Abwasserkanal und Verdampfer ($\Delta 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$): $\pm 2.7 \%$ Heizkreis ($\Delta 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$): $\pm 2.3 \%$ Genauigkeit ist vor allem gegeben durch die Genauigkeit der Woltmannzähler Die Leistungen und die Energie sind mit einem Korrekturfaktor f_k zu versehen. Die	
Elektrozähler und Stromwandler	siehe Tabelle 9 Seite 37	$\pm 2 \%$	$\pm 2 \%$

Tabelle 8: Messgenauigkeit der verschiedenen Messgrössen. Die Thermoelemente im Propankreislauf sind mit einer Bride zum Teil unisoliert aussen an der Leitung befestigt. Deshalb ergibt sich eine grössere Ungenauigkeit als die Eigenpräzision.

Kälteschema mit 3 Verdichtern



Technische Daten: R290/VERDICHTER				Gesamtleistungen		
Q ₀ /P ₀ /i ₀	= 60	/ 21	/ 84	KW	+60°	+65°
Q ₀ /P ₀ /i ₀	= 9	/ 5	/ 4	°C	252	240
t _{ke} /t _{ka} /t _o	= 50	/ 58	/ 60	°C	4	4
Kältemittel (*)	= R290-MAX.	/ 8		kg	25	25
Kältemaschinenöl	=	/ 3x10,0		dm ³	30	30
PSAH aus/ein	= -3	/ +2		°C	-3	-3
PSAL aus/ein	= 67	/ 62		°C	67	67
zul. Betriebsdruck	= 23,5	bar				
Betriebstemperatur	= 0	bis +65	°C			
Prüfdruck HD/ND	= 35,5	/ 22	bar		35,5	35,5

Legende:

Frigen	—
NH ₃	—
CO ₂	—
SoSe	—
O ₂	—
Wasser	—
Regelung	• • • • •

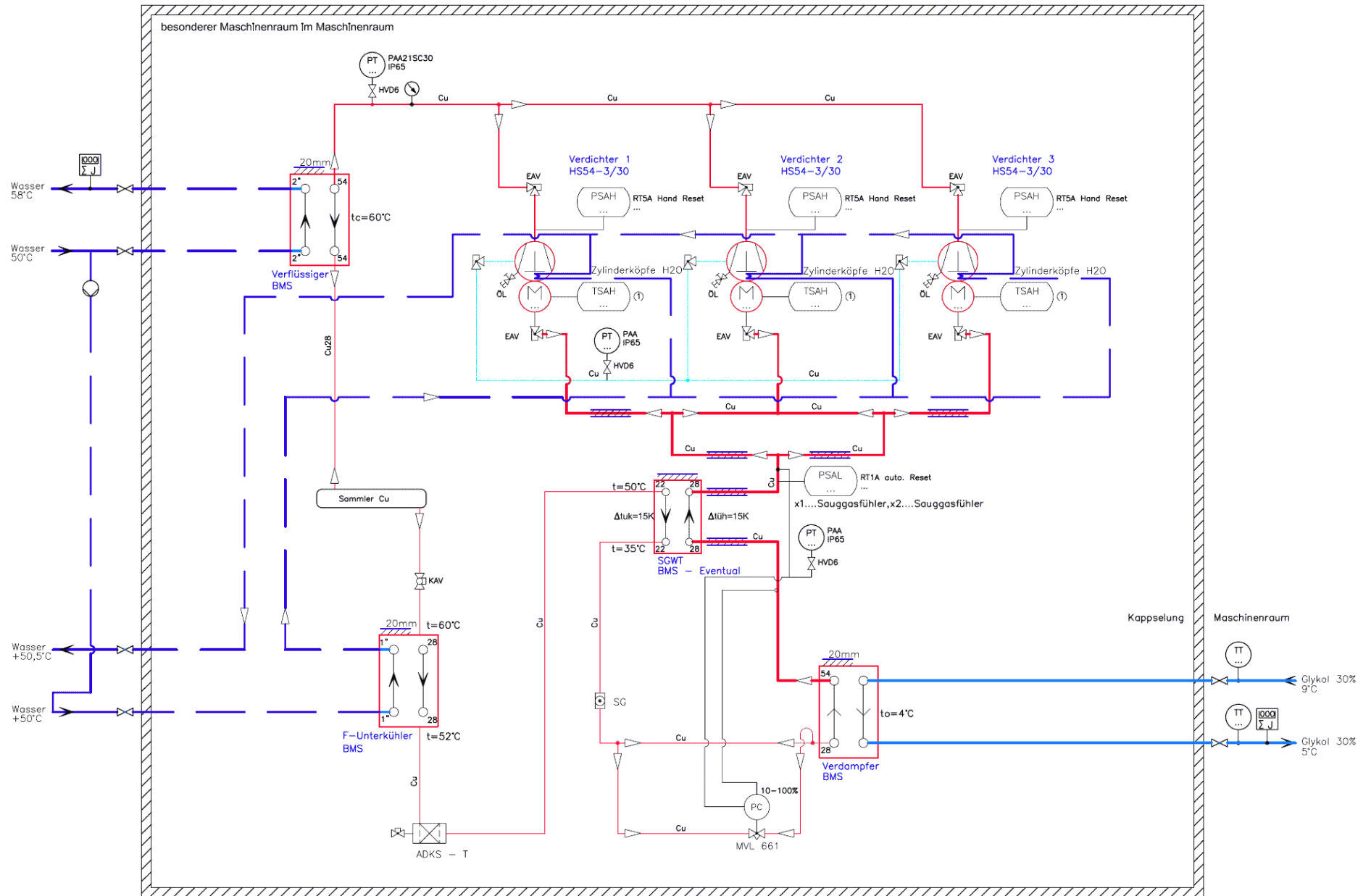
1 INT extern im Elektroschrank

LEGENDE EINBAUTEILE:

- | | | | |
|---|-----------------------|---|--|
|  | Absperrrarmatur |  | Manometer |
|  | Dreiwegeventil |  | Thermometer |
|  | Vierwegeventil |  | Messnippel |
|  | Strangreguliertventil |  | Ausdehnungsgefäß |
|  | Kappenventil |  | Heizkreis |
|  | Sicherheitsventil |  | Heizregister |
|  | Rückschlagklappe |  | Kühlregister |
|  | Absperrrampe |  | Fancoil |
|  | Wasserzähler |  | Mengengrenzer
(Volumenstromregler) |
|  | Wärmemengenzähler |  | Mengen- und
Differenzdruckregler |
|  | Schmutzfänger |  | Kombiventil: Volumenstrom-
regler mit Motorventil |
|  | Filter | | |
|  | Entleerung | | |
|  | Pumpe | | |
|  | Motorantrieb | | |

1	Il. Bespr. Zürich - 6.4.2005		
ÄND.NR.	ART DER ÄNDERUNG	DATUM	BEARBEITER
 KB-HOLZINGER Ingenieurgesellschaft mbH Planung von KÄLTE - KLIMA - ENERGIE - und LÜFTUNGSTECHNISCHEN ANLAGEN 1120 Hilti, Postfachstrasse 1 - Telefon (011) 817 8181 - FAX (011) 8181 32 - e-mail:info@kbi.ch - holzinger.at	 MITTEILDES DES FACHVERBANDES		
BALUVRHAUSEN:		PROJEKTNUMMER	
Wärmepumpe 240kW - R290(Propan)		050101	
		PLANNUMMER	
		050101 - 02	
		GEPLANT	
		APRIL 2005	
BAUHERR:		ANLAGE:	
Hochbauamt der Stadt Zürich		WP - Wärmequelle Abwasserkanal	
Hr. Renold Patrick		PLANART:	
Lindenhofstrasse 21, 8021 Zürich		Vorentwurf	
R & I - Schema Kältetechnik		CAD - DATEI:	MAßSTAB
			1/...

Figur 27: Prinzipschema der Wärmepumpe, wie es von Holzinger ausgelegt wurde. Detail des Schemas siehe Figur 28.



Figur 28: Vergrößerung des Prinzipschemas der Wärmepumpe aus Figur 27.

Verdichterauslegung: Einstufig**GOELDNER-VERDICHTER****Typ: HS 54 3**

Kältemittel:			Prozeßdaten		
Verdampfungstemperatur	t''_0 :	7 °C	p_0 =	584,1 kPa	t_{Om} = 7,00 °C
Überhitzung Verdampfer	Δt_{UO} :	8 K	p_c =	2342,4 kPa	t_{cm} = 65,00 °C
Überhitzung Saugleitung	Δt_{US} :	30 K	π =	4,0 -	Δt_O = 0,00 K
Kondensationstemperatur	t''_c :	65 °C	q_O =	288,9 kJ/kg	Δt_C = 0,00 K
Unterkühlung Verflüssiger	Δt_{UC} :	10 K	w_t =	94,6 kJ/kg	
Unterkühlung Flüss.-leitung	Δt_{UF} :	15 K	ε =	3,1 -	
Isentroper Gütegrad	η_i :	0,83 -	q_{Ov} =	3062,2 kJ/m ³	
Liefergrad	λ :	0,79 -			

Verdichterdaten:										mittl.	
	Kolben- durchmess	Kolben- hub	Zylinder- anzahl	Drehzahl	geom. Hubvol.		Kolben- geschw.	Hubraum gesamt	spez. Ansaugvol.		
Typ	d	h	i	n	Vg		wm		v1		
	mm	mm		U/min	m ³ /h	m ³ /s	m/s	ccm	dm ³ /kg	m ³ /kg	
HS 54 3	80	54	4	1450	94,46	0,0262386	2,61	1085,73	94,33654	0,094337	

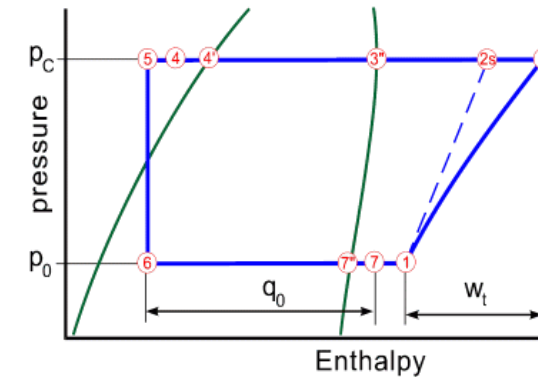
Wärmestrom Verdampfer	hc	=	288,9 kJ/kg
Wärmestrom Verflüss.	h0	=	379,7 kJ/kg
Spez. Verdichterarbeit	ws	=	78,5 kJ/kg
Volum. Kälteleistung	q ₀ vh	=	3665 kJ/m ³

Saugdampf Vol.strom	Vs	=	74,6 m ³ /h
Kältemittelmassenstrom	mk	=	0,22 kg/s
		=	791,0 kg/h

Verdichtungs-Enthalpie	h2	=	746,4 kJ/kg
Leistungsaufnahme	Pe	=	23,1 kW

Verdichter Kälteleistung:	Q ₀	=	76,0 kW
Verdampferleistung	Q ₀₀	=	63,5 kW
Verflüssigerleistung	Q _c	=	96,8 kW
COP		=	3,0
COP-WP		=	4,2

Verdichtungsendtemp.	th2	=	125 °C
----------------------	-----	---	--------



Prozeßpunkt			t	p	v	h	s	x
			°C	kPa	m3/kg	kJ/kg	kJ/(kgK)	-
1	Verdichter, Eintritt	V1	45,00	584,08	0,09434	651,73	2,5965	0,0000
2s	Verdichter; Austritt, isentrop	V2s	103,50	2342,44	0,02417	730,22	2,5965	0,0000
2	Verdichter, Austritt	V2	110,09	2342,44	0,02503	746,35	2,6388	0,0000
3"	Taupunkt, Verflüssiger	C"	65,00	2342,44	0,01788	628,55	2,3111	0,0000
4'	Siedepunkt, Verflüssiger	C'	65,00	2342,44	0,00241	382,67	1,5840	0,0000
4	Verflüssiger, Austritt	C2	55,00	2342,44	0,00228	350,52	1,4906	0,0000
5	Expansionsventil, Eintritt	E1	40,00	2342,44	0,00214	305,98	1,3554	0,0000
6'	Siedepunkt, Verdampfer	O'	7,00	584,08	0,00193	217,54	1,0626	0,0000
6	Verdampfer; Eintritt	O1	7,00	584,08	0,02060	305,98	1,3783	0,2442
7"	Taupunkt, Verdampfer	O"	7,00	584,08	0,07838	579,71	2,3554	0,0000
7	Verdampfer, Austritt	O2	15,00	584,08	0,08195	594,86	2,4087	0,0000

Figur 30: Auslegungsblatt des Kompressors erhalten von Herrn Holzinger.

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			1	Freigabe Anforderung Gas-Heizkessel	ZL090H:H04:FG:001 MEL98			
		erst seit dem 4.12.08 erfasst	2	Einschaltbefehl Heizkessel	ZL090H:H04:HK:001 MOT98			
			3	Temperatur Heizkessel Eintritt	ZL090H:H04:MT:500 MES98			
			4	Temperatur Heizkessel Austritt	ZL090H:H04:MT:501 MES98			
			5	Hauptvorlauf zu den Heizkreisen	ZL090H:H04:MT:502 MES98			
			6	Hauptrücklauf von den Heizkreisen	ZL090H:H04:MT:503 MES98			
			7	Betriebsmeldung Ladepumpe (Heizkesselpumpe)	ZL090H:H04:PW:001 MOT98			
			8	Einschaltbefehl Ladepumpe (Heizkesselpumpe)	ZL090H:H04:PW:002 MOT98			
			9	Sollwert Vorlauf vom Heizkessel	ZL090H:H04:SW:001 MES98			
			10	Sammelalarm Heizkessel	ZL090H:H04:YZ:500 MEL98			
			11	Kesselschalter steht auf Auto	ZL090H:H04:YZ:501 MEL98			
			12	Schaltbefehl Kessel läuft über eigene Speicher- thermostate The	ZL090H:H04:YZ:502 MEL98			
			13	Kessel steht auf Revisionsschaltung (Schlüssel- schalter)	ZL090H:H04:YZ:503 MEL98			
			14	Störmeldung Ladepumpe (Heizkesselpumpe)	ZL090H:H04:YZ:504 MEL98			
			15	Sammelalarm vom Heizkessel	ZL090H:H04:YZ:505 MEL98			
			16	Alarmmeldung Ladepumpe (Heizkesselpumpe)	ZL090H:H04:YZ:507 MEL98			
			17	Anzahl Impulse ab Energiemesser der gesamten Heizzentrale	ZL090H:H09:ML:001 MES98			
			18	Impulse ab Energiemesser der gesamten Pum- pen	ZL090H:H09:ML:002 MES98			
			19	Aussentemperatur	ZL090H:H09:MT:500 MES98			
			20	Aussentemperatur gemessen an der Nordfassade	ZL090H:H09:MT:501 MES98			
			21	Aussentemperatur gemessen an der Ostfassade	ZL090H:H09:MT:502 MES98			
			22	Aussentemperatur gemessen an der Südfassade	ZL090H:H09:MT:503 MES98			
			23	Aussentemperatur gemessen an der Westfassade	ZL090H:H09:MT:504 MES98			
			24	Nottaster 1 ist gedrückt worden	ZL090H:H09:MT:505 MEL98			
			25	Nottaster 2 ist gedrückt worden	ZL090H:H09:MT:506 MEL98			
			26	Taster Notaus in Heizzentrale betätigt	ZL090H:H09:YT:502 MEL98			
			27	Sammelalarm von Lüftung Motorstörung Strö- mungsstörung	ZL090H:H09:YZ:500 MEL98			
			28	Selbsthaltung Sammelalarm von Lüftung Motor- störung Strömu	ZL090H:H09:YZ:501 MEL98			
			29	Alarm vom Gasmeldegerät Erdgasaustritt	ZL090H:H09:YZ:502 MEL98			
			30	Betriebsmeldung mindestens ein Handmodul auf Position Hand	ZL090H:H09:YZ:503 MEL98			
			31	Sammelalarm	ZL090H:H09:YZ:504 MEL98			
			32	Sammelalarm	ZL090H:H09:YZ:505 MEL98			

Tabelle 9a: Alle Messgrößen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			33	Mindestens ein Handbetrieb aktiv	ZL090H:H09:YZ:506 MEL98			
			34	Selbsthaltung Nottaster im Heizraum gedrückt	ZL090H:H09:YZ:507 MEL98			
			35	Wärmepumpe Betriebsbereit keine Alarme	ZL090H:H09:YZ:508 MEL98			
			36	Freigabe Heizbetrieb	ZL090H:H09:YZ:509 MEL98			
			37	Freigabe Wärmepumpe	ZL090H:H09:YZ:510 MEL98			
			38	Wärmepumpe nach Aussentemperatur und Vor- lauftemperatur	ZL090H:H09:YZ:511 MEL98			
			39	Kessel Betriebsbereit keine anstehenden Alarm	ZL090H:H09:YZ:512 MEL98			
			40	Sammelalarm Fühler-Messwert ausserhalb zuläs- sigem Bereich	ZL090H:H09:YZ:513 MEL98			
			41	Alarm Hauswart	ZL090H:H09:YZ:514 MEL98			
			42	Sammelalarm von der Bauseitigen Expansionsan- lage Druck zu	ZL090H:H10:YZ:500 MEL98			
			43	Selbsthaltung Sammelalarm von der Bauseitigen Expansionsa	ZL090H:H10:YZ:501 MEL98			
			44	Betriebsart BWW (0-2) aus-ein-auto	ZL090H:H15:BA:001 MES98			
			45	Vorlauftemperatur zum Plattentaucher der BWW-Ladung	ZL090H:H15:MT:500 MES98			
			46	Brauchwarmwasser	ZL090H:H15:MT:501 MES98			
			47	Boiler untere Temperatur	ZL090H:H15:MT:502 MES98			
			48	Boiler obere Temperatur	ZL090H:H15:MT:503 MES98			
			49	Einschaltbefehl BWW_Lade_Pumpe primär (Heizkreis)	ZL090H:H15:PW:001 MOT98			
			50	Zirkulationspumpe BWW	ZL090H:H15:PW:003 MOT98			
			51	Einschaltbefehl Ladepumpe (Brauchwasser)	ZL090H:H15:PW:004 MOT98			
			52	Sollwert Vorlauftemperatur Heizkessel bei BWW- Ladung	ZL090H:H15:SW:001 MES98			
			53	Regelsignal auf Absperrventil BWW-Ladung Pri- mär Auf/Zu	ZL090H:H15:VS:001 VEN98			
			54	Ventil BWW	ZL090H:H15:VS:002 VEN98			
			55	Regelsignal für die BWW-Pumpe/Ventil	ZL090H:H15:VS:003 MES98			
			56	Schaltbefehl Absperrklappe vor Heizkessel Auf	ZL090H:H15:VS:004 MEL98			
			57	Thermostat Boiler oben BWW Ladung Ein	ZL090H:H15:YT:500 MEL98			
			58	Thermostat BoilerUnten am Austritt BWW Ladung Aus	ZL090H:H15:YT:501 MEL98			
			59	Störung Temperatur am Vorlauf nach 5 Min nicht erreicht	ZL090H:H15:YT:502 MEL98			
			60	Alarm Temperatur am Vorlauf nach 5 Min nicht erreicht	ZL090H:H15:YT:503 MEL98			

Tabelle 9b: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			61	Störung Pumpe BWW	ZL090H:H15:YZ:500 MEL98			
			62	Störung Ladepumpe BWW	ZL090H:H15:YZ:501 MEL98			
			63	Schaltet Heizungspumpe aus bei BWW Ladung	ZL090H:H15:YZ:502 MEL98			
			64	Alarm Betrieb BWW Ladepumpe	ZL090H:H15:YZ:503 MEL98			
			65	Alarm Zirkulationspumpe BWW	ZL090H:H15:YZ:505 MEL98			
			66	Alarm Betrieb Zirkulationspumpe BWW	ZL090H:H15:YZ:506 MEL98			
			67	Vorlauftemperatur Gruppe 2	ZL090H:H21:MT:500 MES98			
			68	Betriebsmeldung Pumpe Gruppe 2 Primär	ZL090H:H21:PW:001 MOT98			
			69	Betriebsmeldung Pumpe Gruppe 2	ZL090H:H21:PW:002 MOT98			
			70	Vorlaufsollwert Gruppe 2	ZL090H:H21:SW:001 MES98			
			71	Stellsignal Heizventil Gruppe 2	ZL090H:H21:VS:001 VEN98			
			72	Störung Sicherung Pumpe Gruppe 2	ZL090H:H21:YZ:500 MEL98			
			73	Alarm Sicherung Gruppenpumpe 2	ZL090H:H21:YZ:501 MEL98			
			74	Handschtaltung Ein Gruppe 2	ZL090H:H21:YZ:502 MEL98			
			75	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H21:YZ:503 MEL98			
			76	Störung Sicherung Pumpe Gruppe 2 Primär	ZL090H:H21:YZ:504 MEL98			
			77	Alarm Sicherung Gruppenpumpe 2 Primär	ZL090H:H21:YZ:505 MEL98			
			78	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H22:MT:500 MES98			
			79	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H22:PW:001 MOT98			
			80	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H22:PW:002 MOT98			
			81	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H22:SW:001 MES98			
			82	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H22:VS:001 VEN98			
			83	Störung Pumpe Gruppe 3	ZL090H:H22:YZ:500 MEL98			
			84	Störmeldung Gruppenpumpe 3	ZL090H:H22:YZ:501 MEL98			
			85	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H23:MT:500 MES98			
			86	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H23:PW:001 MOT98			
			87	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H23:SW:001 MES98			
			88	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H23:VS:001 VEN98			
			89	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H23:YZ:500 MEL98			
			90	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H23:YZ:501 MEL98			
			91	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H23:YZ:502 MEL98			
			92	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H24:MT:500 MES98			
			93	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H24:PW:001 MOT98			
			94	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H24:SW:001 MES98			
			95	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H24:VS:001 VEN98			

Tabelle 9c: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			96	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H24:YZ:500 MEL98			
			97	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H24:YZ:501 MEL98			
			98	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H24:YZ:502 MEL98			
			99	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H25:MT:500 MES98			
			100	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H25:PW:001 MOT98			
			101	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H25:SW:001 MES98			
			102	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H25:VS:001 VEN98			
			103	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H25:YZ:500 MEL98			
			104	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H25:YZ:501 MEL98			
			105	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H25:YZ:502 MEL98			
			106	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H26:MT:500 MES98			
			107	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H26:PW:001 MOT98			
			108	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H26:SW:001 MES98			
			109	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H26:VS:001 VEN98			
			110	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H26:YZ:500 MEL98			
			111	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H26:YZ:501 MEL98			
			112	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H26:YZ:502 MEL98			
			113	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H27:MT:500 MES98			
			114	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H27:PW:001 MOT98			
			115	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H27:SW:001 MES98			
			116	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H27:VS:001 VEN98			
			117	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H27:YZ:500 MEL98			
			118	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H27:YZ:501 MEL98			
			119	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H27:YZ:502 MEL98			
			120	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H28:MT:500 MES98			
			121	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H28:PW:001 MOT98			
			122	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H28:SW:001 MES98			
			123	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H28:VS:001 VEN98			
			124	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H28:YZ:500 MEL98			
			125	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H28:YZ:501 MEL98			
			126	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H28:YZ:502 MEL98			
			127	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H29:MT:500 MES98			
			128	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H29:PW:001 MOT98			

Tabelle 9d: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			129	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H29:SW:001 MES98			
			130	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H29:VS:001 VEN98			
			131	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H29:YZ:500 MEL98			
			132	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H29:YZ:501 MEL98			
			133	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H29:YZ:502 MEL98			
			134	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H30:MT:500 MES98			
			135	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H30:PW:001 MOT98			
			136	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H30:SW:001 MES98			
			137	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H30:VS:001 VEN98			
			138	Störung Sicherung Pumpe Gruppe	ZL090H:H30:YZ:500 MEL98			
			139	Störmeldung Sicherung Gruppenpumpe	ZL090H:H30:YZ:501 MEL98			
			140	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H30:YZ:502 MEL98			
			141	Vorlauftemperatur Gruppe	ZL090H:H31:MT:500 MES98			
			142	Betriebsmeldung Gruppenpumpe	ZL090H:H31:PW:001 MOT98			
			143	Vorlaufsollwert Gruppe	ZL090H:H31:SW:001 MES98			
			144	Stellsignal Heizventil Gruppe	ZL090H:H31:VS:001 VEN98			
			145	Störmeldung Gruppenpumpe 3	ZL090H:H31:YZ:500 MEL98			
			146	Störung Pumpe Gruppe 3	ZL090H:H31:YZ:501 MEL98			
			147	Alarmmeldung Betriebsrückmeldung Gruppen- pumpe fehlt	ZL090H:H31:YZ:502 MEL98			
			1	Einschaltbefehl Kompressor 1 erste T	ZL090W:H02:AK:001:Bstd			
			2	Einschaltbefehl Kompressor 1 zweite	ZL090W:H02:AK:002:Bstd			
			3	Einschaltbefehl Anlaufentlastung 1	ZL090W:H02:AK:003:Bstd			
			4	Einschaltbefehl Kompressor 2 erste T	ZL090W:H02:AK:004:Bstd			
			5	Einschaltbefehl Kompressor 2 zweite	ZL090W:H02:AK:005:Bstd			
			6	Einschaltbefehl Anlaufentlastung 2	ZL090W:H02:AK:006:Bstd			
			7	Einschaltbefehl Kompressor 3 erste T	ZL090W:H02:AK:007:Bstd			
			8	Einschaltbefehl Kompressor 3 zweite	ZL090W:H02:AK:008:Bstd			
			9	Einschaltbefehl Anlaufentlastung 3	ZL090W:H02:AK:009:Bstd			
			10	Einschaltbefehl Kompressor 1	ZL090W:H02:AK:010:Bstd			
			11	Einschaltbefehl Kompressor 2	ZL090W:H02:AK:011:Bstd			
			12	Einschaltbefehl Kompressor 3	ZL090W:H02:AK:012:Bstd			
			13	Betrieb Kältemaschine / WP	ZL090W:H02:AK:013:Bstd			
			14	Betriebsstunden Kompressor 1	ZL090W:H02:MK:500:Istwert			
			15	Betriebsstunden Kompressor 2	ZL090W:H02:MK:501:Istwert			
			16	Betriebsstunden Kompressor 3	ZL090W:H02:MK:502:Istwert			

Tabelle 9e: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variable	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Messpunkt**)	Genauigkeit***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			17	Regelsignal Leistung Kreislauf A	ZL090W:H02:ML:500:Istwert			
			18	Oeldruck Kompressor 1	ZL090W:H02:MP:500:Istwert			
			19	Oel Differenzdruck Kompr. 1	ZL090W:H02:MP:501:Istwert			
			20	Oeldruck Kompressor 2	ZL090W:H02:MP:504:Istwert			
			21	Oel Differenzdruck Kompr. 2	ZL090W:H02:MP:505:Istwert			
			22	Oeldruck Kompressor 3	ZL090W:H02:MP:506:Istwert			
			23	Oel Differenzdruck Kompr. 3	ZL090W:H02:MP:507:Istwert			
p_1	R290	Niederdruckseite	24	Niederdruck Kreislauf A	ZL090W:H02:MP:508:Istwert		71B1	± 0.02 bar
p_{3a}	R290	Hochdruckseite	25	Hochdruck Kreislauf A	ZL090W:H02:MP:509:Istwert		71B2	
			26	Sollwert Hochdruck	ZL090W:H02:MP:510:Istwert			
			27	Sollwert Oeldruck	ZL090W:H02:MP:511:Istwert			
			28	Soledruck in 1/100 bar	ZL090W:H02:MP:512:Istwert			
			29	Regelsignal Pumpe Sole	ZL090W:H02:MS:000:Istwert			
	R290	Aus p_1 berechnet	30	Verdampfungstemp. KI-A	ZL090W:H02:MT:500:Istwert		ber.	
	R290	Aus p_2 berechnet	31	Kondensationstemp. KI-A	ZL090W:H02:MT:501:Istwert		ber.	
T_7	R290	Nach Verdampfer vor KM-Unterk.	32	Sauggastemperatur Kreislauf A	ZL090W:H02:MT:502:Istwert		76B1	
			33	Sauggas-Ueberhitzung A	ZL090W:H02:MT:503:Istwert			
	Sole	Eintritt des Verdampfers	34	Temperatur Verdampfer-Ein A	ZL090W:H02:MT:504:Istwert		77B4	
	Sole	Austritt des Verdampfers	35	Temperatur Verdampfer-Aus A	ZL090W:H02:MT:505:Istwert		77B5	
			36	Aktiver Warmwasser-Sollwert	ZL090W:H02:MT:506:Istwert			
$T_{KondEin}$	Wasser		37	Temperatur Kondenser Ein A	ZL090W:H02:MT:507:Istwert		78B1	
$T_{KondAus}$	Wasser		38	Temperatur Kondenser Aus A	ZL090W:H02:MT:508:Istwert		78B2	
			39	Sollwert für Heiztemp. von extern	ZL090W:H02:MT:509:Istwert			
			40	Sollwert Kondensationstemp.	ZL090W:H02:MT:510:Istwert			
			41	Eintrittstemp. Unterkühler 1	ZL090W:H02:MT:511:Istwert			
			42	Austrittstemp. Unterkühler 1	ZL090W:H02:MT:512:Istwert			
T_1	R290	zwischen KM-Unterk. und Kompr.	43	Sauggas-Temperatur gemessen nach KM Unterk.	ZL090W:H02:MT:513:Istwert		76B2	± 1.2 °C
			44	Sauggas-Ueberhitzung gemessen nach	ZL090W:H02:MT:514:Istwert			
			45	Temperaturen im Maschinengahäuse	ZL090W:H02:MT:515:Istwert		78B8	
			46	Sollwert Gehäusetemp. für Freigabe	ZL090W:H02:MT:516:Istwert			
			47	Sauggastemperatur am Verdampfer A	ZL090W:H02:MT:517:Istwert			
			48	Sauggastemperatur am Verdampfer A	ZL090W:H02:MT:518:Istwert			
			49	Speichertemperatur für Ende Ladung	ZL090W:H02:MT:519:Istwert			
			50	Speichertemperatur für Freigabe Ladu	ZL090W:H02:MT:520:Istwert			
			51	Sollwert Temperaturdifferenz über Ver	ZL090W:H02:MT:521:Istwert			
			52	Sollwert Speicher Temperatur	ZL090W:H02:MT:522:Istwert			
T_{Abw1}	Abw.	Oben im Abwasserkanal	53	Abwassertemperatur am Wärmetausch	ZL090W:H02:MT:523:Istwert			
T_{Abw2}	Abw.	Unten im Abwasserkanal	54	Abwassertemperatur am Wärmetausch	ZL090W:H02:MT:524:Istwert			

Tabelle 9f: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr. *)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			55	Vorlauftemperatur nach WP und Speicher	ZL090W:H02:MT:525:Istwert			
T_2	R290		56	Temperatur Zylinderkopf 1 Komp 1	ZL090W:H02:MT:526:Istwert		76B3	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_2	R290		57	Temperatur Zylinderkopf 2 Komp 1	ZL090W:H02:MT:527:Istwert		76B4	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_2	R290		58	Temperatur Zylinderkopf 1 Komp 2	ZL090W:H02:MT:528:Istwert		76B5	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_2	R290		59	Temperatur Zylinderkopf 2 Komp 2	ZL090W:H02:MT:529:Istwert		76B6	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_2	R290		60	Temperatur Zylinderkopf 1 Komp 3	ZL090W:H02:MT:530:Istwert		76B7	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_2	R290		61	Temperatur Zylinderkopf 2 Komp 3	ZL090W:H02:MT:531:Istwert		76B8	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_{3b}	R290	zw. Sammler und Wasser-Unterk.	62	Temperatur nach Sammler	ZL090W:H02:MT:532:Istwert		77B1	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_4	R290	zw. Wasser-Unterk. und KM-Unterk.	63	Temperatur nach Wasser-Unterkühler	ZL090W:H02:MT:533:Istwert		77B2	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
T_5	R290	zw. KM-Unterk. und Drossel	64	Temperatur nach Kältemittel-Unterkühler	ZL090W:H02:MT:534:Istwert		77B3	$\pm 1.2 \text{ } ^\circ\text{C}$
	Wasser	Eintritt in Wasserunterkühler	65	Temperatur vor Unterkühler	ZL090W:H02:MT:535:Istwert		77B6	$\pm 0.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
	Wasser	zwischen Wasserunterkühler und Zylinderkopfkühlung	66	Temperatur nach Unterkühler	ZL090W:H02:MT:536:Istwert		77B7	$\pm 0.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
	Wasser	Austritt aus Zylinderkopfkühlung	67	Wasser nach Zylinderkopfkühlung	ZL090W:H02:MT:537:Istwert		77B8	$\pm 0.3 \text{ } ^\circ\text{C}$
	Wasser		68	Temperatur Speicher Mitte	ZL090W:H02:MT:538:Istwert		78B4	
			69	Ein-Befehl Kondenserpumpe 1	ZL090W:H02:PW:000:Bstd			
			70	Ein-Befehl Verdampferpumpe 1/19	ZL090W:H02:PW:001:Bstd			
			71	Ein-Befehl WRG-Pumpe 1	ZL090W:H02:PW:003:Bstd			
			72	Ein-Befehl Unterkühler-Pumpe 1	ZL090W:H02:PW:004:Bstd			
			73	Einschaltbefehl Speicher durchladen	ZL090W:H02:PW:005:Bstd			
			74	Einschaltbefehl Ventilator für WP-Gehäuse	ZL090W:H02:PW:006:Bstd			
			75	SB Speicher Ladepumpe	ZL090W:H02:PW:008:Bstd			
			76	Stellsignal Einspritzventil A	ZL090W:H02:VS:000:Stellung			
		Ventilposition	77	Stellsignal Einspritzventil A	ZL090W:H02:VS:000:Wert			
			78	Rückm. Stellung Einspritzventil A	ZL090W:H02:VS:001:Stellung			
		Ventilposition	79	Rückm. Stellung Einspritzventil A	ZL090W:H02:VS:001:Wert			
			80	Gefiltertes Regelsignal Kreislauf A	ZL090W:H02:VS:002:Stellung			
		Ventilposition	81	Gefiltertes Regelsignal Kreislauf A	ZL090W:H02:VS:002:Wert			
			82	Regelsignal nach KM Wärmebedarf	ZL090W:H02:VS:003:Stellung			
		Ventilposition	83	Regelsignal nach KM Wärmebedarf	ZL090W:H02:VS:003:Wert			
			84	Regelsignal für Hochhalteventil	ZL090W:H02:VS:004:Stellung			
		Ventilposition	85	Regelsignal für Hochhalteventil	ZL090W:H02:VS:004:Wert			
			86	Aktuelle Leistungsstufe (Kompressore	ZL090W:H02:YN:500:Istwert			
	Strom	Vor dem 21.2.2008 sind die Daten nicht zu gebrauchen.	87	Elektromessung Gesamt WP	ZL090W:H09:ELE:001:Energy	MWh ⁸ 0.01 MWh		$\pm 2 \text{ } \%$

Tabelle 9g: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

⁸ Bis zum 4. Dezember 2008 um 9 Uhr ist die Einheit MWh. Nach dem 4. Dezember 2008 um 11 Uhr ist die Einheit 0.01 MWh.

Variable	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Messpunkt**)	Genauigkeit***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
P_{WP+NB}	Strom		88	Elektromessung Gesamt WP	ZL090W:H09:ELE:001:Power	kW		$\pm 2 \%$
	Strom		89	Elektromessung Pumpen + Steuerung	ZL090W:H09:ELE:002:Energy	MWh		$\pm 2 \%$
P_{NB}	Strom		90	Elektromessung Pumpen + Steuerung	ZL090W:H09:ELE:002:Power	kW		$\pm 2 \%$
	Strom		91	Elektromessung Kompressoren	ZL090W:H09:ELE:003:Energy	MWh		$\pm 2 \%$
P_{WP}	Strom		92	Elektromessung Kompressoren	ZL090W:H09:ELE:003:Power	kW		$\pm 2 \%$
	H ₂ O		93	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:DeltaT	°C/10		$\pm 0.025 \text{ °C}$
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	94	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:Energy	MWh		$f_k(\pm 2.3 \%)$
	H ₂ O	Achtung Faktor 10 bei der Einheit	95	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:Flow	10 m ³ /h		$\pm 2 \%$
$\dot{Q}_{WP}$	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	96	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:Power	kW		$f_k(\pm 2.3 \%)$
	H ₂ O		97	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:RL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	H ₂ O		98	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:VL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	H ₂ O		99	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:Volume	m ³		
	H ₂ O		100	Energiezähler WP (100)	ZL090W:H09:ZAE:001:Volume2	?		
	Sole		101	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:DeltaT	°C/10		$\pm 0.025 \text{ °C}$
	Sole	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	102	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:Energy	kWh		$f_k(\pm 2.7 \%)$
	Sole		103	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:Flow	m ³ /h		$\pm 2 \%$
$\dot{Q}_{Quelle}$	Sole	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	104	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:Power	kW		$f_k(\pm 2.7 \%)$
	Sole		105	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:RL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	Sole		106	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:VL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	Sole		107	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:Volume	1000 m ³		
	Sole		108	Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)	ZL090W:H09:ZAE:002:Volume2			
	H ₂ O		109	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:DeltaT	°C/10		$\pm 0.025 \text{ °C}$
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	110	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:Energy	MWh		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		111	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:Flow	m ³ /h		$\pm 2 \%$
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	112	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:Power	kW		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		113	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:RL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	H ₂ O		114	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:VL-Temp	°C		$\pm 0.3 \text{ °C}$
	H ₂ O		115	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:Volume	m ³		
	H ₂ O		116	Energiezähler Zylinderkopf-Kühlung (102)	ZL090W:H09:ZAE:003:Volume2			
	H ₂ O		117	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:DeltaT	°C/10		$\pm 0.025 \text{ °C}$
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	118	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:Energy	MWh		$f_k(\pm 2.5 \%)$

Tabelle 9h: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
	H ₂ O		119	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:Flow	m ³ /h		± 2 %
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	120	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:Power	10 kW		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		121	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:RL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		122	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:VL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		123	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:Volume	m ³		
	H ₂ O		124	Energiezähler Gaskessel (103)	ZL090W:H09:ZAE:004:Volume2			
	H ₂ O		125	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:DeltaT	°C/10		± 0.025 °C
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	126	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:Energy	MWh		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		127	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:Flow	m ³ /h		± 2 %
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	128	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:Power	kW		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		129	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:RL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		130	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:VL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		131	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:Volume	m ³		
	H ₂ O		132	Energiezähler Heizungsverteiler (104)	ZL090W:H09:ZAE:005:Volume2			
	H ₂ O		133	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:DeltaT	°C/10		± 0.025 °C
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kE} siehe Tabelle 20 Seite 81	134	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:Energy	MWh		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		135	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:Flow	m ³ /h		± 2 %
	H ₂ O	Korrekturfaktor f_{kLeist} siehe Tabelle 20 Seite 81	136	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:Power	kW		$f_k(\pm 2.5 \%)$
	H ₂ O		137	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:RL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		138	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:VL-Temp	°C		± 0.3 °C
	H ₂ O		139	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:Volume	m ³		
	H ₂ O		140	Energiemessung BWW (105)	ZL090W:H09:ZAE:006:Volume2			
			230	Freigabe WP	ZL090W:H02:YZ:001 DIG01			
			231	Sammelalarm	ZL090W:H02:YZ:500 MEL98			
			232	Alarm Hochdruckpressostat Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:501 MEL98			
			233	Alarm Hochdruckpressostat Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:502 MEL98			
			234	Alarm Motorschutzgerät Kompr.3	ZL090W:H02:YZ:503 MEL98			
			235	Alarm Sicherungsautomat Motorschutzschalter Komp.3	ZL090W:H02:YZ:504 MEL98			
			236	Alarm Hochdruckpressostat Kompr.3	ZL090W:H02:YZ:505 MEL98			
			237	Störung Hochdruckpressostat Kompr 1	ZL090W:H02:YZ:506 MEL98			
			238	Störung Hochdruckpressostat Kompr 2	ZL090W:H02:YZ:507 MEL98			
			239	Störung Hochdruckpressostat Kompr 3	ZL090W:H02:YZ:508 MEL98			

Tabelle 9i: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

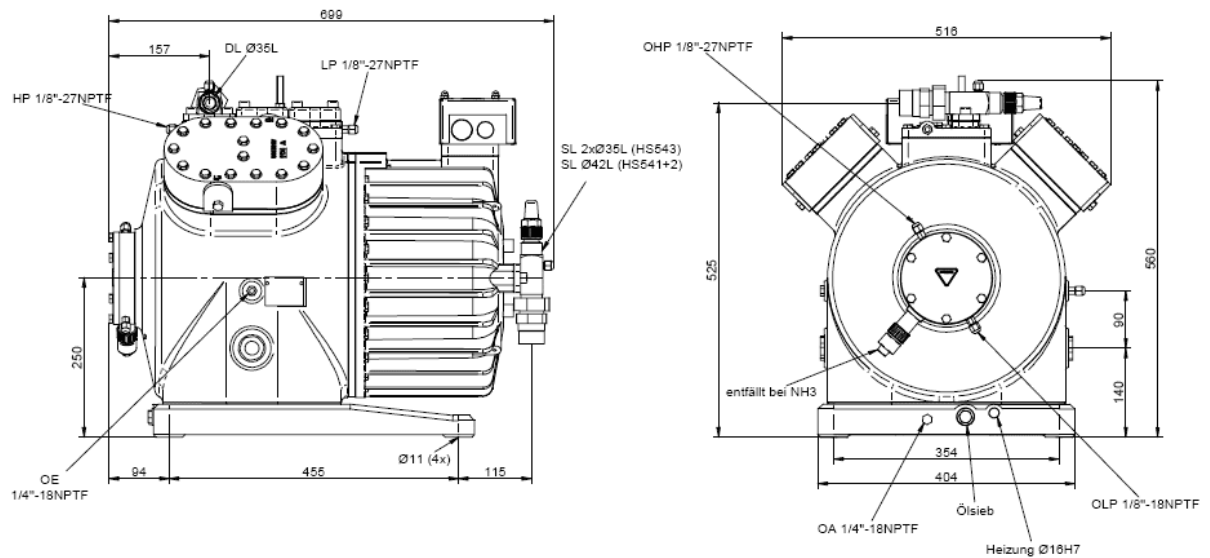
Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr. *)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			240	Froststörung Kreislauf A	ZL090W:H02:YZ:509 MEL98			
			241	Alarm Froststörung Kreislauf A	ZL090W:H02:YZ:510 MEL98			
			242	Alarm Motorschutzgerät Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:511 MEL98			
			243	Alarm Sicherungsautomat Motorschutzschalter Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:512 MEL98			
			244	Alarm Motorschutzgerät Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:513 MEL98			
			245	Alarm Sicherungsautomat Motorschutzschalter Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:514 MEL98			
			246	Alarm Niederdruck Kreislauf A	ZL090W:H02:YZ:515 MEL98			
			247	Alarm Hochdruck Kreislauf A	ZL090W:H02:YZ:516 MEL98			
			248	Störung-Resettaste auf Tableautüre	ZL090W:H02:YZ:517 MEL98			
			249	Störung Motorschutzgerät Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:518 MEL98			
			250	Störung Sicherungsautomat Motorschutzschalter Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:519 MEL98			
			251	Störung Motorschutz Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:520 MEL98			
			252	Störung Sicherungsautomat Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:521 MEL98			
			253	Störung Motorschutz Kompr.3	ZL090W:H02:YZ:522 MEL98			
			254	Störung Sicherungsautomat Kompr.3	ZL090W:H02:YZ:523 MEL98			
			255	Störung Strömungsstörung Kreislauf A	ZL090W:H02:YZ:524 MEL98			
			256	Alarm Strömungsstörung A	ZL090W:H02:YZ:525 MEL98			
			257	Sammelalarm Fühler-Messwert ausserhalb zulässigem Bereich	ZL090W:H02:YZ:526 MEL98			
			258	Alarm Oeldruck Oelniveau Kompr.1	ZL090W:H02:YZ:527 MEL98			
			259	Alarm Frequenzumformer Sanftstarter Kompressor 1	ZL090W:H02:YZ:528 MEL98			
			260	Alarm Oeldruck Oelniveau Kompr.2	ZL090W:H02:YZ:529 MEL98			
			261	Alarm Frequenzumformer Sanftstarter Kompressor 2	ZL090W:H02:YZ:530 MEL98			
			262	Alarm Oeldruck Oelniveau Kompr.3	ZL090W:H02:YZ:531 MEL98			
			263	Alarm Frequenzumformer Sanftstarter Kompressor 3	ZL090W:H02:YZ:532 MEL98			
			264	Störung Frequenzumformer Sanftstarter Kompressor 1	ZL090W:H02:YZ:533 MEL98			
			265	Störung FU Kompressor 2	ZL090W:H02:YZ:534 MEL98			
			266	Störung FU Kompressor 3	ZL090W:H02:YZ:535 MEL98			
			267	Störung Sicherungsautomat Kond-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:536 MEL98			
			268	Alarm Sicherungsautomat Kond-Pumpe A	ZL090W:H02:YZ:537 MEL98			
			269	Störung Kaltwasser/Sole-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:538 MEL98			

Tabelle 9j: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Variab- le	Medium	Beschreibung, Bemerkung	Datenerfassung von <i>MST Systemtechnik</i>				Mess- punkt**)	Genauigkeit ***)
			Nr.*)	Bezeichnung	DMS-Name	Einheit		
			270	Störung Sicherungsautomat KW/Sole-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:539 MEL98			
			271	Alarm Kaltwasser/Sole-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:540 MEL98			
			272	Alarm Sicherungsautomat KW/Sole-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:541 MEL98			
			273	Störung Sicherungsautomat WRG-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:542 MEL98			
			274	Alarm Sicherungsautomat WRG-Pumpe A	ZL090W:H02:YZ:543 MEL98			
			275	Störung Sicherungsautomat Unterkühler-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:544 MEL98			
			276	Alarm Sicherungsautomat Unterkühler-Pumpe A	ZL090W:H02:YZ:545 MEL98			
				Alarmmeldung Kältemittel-Leckdetektor Priorität 1				
			277	Alarm an Fe	ZL090W:H02:YZ:546 MEL98			
				Alarmmeldung Kältemittel-Leckdetektor Priorität 2				
			278	Lüftung ein	ZL090W:H02:YZ:547 MEL98			
			279	Totalausfall der Kätemaschine / WP	ZL090W:H02:YZ:548 MEL98			
			280	Fühler-Messwert ausserhalb zulässigem Bereich	ZL090W:H02:YZ:549 MEL98			
			281	Störung Unterkühler-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:550 MEL98			
			282	Alarmmeldung Unterkühler-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:551 MEL98			
			283	Alarm Frequenzumformer Sole-Pumpe1	ZL090W:H02:YZ:553 MEL98			
			284	Störung Pumpe Speicherladung	ZL090W:H02:YZ:554 MEL98			
			285	Störung Sicherung Speicherladepu.	ZL090W:H02:YZ:555 MEL98			
			286	Störmeldung Sicherung Speicherladepu.	ZL090W:H02:YZ:556 MEL98			
			287	Störmeldung Speicherladepumpe	ZL090W:H02:YZ:557 MEL98			
			288	Meldung Speicherladung Ein	ZL090W:H02:YZ:558 MEL98			
			289	Al. Pressostat Erdsonde-Drucküberwachung	ZL090W:H02:YZ:559 MEL98			
				Störmeldung Kältemittel-Leckdetektor Priorität 1				
			290	Alarm an Feue	ZL090W:H02:YZ:560 MEL98			
				Störmeldung Kältemittel-Leckdetektor Priorität 2				
			291	Lüftung ein	ZL090W:H02:YZ:561 MEL98			
			292	Alarm Gasmeldegerät	ZL090W:H02:YZ:562 MEL98			
				Störung zu wenig Druckdifferenz über Gehäuse-				
			293	ventilator (Mot	ZL090W:H02:YZ:563 MEL98			
				Alarm Störung zu wenig Druckdifferenz über Ge-				
			294	häuseventilator	ZL090W:H02:YZ:564 MEL98			

Tabelle 9k: Alle Messgrössen der Anlage. *) Nummer gemäss den beiden von MST Systemtechnik ausgehändigten Listen, **) Bezeichnung des Messpunkts gemäss Schema in Figur 29 Seite 35. ber. steht für berechnet. ***) Genauigkeit siehe Tabelle 8 Seite 32, Sole ist ein Wasser-Ethylenglykol-Gemisch mit 23 Volumen % Ethylenglykol (vergleiche Figur 49 Seite 71).

Typ HS 54 1 bis HS 54 3 / Type HS 54 1 to HS 54 3 / Type HS 54 1 jusqu'à HS 54 3



Figur 31: Zeichnung der verwendeten Kompressoren HS 54 3/30 aus [12] Huber (2008) Seite 87/126.

Kondensator	19.5 dm ³ Kältemittel	Figur 33 Seite 50
Wasserunterkühler	9.4 dm ³ Kältemittel	Figur 34 Seite 51
Sammler	10.0 dm ³ Kältemittel	
Kältemittelunterkühler	6.16 dm ³ Kältemittel (beide Seiten)	Figur 35 Seite 52

Tabelle 10: Kältemittelvolumen der Wärmetauscher und des Sammlers.

SWEP SSP CBE

WT-TYP: V400x180H/1P

VERDAMPFER -

Kunde: Hochbaudepartment der Stadt Zürich
Referenz: WP-Limmatschule R290

Datum: 03.05.2005
Unsere Ref.: Verdampfer 180 kW +3,05°C

TECHN. VORGABEDATEN

Name des Mediums Seite 1
Name des Mediums Seite 2

SEITE 1

SEITE 2

Eintrittstemperatur	°C	: 3,05	9,00
Verdampfungstemperatur	°C	: 2,73	
Austrittstemperatur	°C	: 7,73	5,00
Durchfluss	kg/s	: 0,6723	11,39
- Dampf eintritt	kg/s	: 0,2017	
Verdampfungsmassenstrom	kg/s	: 0,4706	
Max. Druckverlust	kPa	: 20,0	20,0
Austrittsdruck	bar(a)	: 5,12	

PHYSIKALISCHE KENNWERTE

Reference temperature	°C	: 2,97	6,93
Flüssigkeit Viskosität	cP	: 0,125	1,70
Dichte	kg/m³	: 525,2	1018
Spez. wärme Kapazität	kJ/kg, °C	: 2,628	3,951
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	: 0,1039	0,5234
Dampf Viskosität	cP	: 0,00758	
Dichte	kg/m³	: 10,95	
Spez. wärme Kapazität	kJ/kg, °C	: 1,784	
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	: 0,01531	

AUSLEGUNGSERGEBNISSE

Kälteleistung	kW	: 180,0	
Wärmetauscherfläche	m²	: 38,6	
Heat flux	kW/m²	: 4,663	
MTD	K	: 4,07	
Wärmedurchgangskoeffizient	W/m², °C	: 1150/1150	
Druckverlust - total	kPa	: 5,41	21,0
- in den Anschlüssen	kPa	: -0,338	3,48
Anschlussdurchmesser	mm	: 80,0/50,0	73,0
Kanäle-Anzahl		: 89	90
Gesamtplattenzahl		: 180	
Fächenreserve	%	: 0	
Verschmutz.-faktor	m², °C/kW	: 0	

Note:

Disclaimer: Data used in this calculation is subject to change without notice. "SWEP" may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. "Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP," the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property."

Figur 32: Auslegungsdatenblatt des Verdampfers.

SWEP SSP CBE

WT-TYP: B400x150H/1P

KONDENSATOR -

Kunde: Hochbaudepartment der Stadt Zürich
Referenz: WP-Limmatschule R290

Datum: 03.05.2005
Unsere Ref.: Kondensator 252 kW 60°C

TECHN. VORGABEDATEN

Name des Mediums Seite 1
Name des Mediums Seite 2

SEITE 1
R290 (Propan)
Wasser
SEITE 2

Eintrittstemperatur	°C	: 90,00	50,50
Kondensationstemperatur	°C	: 60,09	
Unterkühlung	K	: 2	
Austrittstemperatur	°C	: 58,09	58,00
Durchfluss	kg/s	: 0,7277	8,033
Kondensationsmassenstrom	kg/s	: 0,7277	
Max. Druckverlust	kPa	: 20,0	20,0
Austrittsdruck	bar(a)	: 21,2	

PHYSIKALISCHE KENNWERTE

Referenztemperatur	°C	: 60,09	54,25
Flüssigkeit Viskosität	cP	: 0,0628	0,511
Dichte	kg/m³	: 426,7	986,1
Spez. Wärmekapazität	kJ/kg, °C	: 3,636	4,183
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	: 0,07671	0,6484
Dampf Viskosität	cP	: 0,00912	
Dichte	kg/m³	: 47,79	
Spez. Wärmekapazität	kJ/kg, °C	: 2,789	
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	: 0,02169	

AUSLEGUNGSERGEBNISSE

Kondensationsleistung	kW	: 252,0	
Wärmetauscherfläche	m²	: 32,1	
Heat flux	kW/m²	: 7,850	
MTD	K	: 5,70	
Wärmedurchgangskoeffizient	W/m², °C	: 1380/1380	
Druckverlust - total	kPa	: 0,636	12,7
- in den Anschlüssen	kPa	: 0,0760	1,79
Anschlussdurchmesser	mm	: 80,0/50,0	73,0
Kanäle-Anzahl		: 74	75
Number of plates		: 150	
Flächenreserve	%	: 0	
Verschmutz.-faktor	m², °C/kW	: 0	369 mm

Note:

185 kg

Disclaimer: Data used in this calculation is subject to change without notice. "SWEP" may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. "Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP," the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property."

Figur 33: Auslegungsdatenblatt des Kondensators.

v. 1.3.0

SWEP International AB
P.O. Box 105
Hjalmar Brantingsväg 5
261 22 Landskrona
Sweden

SWEP SSP CBE

WT-TYP: B45H/1P-SC-S (4*54.3)

Art. No.: 10195x80

EINPHASIG - Angebot

Kunde: N/A

Datum: 29.07.2005

Referenz:

Unsere Ref.:

TECHN. VORGABEDATEN

Medium Seite 1

Medium Seite 2

SEITE 1

SEITE 2

R290 (Propan)

Wasser

Eintrittstemperatur

°C : 60.00

50.00

Austrittstemperatur

°C : 50.10

53.00

Durchfluss

kg/s : 0.7300

1.998

AUSLEGUNGSERGEBNISSE

Leistung

kW : 25.07

Wärmetauscherfläche

m² : 10.3

Log. Temperaturdifferenz

K : 1.62

Wärmedurchgangskoeffizient

W/m², °C : 1500

Flächenreserve

% : -

Errechnete Druckverluste

kPa : 1.85

5.93

Kanäle-Anzahl

: 39

40

Gesamtplattenzahl

: 80

KONSTRUKTIONS DATEN

Plattenmaterial

: AISI 316

Anschlussdaten (height)

F1/F2/F3/F4 : SOLDER ø54.3 / WELD ø60 (54

mm)

Anschlusslagen

in/out : F3/F1

F2/F4

Inhalt

dm³ : 9.40

9.64

Max. Betriebsdruck

bar : 31.0 / 27.0

Prüfdruck

bar : 50.0

Max. Betriebstemperatur

°C : 155.00 / 225.00

Länge (F+G)

mm : 201

Breite

mm : 243

Höhe

mm : 525

Betriebsgewicht

kg : 57.8

Leergewicht

kg : 44.2

DATE 7/29/2005

PAGE 1 OF 1



Figur 34: Auslegungsdatenblatt des Wasserunterkühlers.

SWEP SSP CBE

WT-TYP: B60x30H/1P

EINPHASIG - Neuauslegung

Kunde: Limmatschule
Referenz: WP-Zürich R290

Datum: 03.05.2005
Unsere Ref.: SGWT 15 dt,

TECHN. VORGABEDATEN

Name des Mediums Seite 1
Name des Mediums Seite 2

SEITE 1

SEITE 2

	R290 (Propan)	
	R290 (Propan) (5,1 bar)	
Eintrittstemperatur	°C	: 50,10
Austrittstemperatur	°C	: 35,00
Durchfluss	kg/s	: 0,7300
Max. Druckverlust	kPa	: 50,0
Thermische Länge	NTU	: 0,580

9,00
24,00
1,268
50,0
0,576

PHYSIKALISCHE KENNWERTE

Referenztemperatur	°C	: 42,55	16,50
Viskosität	cP	: 0,0774	0,00795
Wand-Viskosität	cP	: 0,0898	0,00831
Dichte	kg/m³	: 462,8	10,28
Spez. Wärmekapazität	kJ/kg, °C	: 3,145	1,823
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	: 0,08386	0,01673

AUSLEGUNGSERGEBNISSE

Leistung	kW	: 34,67
Wärmetauscherfläche	m²	: 3,58
Heat flux	kW/m²	: 9,684
LMTD	K	: 26,05
Wärmedurchgangskoeffizient	W/m², °C	: 877/371
Druckverlust - total	kPa	: 4,78
- in den Anschlüssen	kPa	: 0,0965
Anschlussdurchmesser	mm	: 55,0
Kanäle-Anzahl		: 14H
Gesamtplattenzahl		: 30
Flächenreserve	%	: 136
Verschmutzungsfaktor	m², °C/kW	: 1,504

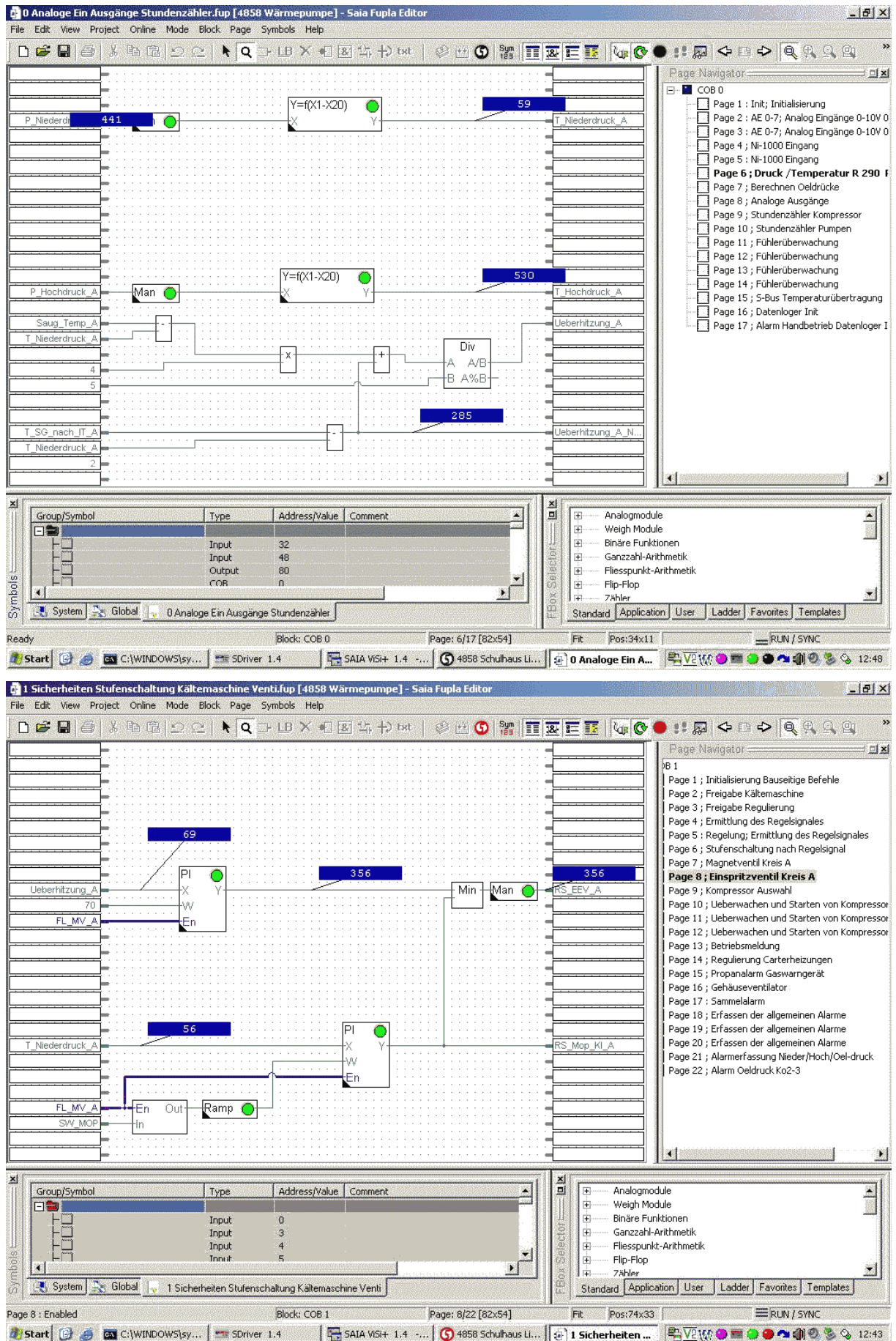
80,2 mm

Note:

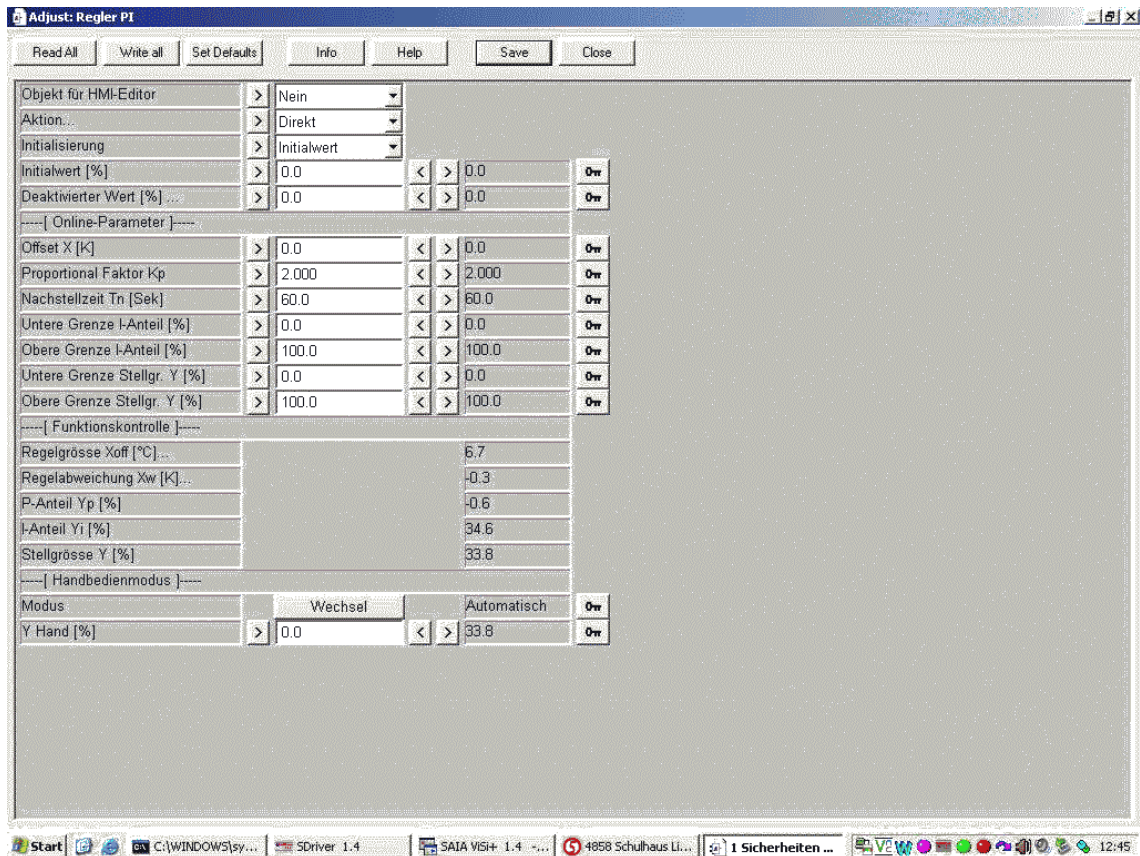
35 Wx

Disclaimer: Data used in this calculation is subject to change without notice. "SWEP" may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. "Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP," the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property."

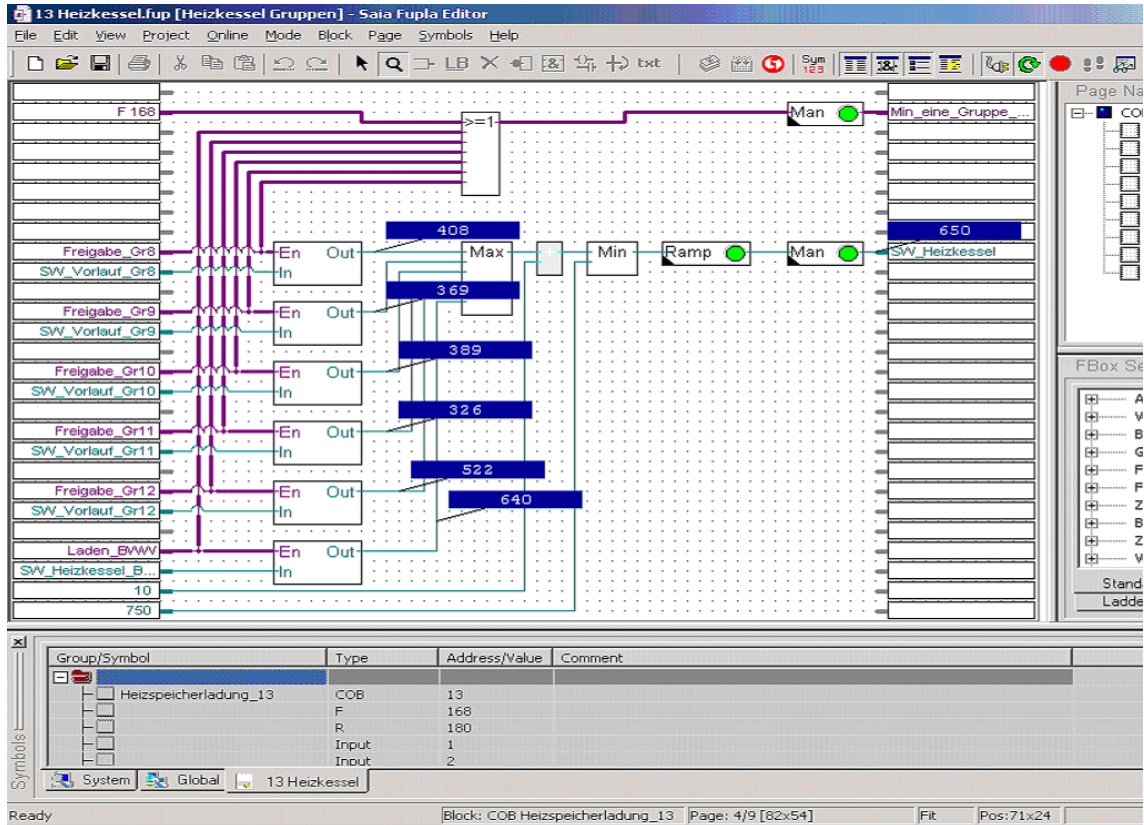
Figur 35: Auslegungsdatenblatt des Kältemittelunterkühlers.



Figur 36: Details aus der SPS der Wärmepumpe, welche die Steuerung der Drossel zeigen. Oberes Bild in der unteren Bildhälfte: Bildung des Terms $[4 \cdot (T_7 - T_6) + (T_1 - T_6)]/5$.



Figur 37: Parameterwerte des PI-Reglers in der SPS, welcher die Drossel steuert.



Figur 38: Der Screenshot aus der SPS Heizung zeigt, wie der Sollwert der oberen Temperatur im Speicher berechnet wird. Zahlen sind Grad Celsius mal 10 angegeben. Es wird die höchste Bedarfstemperatur ermittelt, ein Grad Celsius dazu addiert. Zusätzlich darf der Sollwert nicht höher als 75 Grad sein.

A3. Definitionen und ihre Gleichungen

Der Wirkungsgrad COP_{WP+NB} ist das Verhältnis von aufgenommener elektrischer Leistung P_{WP+NB} und durch die Wärmepumpe abgegebene Wärmemenge $\dot{Q}_{WP}$. Bei der elektrischen Leistung wird die elektrische Leistung der Kompressoren und der Nebenaggregate (Pumpen und Steuerung) berücksichtigt.

$$COP_{WP+NB} = \dot{Q}_{WP} / P_{WP+NB} \quad (1)$$

Während der COP_{WP+NB} eine Momentaufnahme darstellt, drückt die Jahresarbeitszahl JAZ die Performance der Wärmepumpe über ein Jahr aus. Sie wird berechnet gemäss

Jahresarbeitszahl auch wenn kein ganzes Jahr

$$JAZ_{WP+NB} = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q}_{WP} / \int_{t_1}^{t_2} P_{elWP+NB} \quad (2)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Verfügbarkeit der Daten (siehe Kapitel 3.3 10ff) kann hier kein ganzes Jahr analysiert werden sondern nur jeweils fast ein Jahr. Der Begriff „Jahresarbeitszahl“ wird also in diesem Bericht insofern strapaziert, als er auch verwendet wird, wenn zwischen t_1 und t_2 kein ganzes Jahr liegt.

Der in einer idealen Maschine maximal erreichbare COP_{max} wird mit der Mitteltemperatur des Wassers im Kondensator und der Mitteltemperatur des Abwassers Abwasserkanal berechnet gemäss

$$\bar{T}_{Kond} = \frac{T_{KondAus} - T_{KondEin}}{\ln(T_{KondAus} / T_{KondEin})} \quad (3)$$

$$\bar{T}_{Abw} = (T_{Abw1} + T_{Abw2}) / 2 \quad (4)$$

$$COP_{max} = \bar{T}_{Kond} / (\bar{T}_{Kond} - \bar{T}_{Abw}) \quad (5)$$

Der Gütegrad η_{WP+NB} ist der Quotient des effektiv erreichten COP_{WP+NB} zum maximal erreichbaren COP_{max} .

$$\eta_{WP+NB} = COP_{WP+NB} / COP_{max} \quad (6)$$

A4. Berechnungsgrundlagen

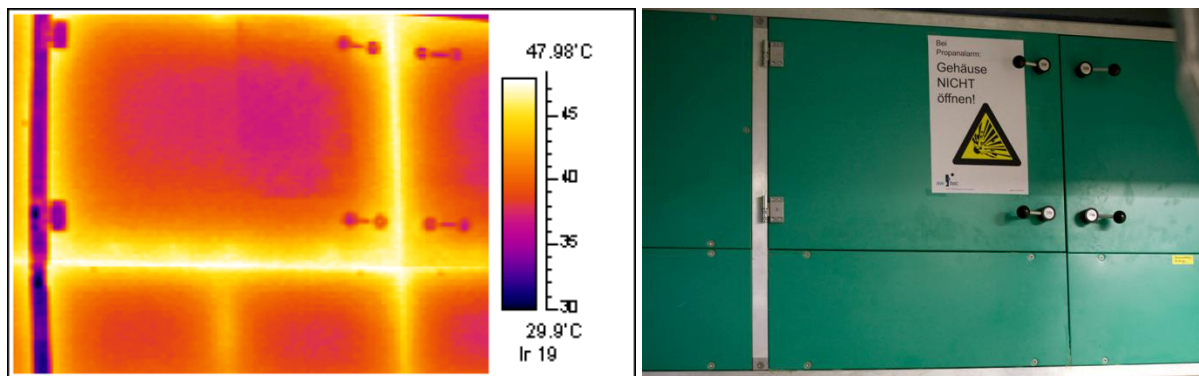
A4.1. Wärmeabgabe durch das Gehäuse

Es wurde festgestellt, dass die Temperatur sowohl im Gehäuse der Wärmepumpe als auch aussen am Gehäuse relativ hoch ist. Deswegen ist der Verdacht entstanden, dass verschiedene Bauteile der Wärmepumpe eine nicht zu vernachlässigende Wärmemenge zunächst in das Gehäuse und dann in den Keller des Schulhauses abgeben. In diesem Kapitel sind die entsprechenden Untersuchungen dokumentiert und es wird die abgegebene Wärmemenge abgeschätzt.

In Figur 39 ist eine Thermoaufnahme des Gehäuses gezeigt, welches an seiner Aussenseite eine durchschnittliche Temperatur von 41 °C aufweist. Die Raumtemperatur ist gleichzeitig 25 °C. Die Gesamtoberfläche des Gehäuses (LxBxH: 3.4 m x 1.5 m x 0.96 m, ohne Boden) beträgt 14.5 m². Mit einer angenommenen Wärmeübergangszahl von 10 W/(m² K) gibt das Gehäuse ohne Boden 2.3 kW an den Keller ab. Um diese grobe Abschätzung weiter plausibilisieren zu können, wird im Folgenden das Innere des Gehäuses näher betrachtet.

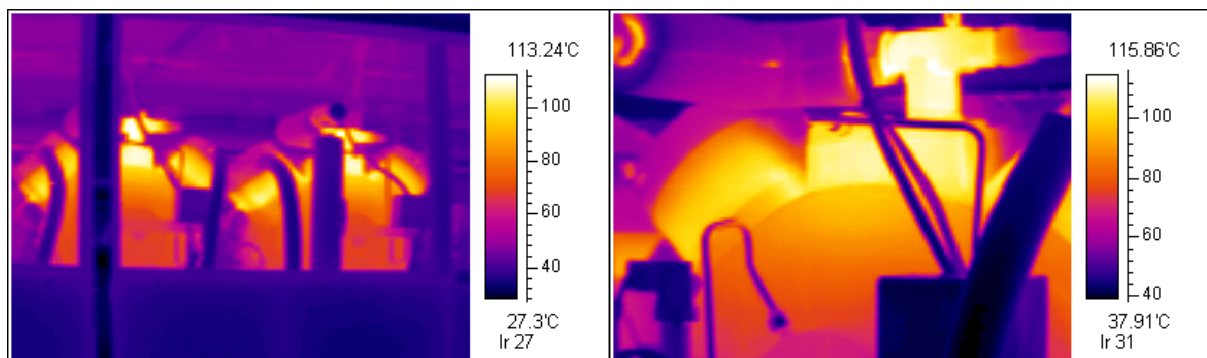
**Hohe Gehäuse-
temperatur**

**Analyse der
Aussenhülle des
Gehäuses**

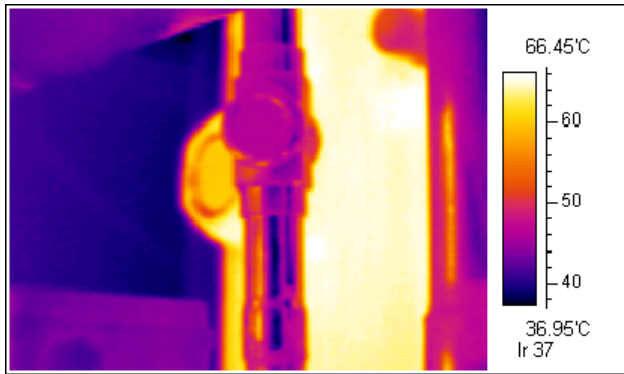


Figur 39: Thermoaufnahme des Gehäuses der Wärmepumpe mit 3.4 m Länge, 1.5 m Breite und 0.96 m Höhe. Die von der Thermokamera gemessenen Temperaturen wurden mit einem Oberflächensensor überprüft.

Die Wärmebilder zeigen, dass vor allem die drei Kompressoren, insbesondere die Kolbenköpfe Wärme abstrahlen (Figur 40) sowie der unisolierte Sammler (Figur 41). Eine quantitative Abschätzung hat ergeben, dass von diesen Bauteilen der Sammler nur 5 % Wärme abgibt und die Kompressoren 95 %. Die beste Schätzung beläuft sich auf 0.7 kW Wärmeabgabe pro eingeschaltetem Kompressor, was bei der Modellierung des Kreislaufs berücksichtigt wird. Die Wärmeabgabe durch den Sammler kann vernachlässigt werden.



Figur 40: Thermoaufnahme der Kompressoren und der Zylinderköpfe. Abmessungen vergleiche Figur 31 Seite 48.



Figur 41: Thermoaufnahme des Sammlers (Höhe 0.5 m, Durchmesser 0.16 m, Schauglasmitte auf 0.38 m Höhe).

A4.2. Druckverringierung im Schauglas



Die Schaugläser sind nicht direkt in die Leitung mit einem Durchmesser von 1 3/8 Zoll eingebaut, sondern in einer Bypassleitung mit einem Durchmesser von 7/8 Zoll. Das war notwendig, da für 1 3/8 Zoll keine zertifizierten Schaugläser verfügbar waren. Da im Schauglas nach dem Wasserunterkühler und vor dem Kältemittelunterkühler (Zustand 4, vergleiche Figur 5 Seite 8) Blasen beobachtet werden konnten, wurde von Seiten Kapag spekuliert, dass der Druck im Schauglas wegen der Saugwirkung des in der Leitung vorbeiströmenden Propan kleiner ist als in der Leitung selber. Somit könnte man aufgrund von Blasen im Schauglas nicht darauf zurückschliessen, dass in der Leitung ein Zweiphasengemisch strömt.

Spekulation, dass Druck im Schauglas kleiner als in der Leitung

Überschlagsrechnungen sowohl mit flüssigem als auch mit gasförmigem Propan haben gezeigt, dass der Saugeffekt in der Grössenordnung von 1/1000 bar ausmachen kann. Somit kann die Anordnung der Schaugläser nicht die Ursache sein, dass Blasen beobachtet werden.

Effekt macht 1/1000 bar aus.

Figur 42: Schauglas nach dem Kältemittelunterkühler und vor der Drossel.

A4.3. Weitere Gleichungen zur Wärmepumpenberechnung

Die Kompressoreffizienten sind folgendermassen definiert: Die volumetrische Effizienz

$$\eta_{\text{Komp,Vol}} = \frac{\dot{m}_{KM}}{\dot{V}_{\text{geom}} \cdot \rho_1} \quad (7)$$

Die Isentrope Kompressoreffizienz

$$\eta_{\text{Komp,is}} = \frac{\Delta h_{\text{Komp,is}} \cdot \dot{m}_{KM}}{P_{WP}} = \frac{(h_2' - h_1) \cdot \dot{m}_{KM}}{P_{WP}} \quad (8)$$

Die Induzierte isentrope Kompressoreffizienz

$$\eta_{\text{Komp,is,ind}} = \frac{\Delta h_{\text{Komp,is}}}{\Delta h_{\text{ind}}} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

In Anhang A5.5 Seite 70 ist gezeigt, dass die von den Wärmezählern aus dem Volumenstrom und der Temperaturdifferenz gemäss Gleichung (35) Seite 70 errechnete Leistungen mit einem Korrekturfaktor f_{kLeist} zu versehen ist. Zusätzlich besteht eine Messungenauigkeit des Volumenstroms und der Temperaturdifferenz, die für die berechnete Leistung zu einer Ungenauigkeit von $\pm 2.5\%$ führen (siehe Tabelle 8 Seite 32). Da Ungenauigkeiten bei den Wärmeleistungen $\dot{Q}_{Quelle}$ und $\dot{Q}_{WP}$ des Zwischenkreises und der Wärmepumpe auf das Modell einen grossen Einfluss haben, wird diese genau so korrigiert, sodass der erste Hauptsatz der Thermodynamik, die Energieerhaltung, über der ganzen Wärmepumpe exakt erfüllt ist. Die Ungenauigkeit wird mit γ bezeichnet

$$\dot{Q}_{WP} = f_k \cdot (1 + \gamma) \cdot \dot{Q}_{WPmess} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{Quelle} = f_k \cdot (1 - \gamma) \cdot \dot{Q}_{Quellemess} \quad (11)$$

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik ist erfüllt mit

$$P_{WP} + \dot{Q}_{Quelle} = \dot{Q}_{WP} + P_{Verl} \quad (12)$$

Werden in dieser Gleichung die Gleichungen (10) und (11) eingesetzt und das Resultat nach der Ungenauigkeit γ aufgelöst, so erhält man den folgenden Ausdruck. Der Wert von γ wird auf $\pm 2.5\%$ beschränkt, da das gemäss Tabelle 8 Seite 32 die maximale Ungenauigkeit darstellt.

$$\gamma = \text{Max} \left[\text{Min} \left(\frac{P_{WP} - \dot{Q}_{Verl} - f_{kWP} \cdot \dot{Q}_{WPmess} + f_{kQuelle} \cdot \dot{Q}_{Quellemess}}{f_{kWP} \cdot \dot{Q}_{WPmess} + f_{kQuelle} \cdot \dot{Q}_{Quellemess}}, 0.025 \right), -0.025 \right] \quad (13)$$

A4.4. Exergieanalyse

In der Exergiebilanz werden alle Komponenten der Anlage betrachtet und alle Exergieverluste berücksichtigt. Letztere treten auf wenn

- sich irreversible Prozesse in einer Komponente abspielen, also Entropie S erzeugt wird.
- Eine nicht nutzbare Exergieströmung das System verlässt.

Aus der berechneten Entropieerzeugung pro Zeit $\dot{S}$ kann der Exergieverlust pro Zeit $\dot{E}$ berechnet werden mit

$$\dot{E} = \dot{S} \cdot T_{ref} \quad (14)$$

Die Summe der gemäss a) und b) berechneten Exergieverluste plus die gemäss zweitem Hauptsatz der Thermodynamik in einem perfekten reversiblen Carnoprozess aufzuwendende Leistung P_{Carnot} ergeben die total aufzuwendende Leistung P_{Tot} .

A4.4.1 Strömung von Medium

Der Exergiestrom einer Strömung eines bestimmten Mediums wird berechnet mit

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot ((h - h_{ref}) - T_{ref} \cdot (s - s_{ref})) \quad (15)$$

A4.4.2 Kompressor (1 $\rightarrow$ 2)

Der Kompressor komprimiert das Arbeitsmedium vom Druck p_a und der Temperatur T_1 auf den Druck p_b und die Temperatur T_2 unter verbrauch der elektrischen Leistung P_{Komp} . Der Kompressor kennt zwei Arten von Exergieverlusten: Einerseits die internen Irreversibilitäten gemäss obigem a) und die Exergie der nicht nutzbare Abwärme gemäss obigem b). Die Internen Exergieverluste werden ausgedrückt durch⁹

⁹ [4] Feuerecker (1994)

$$\dot{S}_{Komp,irr} = P_{Komp} \cdot \frac{1}{T_2} \cdot (1 - \eta_{Komp,is}) \quad , \quad (16)$$

wobei $\eta_{Komp,is}$ die in Gleichung (8) definierte Isentropeneffizienz ist. Der Exergieverlust ergibt sich gemäss Gleichung (14) zu

$$\dot{E}_{Komp,irr} = P_{Komp} \cdot \frac{T_{ref}}{T_2} \cdot (1 - \eta_{Komp,is}) \quad (17)$$

Die Abwärme kann unter Verwendung der oben definierten Kompressoreffizienzen berechnet werden zu

$$\dot{Q}_{Komp,abw} = P_{Komp} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{Komp,is}}{\eta_{Komp,is,ind}} \right) \quad (18)$$

Die in diesem Wärmestrom enthaltene Exergie pro Zeit berechnet sich zu¹⁰

$$\begin{aligned} \dot{E}_{Komp,abw} &= \dot{Q}_{Komp,abw} \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_2} \right) \\ &= P_{Komp} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{Komp,is}}{\eta_{Komp,is,ind}} \right) \cdot \left(1 - \frac{T_{ref}}{T_2} \right) \end{aligned} \quad (19)$$

In der obigen Gleichung wird im Nenner die Temperatur T_2 verwendet weil ohne Wärmeverlust diese Exergie bei der Temperatur T_2 vorliegen würde anstatt in die Umwelt abgegeben zu werden.

A4.4.3 Wärmetauscher

a) Allgemein

Das hier untersuchte System enthält verschiedene Wärmetauscher. In einem Wärmetauscher wird Wärmestrom $\dot{Q}$ von einem Medium a mit der Durchschnittstemperatur $\bar{T}_a$ auf das Medium b mit der Durchschnittstemperatur $\bar{T}_b$ übertragen, wobei $\bar{T}_a > \bar{T}_b$. Die dabei durch irreversible Prozesse erzeugte Entropie pro Zeit $\dot{S}_{irr}$ berechnet sich zu¹¹

$$\dot{S}_{irr} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{\bar{T}_b} - \frac{1}{\bar{T}_a} \right) \quad (20)$$

Der Exergieverlust pro Zeit berechnet sich gemäss (20) und (14) zu

$$\dot{E}_{irr} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{\bar{T}_b} - \frac{1}{\bar{T}_a} \right) \cdot T_{ref} \quad (21)$$

Die Durchschnittstemperatur eines Mediums während der Wärmeabgabe und während der Wärmeaufnahme ist die so genannte "logarithmische Mitteltemperatur", die sich berechnet als

$$\bar{T} = \frac{T_{Eintritt} - T_{Austritt}}{\ln(T_{Eintritt} / T_{Austritt})} \quad (22)$$

Diese Formel gilt sowohl wenn sich das Medium abkühlt ($T_{Eintritt} > T_{Austritt}$) als auch wenn es sich aufwärmt ($T_{Eintritt} < T_{Austritt}$). Die Gleichung (22) gilt nicht, falls das Me-

¹⁰ [2] Baehr (1996) Seite 137.

¹¹ [4] Feurecker (1994) Seite 24.

dium zwischen T_{Eintritt} und T_{Austritt} ein Zweiphasengebiet durchläuft oder falls sich in diesem Bereich die Eigenschaften des Mediums wesentlich ändern. Letzteres kann der Fall sein im überkritischen Bereich eines Kühlmittels.

b) Kondensator (2 $\rightarrow$ 3)

Der Kondensator vernichtet Exergie bzw. erzeugt Entropie im irreversiblen Vorgang der Wärmeleitung vom wärmeren Kühlmittel zum kälteren Heizwasser. Da das Kühlmittel ein Zweiphasengebiet durchläuft, können nicht direkt die Gleichungen (20) bis (22) benützt werden. Der Kondensator muss in drei Abschnitte unterteilt werden: Die Enthitzung, während der sich das Kühlmittel bis zum gasförmigen Sattzustand abkühlt, die Kondensation, während der das Kühlmittel vom gasförmigen Sattzustand zum flüssigen Sattzustand kondensiert und die Unterkühlung, während der sich das Kühlmittel vom flüssigen Sattzustand weiter abkühlt. In den drei Abschnitten kann die Entropieerzeugung wie im oben beschriebenen berechnet werden:

$$\dot{S}_{\text{irr}} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{\bar{T}_{\text{Wasser}}} - \frac{1}{\bar{T}_{\text{KM}}} \right) \quad (23)$$

$$\dot{E}_{\text{irr}} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{\bar{T}_{\text{Wasser}}} - \frac{1}{\bar{T}_{\text{KM}}} \right) \cdot T_{\text{ref}} \quad (24)$$

Die umgesetzte Wärme $\dot{Q}$ und die Durchschnittstemperaturen $\bar{T}_{\text{KM}}$ und $\bar{T}_{\text{Wasser}}$ für die jeweiligen Abschnitte sind in Tabelle 11 aufgelistet.

	Enthitzung	Kondensation	Unterkühlung
$\dot{Q}$	$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3''}$	$\dot{Q}_{3'' \rightarrow 3'}$	$\dot{Q}_{3' \rightarrow 3}$
$\bar{T}_{\text{KM}}$	$\frac{T_2 - T_{3''}}{\ln(T_2/T_{3''})}$	$\frac{T_{3''} - T_{3'}}{\ln(T_{3''}/T_{3'})}$	$\frac{T_{3'} - T_3}{\ln(T_{3'}/T_3)}$
$\bar{T}_{\text{Wasser}}$	$\frac{T_{\text{Wasser}2} - T_{\text{Wasser}3''}}{\ln(T_{\text{Wasser}2}/T_{\text{Wasser}3''})}$	$\frac{T_{\text{Wasser}3''} - T_{\text{Wasser}3'}}{\ln(T_{\text{Wasser}3''}/T_{\text{Wasser}3'})}$	$\frac{T_{\text{Wasser}3'} - T_{\text{Wasser}3}}{\ln(T_{\text{Wasser}3'}/T_{\text{Wasser}3})}$

Tabelle 11: Umgesetzte Wärmeströme und Durchschnittstemperaturen des Kältemittels $\bar{T}_{\text{KM}}$ und des Wassers $\bar{T}_{\text{Wasser}}$ für die Berechnung der in den drei Abschnitten des Kondensators erzeugten Entropie und Exergieverluste gemäss Gleichungen (23) und (24).

c) Verdampfer (6 $\rightarrow$ 7)

Der Verdampfer tauscht Wärme zwischen dem Kältemittel und der Quelle. Da sich das Kältemittel wiederum in einem Zweiphasengebiet befindet, müssen wie beim Kondensator mehrere Abschnitte berücksichtigt werden. Der Eintritt auf der Kältemittel-seite befindet sich immer im Zweiphasengebiet, so dass sich für den Verdampfer zwei Abschnitte ergeben: Der Abschnitt der Verdampfung, wo der flüssige Teil des zweiphasigen Gemisches in die Gasphase übergeht und die Überhitzung, wo das gasförmige Kältemittel aus dem Sattzustand überhitzt wird. Für beide Abschnitte gelten analog zu oben

$$\dot{S}_{\text{irr}} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{Quelle}}} - \frac{1}{\bar{T}_{\text{KM}}} \right) \quad (25)$$

$$\dot{E}_{\text{irr}} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{\text{Quelle}}} - \frac{1}{\bar{T}_{\text{KM}}} \right) \cdot T_{\text{ref}} \quad (26)$$

Die umgesetzte Wärme $\dot{Q}$ und die Durchschnittstemperatur $\bar{T}_{KM}$ für die jeweiligen Abschnitte sind in Tabelle 12 aufgelistet. Im Abschnitt der Verdampfung ist die Durchschnittstemperatur $\bar{T}_{KM}$ gleich der konstanten Verdampfungstemperatur.

	Verdampfung	Überhitzung
$\dot{Q}$	$\dot{Q}_{6 \rightarrow 7'}$	$\dot{Q}_{7' \rightarrow 7}$
$\bar{T}_{KM}$	T_{Verd}	$\frac{T_{7'} - T_7}{\ln(T_{7'}/T_7)}$

Tabelle 12: Umgesetzte Wärmeströme und Durchschnittstemperaturen des Kältemittels (KM) und des Wassers für die Berechnung der in den zwei Abschnitten des Verdampfers erzeugten Entropie und Exergieverluste gemäss Gleichungen (25) und (26).

d) Wärmeabgabe an die Raumluft

Bei der Wärmeabgabe an die Raumluft wird Wärme zwischen Heizungskreislauf und Raumluft ausgetauscht. Gemäss obiger Beschreibung berechnen sich die Entropieerzeugung pro Zeit $\dot{S}_{irr}$ und der Exergieverlust pro Zeit $\dot{E}_{irr}$ gemäss

$$\dot{S}_{irr} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{Raum}} - \frac{1}{\bar{T}_{Wasser}} \right) \quad (27)$$

$$\dot{E}_{irr} = \dot{Q} \cdot \left(\frac{1}{T_{Raum}} - \frac{1}{\bar{T}_{Wasser}} \right) \cdot T_{ref} \quad (28)$$

wobei die logarithmische Durchschnittstemperatur im Heizungskreislauf gemäss (22) berechnet wird zu

$$\bar{T}_{Wasser} = \frac{T_{Vor} - T_{Rück}}{\ln(T_{Vor}/T_{Rück})} \quad (29)$$

A4.4.4 Drossel (5 → 6)

Die in der Drossel erzeugte Entropie berechnet sich aus den spezifischen Entropien s_4 und s_3 am Eintritt und am Austritt der Drossel.

$$\dot{S}_{Dros,irr} = \dot{m}_{KM} \cdot (s_5 - s_6) \quad (30)$$

$$\dot{E}_{Dros,irr} = \dot{m}_{KM} \cdot (s_5 - s_6) \cdot T_{ref} \quad (31)$$

A4.4.5 Zusammenfluss von Wasser

Der Zusammenfluss von zwei Wasserströmungen unterschiedlicher Temperatur führt ebenfalls zu Exergieverlusten, wobei die Anordnung wie ein Wärmetauscher aufgefasst werden kann. Für den Wasserstrom $\dot{m}_1$ mit der Temperatur T_1 , der mit dem Wasserstrom $\dot{m}_2$ mit der Temperatur T_2 zusammenfliesst und einen Wasserstrom mit der Temperatur T_3 bildet ergeben sich die folgenden Exergieverluste

$$\dot{S}_{irr} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \cdot \left(\frac{2}{T_2 + T_3} - \frac{2}{T_1 + T_3} \right) \quad (32)$$

$$\dot{E}_{irr} = \frac{\dot{m}_1 \cdot \dot{m}_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \cdot \left(\frac{2}{T_2 + T_3} - \frac{2}{T_1 + T_3} \right) \cdot T_{ref} \quad (33)$$

In den obigen zwei Gleichungen wurden die logarithmischen Mitteltemperaturen mit den arithmetischen Mitteltemperaturen angenähert.

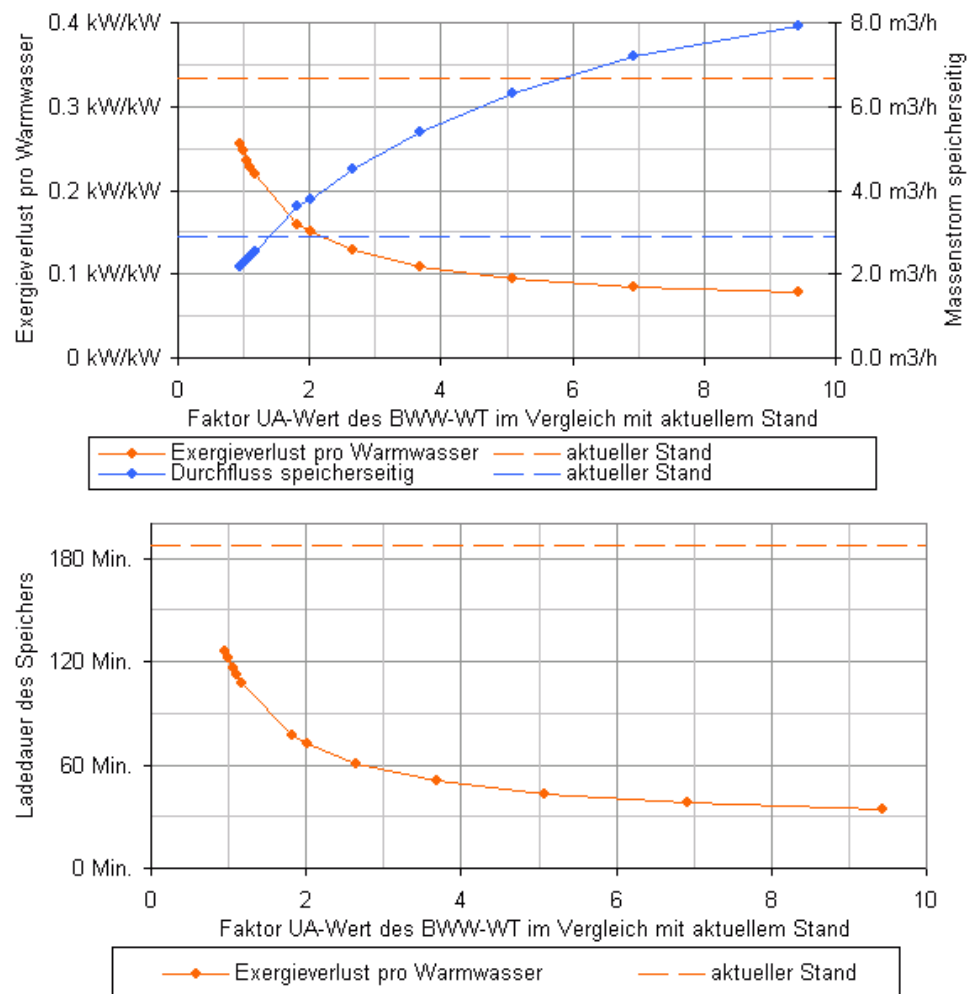
A4.5. Hydraulik des Brauchwarmwassers

Hier werden Massnahmen an der Hydraulik des Brauchwarmwassers aus Figur 22 Seite 23 im Detail diskutiert. Es wird dabei der Betriebspunkt in der Figur betrachtet, wobei Trinkwasser mit einer Temperatur von 58.8 °C in den Speicher eingespiessen wird. Dabei wird 50 % des Vorlaufs dem Rücklauf beigemischt. Verändert man diese Hydraulik, so verändern sich die folgenden vier Exergieverluste: a) Die Rücklaufftemperatur auf den Kondensor der Wärmepumpe verändert sich und somit die Exergieverluste im Kondensor. b) Die Exergieverluste im BWW-WT. c) Die Exergieverluste beim Zusammenfluss des Rücklaufs des BWW-WT und dem Hauptrücklauf. d) Die Exergieverluste beim Zusammenfluss des Vorlaufs und des Rücklaufs speicherseitig. Diese vier Veränderungen wurden quantifiziert. Zusätzlich wurde die Grösse des Wärmetauschers mit dem UA-Wert (Einheit W/K) im Vergleich mit dem jetzt vorhandenen Wärmetauscher berechnet.

Die momentane Schaltung speist im betrachteten Betriebspunkt aus Figur 22 Seite 23 Wasser mit 58.8 °C in den Speicher ein und weist dabei an den vier Orten a) bis d) Exergieverluste von 0.33 kW pro kW Brauchwarmwasser auf. Wird nur die speicherseitige Beimischung des Vorlaufs in den Rücklauf ausgeschaltet und die Grösse des Wärmetauschers nicht verändert, so muss der Durchfluss von 3.9 m³/h auf 2.2 m³/h reduziert werden, um weiterhin Wasser mit einer Temperatur von 58.8 °C in den Speicher einspeisen zu können. Gleichzeitig reduziert sich der Ladevorgang des Speichers von drei Stunden auf zwei Stunden. Wird der Wärmetauscher wie hier vorgeschlagen verdoppelt, so muss der Durchfluss speicherseitig auf 3.8 m³/h erhöht werden, um weiterhin 58.8 °C Wasser in den Speicher zu speisen. Exergieverluste und die Speicherladezeit werden umso kleiner, je grösser der Warmwasser-Wärmetauscher ist.

Andere Exergieverluste an vier Orten

Je grösser der Wärmetauscher, desto weniger Exergieverluste



Figur 43: Veränderungen in Abhängigkeit des Faktors, um den der Brauchwarmwasser-Wärmetauscher im Vergleich mit dem jetzigen Zustand vergrößert wird: Oben: Exergieverlust in kW pro kW produziertes Warmwasser und Durchfluss speicherseitig, Unten: Ladedauer des Brauchwarmwasser Speichers mit 2400 Liter von 40 °C auf 60 °C.

A5. Fehlersuche

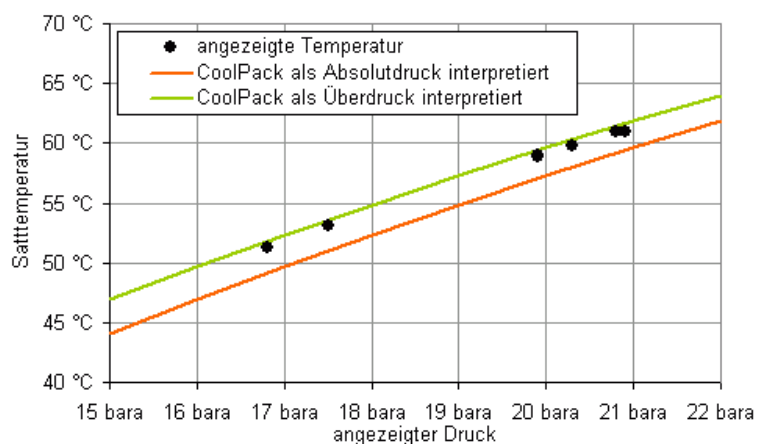
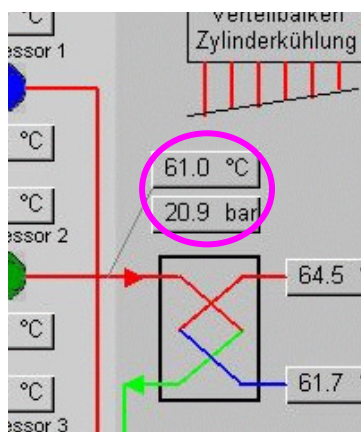
In diesem Anhang ist die Suche nach Fehlern in der Datenerfassung dokumentiert. Sie erstreckt sich insbesondere auf die Messung der elektrischen Leistung und Energie (Anhang A5.2, A5.3 und A5.4 auf Seite 64ff) sowie auf die Messung der Wärmeleistungen und –energien (Anhang A5.5 Seite 70ff). Der Aufbau der Steuerung und der Datenerfassung ist in Figur 7 auf Seite Figur 7 wiedergegeben.

vor allem Leistung und Energie

A5.1. Druck und Temperatur im Kondensator

Der Druck im Kondensator (ZL090W:H02:MP:509) wird mit einem Relativdruckaufnehmer des Typs 8852.81 des Herstellers Trafag (Photo Nummer P1080123.JPG) gemessen. Aus diesem Druck wird die Temperatur im Kondensator (ZL090W:H02:MT:501) berechnet. Da der Druckaufnehmer den Überdruck zur Umgebung misst, war nicht klar, ob das bei der Druckanzeige und bei der Berechnung der Satttemperatur berücksichtigt wird. In Figur 44 ist der relevante Ausschnitt aus der Visualisierung gezeigt, sowie für sechs zufällig ausgewählte Betriebspunkte der angezeigte Druck und die angezeigte Temperatur. Zusätzlich sind die mit CoolPack berechneten Satttemperaturen angegeben, wenn der angezeigte Druck als Absolutdruck oder als Überdruck interpretiert wird.

Druckmessung, Berechnung der Temperatur



Figur 44: Anzeige und Berechnung des Drucks und der Temperatur im Kondensator.

Aus diesem Befund schliessen wir, dass in der Visualisierung der Überdruck angezeigt wird. Es sollte der Absolutdruck angezeigt werden. Für die Berechnung der Satttemperatur wird mitberücksichtigt, dass es sich bei der Messung um einen Überdruck handelt. Die dabei Verwendete Formel berechnet die Temperatur um 0.5 °C zu tief.

Fazit Stand 13. Mai 2008

Der Fehler bestand bis zum 4. Dezember 2008 um 9 Uhr. Seit dem 4. Dezember 2008 um 11 Uhr ist der Fehler behoben. Drücke sind vor diesem Zeitpunkt Relativdrücke und nach diesem Zeitpunkt Absolutdrücke.

Problem am 4.12.08 behoben

A5.2. Elektromessung einfache Abklärung

Die elektrischen Leistungen werden von insgesamt fünf Zählern erfasst, die zum Teil redundant sind. Ein Überblick über die verwendeten Stromwandler und Zähler ist in Tabelle 13 gezeigt. Am 30. Mai 2008 wurde die Anlage während 15 Minuten genauer beobachtet, während denen nur der Kompressor 1 in Betrieb war und die anderen zwei ausgeschaltet waren (Ergebnisse siehe Tabelle 14). Die auf der Visualisierung angezeigten Leistungen wurden mit den Leistungen verglichen, die durch direktes Ablesen der Zähler am Anfang und am Ende der 15 Minuten ermittelt wurden. Zusätzlich konnte bei der Leistungsmessung des Kompressor 1 (unterstes Gerät mit roter LED Anzeige) direkt die Leistung abgelesen werden. Als letzte Kontrolle wurde der Hersteller des Kompressors um die Leistungsaufnahme beim gefahrenen Betriebspunkt gefragt.

Überprüfung der Elektromessung

	Stromwandler			Zähler				SPS	PC
	Typ	CT-Faktor		Typ	fähig, Faktor im Gerät abzulegen	Faktor Anzeige des Zählers	Faktor Output auf M-Bus	Faktor	Faktor
E-Messung Gesamt- Wärmepumpe Referenz	REDUR T6A 150/5	30		DIZ-D65i-DI digital	ja (via M-Bus)	30	wird nicht über den M-Bus geführt	--	--
E- Messung Gesamt- Wärmepumpe	MBS ASK31.3 200/5	40		EIZ-ED-WA7390	ja (via M-Bus)	1	1	1	25 40
E-Messung Pumpen und Steuerung	im Zähler integriert	1		EIZ-EDWS7390	ja (Wandler im Zähler integriert, ab Werk 1)	1	1	1	1
Elektromessung Kompressoren	MBS ASK31.3 200/5	40		EIZ-ED-WA7390	ja (via M-Bus)	1	1	1	25 40
Leistungsmessung Kompressor 1	nicht beschriftet	12		SINEAX A 230s			wird nicht über den M-Bus geführt	--	--

Tabelle 13: Übersicht über die Elektromessung mit den Umrechnungsfaktoren. Die ursprünglich falschen Faktoren wurden am 4. Dezember 2008 korrigiert (rot eingezeichnet).

Anzeige auf der Visualisierung	Total (ZL090W:H09:ELE:001)	17.0 kW	
	NB (ZL090W:H09:ELE:002)	1.5 kW	
	WP (ZL090W:H09:ELE:003)	16.0 kW	
Berechnungen aus Ablesungen der Elektrozähler	Gesamt-Wärmepumpe Referenz	26.96 kW	
	Gesamt-Wärmepumpe	27.20 kW	
	Pumpen und Steuerung	2.4 kW	
	Kompressoren	25.60 kW	
	Kompressor 1	25.2 kW	
Direkte Ablesung	Kompressor 1	25 kW	
Angabe des Verdichterherstellers	Kompressor 1:	21 kW	
	Betriebspunkt: Eintritt: 5.7 bara, 4 K Überhitzung, Austritt: 21.4 bara	(bei 20 °C Umgebungstemperatur)	

Tabelle 14: Elektrische Leistungswerte abgelesen am 30. Mai 2008 zwischen 08:09 und 08:24. Während dieser Zeit war nur der Kompressor 1 in Betrieb. Anzeige der Visualisierung sind Mittelwerte von 4 Ablesungen direkt ab dem Bildschirm. Berechnungen aus Ablesungen der Elektrozähler wurden aus den Zählerständen und der verstrichenen Zeit berechnet. Der unterste Elektrozähler für den Kompressor 1 zeigte zusätzlich für alle drei Phasen die folgenden Werte: 43 A, 230 V und $\phi = 0.86$.

Aus Tabelle 14 wird ersichtlich, dass sich die redundanten Messungen, die durch direktes Ablesen der Zähler ermittelt wurden sowie die Leistungsanzeige des untersten Zählers für Kompressor 1 gegenseitig bestätigen. Bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C würde gemäss Angaben des Verdichterherstellers die Leistungsaufnahme des 22 kW Motors 21 kW betragen. Die auf der Visualisierung angezeigten Werte stehen im Widerspruch dazu und sind deutlich tiefer.

Visualisierung zu tief

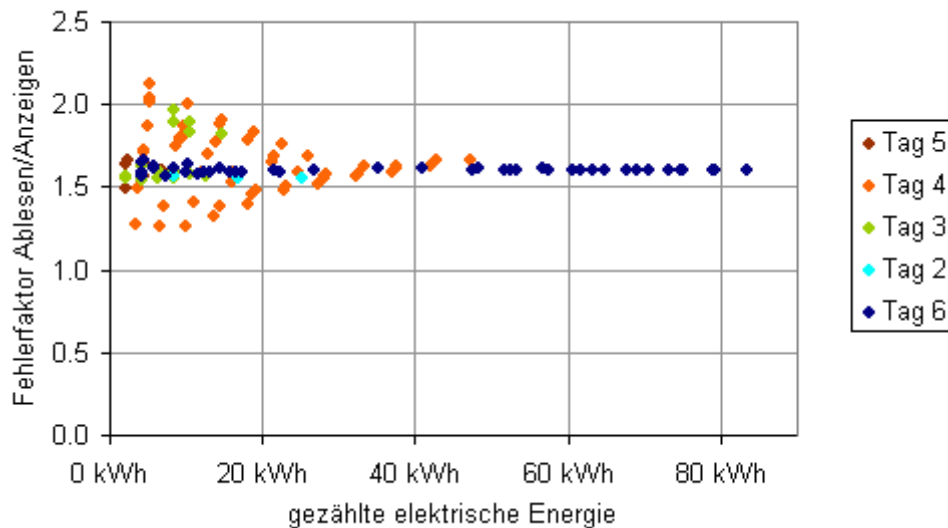
Das Ablesen der Zähler im Abstand von 15 Minuten, wie das für die Analyse in Tabelle 14 gemacht wurde, ist nicht sehr genau. Je länger die zwei Ablesungen auseinander liegen, desto genauer wird die so berechnete Leistung. Deshalb wurden Aufzeichnungen zwischen 15 Minuten und einer Stunde an vier Tagen ausgewertet. Während den Aufzeichnungen war die Wärmepumpe immer mit der gleichen Anzahl Kompressoren in Betrieb. Es wurde für viele Zeitabschnitte t_{ab} der Fehlerfaktor berechnet zwischen der mit den Elektrozählern ermittelten Leistung $P_{abgelesen}$ und der von der Visualisierung angezeigten Leistung $\overline{P_{angezeigt}}$ gemäss

Ungenauigkeit bei kurzem Ableseintervall

$$\text{Fehlerfaktor} = \frac{P_{abgelesen}}{\overline{P_{angezeigt}}} = \frac{(Q_a - Q_b)/t_{ab}}{(\overline{P_1 + P_2 + \dots + P_N})/N} \quad (34)$$

wobei Q_a und Q_b die im Abstand t_{ab} abgelesenen Energiezähler zu den Zeitpunkten a und b sind und $P_1, P_2, \dots, P_N$ die auf der Visualisierung während des Zeitraums t_{ab} abgelesenen Leistungen sind. Die Auswertung ist in Figur 45 gezeigt. Es wird ersichtlich, dass der Faktor bei einer Messzeit von 5 Minuten stark streut und bei einer Messzeit von 1 Stunde gegen einen Mittelwert tendiert. Das ist ein Hinweis, dass die Visualisierung die elektrischen Leistungen um einen konstanten Faktor zu tief anzeigt.

Tendenz zu einem konstanten Wert



Figur 45: Fehlerfaktor der Gesamtleistung der WP, die aus der direkten Ablesung berechnet wurde zur Leistung, die auf der Visualisierung angezeigt wird gemäss Gleichung (34) auf Seite 66. Tag 2: 15. Mai 08 08:27 bis 08:57, Tag 3: 16. Mai 08 08:00 bis 08:40, Tag 4: 21. Mai 08 09:05 bis 10:00, Tag 5: 30. Mai 2008 08:09 bis 08:24, Tag 6: 6. Juni 08 08:30 bis 10:10. Während diesen Zeiträumen war die Wärmepumpe immer mit der gleichen Anzahl Kompressoren in Betrieb, manchmal hat ein Umschalten stattgefunden. Asymptoten: Tag 4: 1.61, Tag 6: 1.60.

	Elektromessung Gesamt WP	Elektromessung Pumpen + Steuerung	Elektromessung Kompressoren
Summe der Leistungen	32621.6 kW	3833.1 kW	30015.7 kW
Ableseschritte Δt	1 Minute	1 Minute	1 Minute
Integral der gemessenen Leistungen	543.69 kWh	63.885 kWh	500.26 kWh
Differenz Elektrozähler	0.9 MWh	0.1 MWh	0.8 MWh
Fehlerfaktor	1.66	1.57	1.60

Tabelle 15: Vergleich der vom Messsystem erfassten Energiezähler und Leistungen am 1. März 2008.

Die elektrischen Leistungen werden von der Messdatenerfassung mit einem Faktor von ca. 1.6 zu klein erfasst und angezeigt. Somit wird auf der Visualisierung der COP um den gleichen Faktor zu hoch angezeigt.

A5.3. Elektromessung vertiefte Abklärung

Die obigen Abklärungen aus dem vorherigen Kapitel A5.3 haben Fragen offen gelassen, ob die Elektrozähler die elektrische Leistung richtig bestimmen oder ob sie von hochfrequenten Störungen von Softstartern oder leistungsgeregelten Pumpen beeinflusst werden. Deswegen wurde die Firma TORSE damit beauftragt, eine genau Messung vorzunehmen. Es wurde der Strom und die Spannung mit einer Frequenz von 1 MHz abgetastet und miteinander multipliziert, was zu jedem Zeitpunkt die momentane Leistung ergibt.

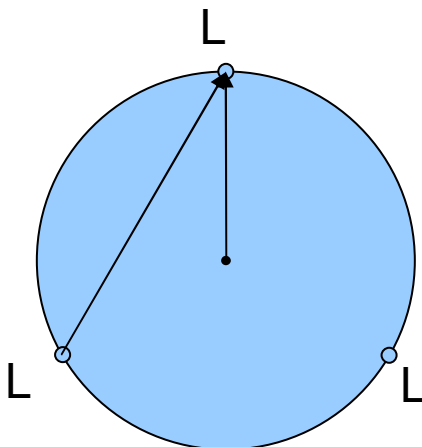
Gerät	Bezeichnung	Hersteller	Serie Nr
Oszilloskop	WS424	LECROY	18680
Current Probe	PR 1030	LEM	na
Differential Probe	SI-9002	Saphire Instruments	SN:022121

Tabelle 16: Durch Torse verwendete Messinstrumente. Die Geräte waren nicht geeicht.

Der Strom wurde jeweils nur für eine Phase und die Spannung nur zwischen zwei Phasen mit einem Oszilloskop aufgezeichnet. Die Spannung wurde mit der Diffe-

rential-Probe zwischen den Phasen L2 und L3 gemessen und der Strom in der Phase L3. Die weiteren Phasen wurden jeweils kurz kontrolliert. Diese Werte weichen höchstens 2 % von den aufgezeichneten Werten ab.

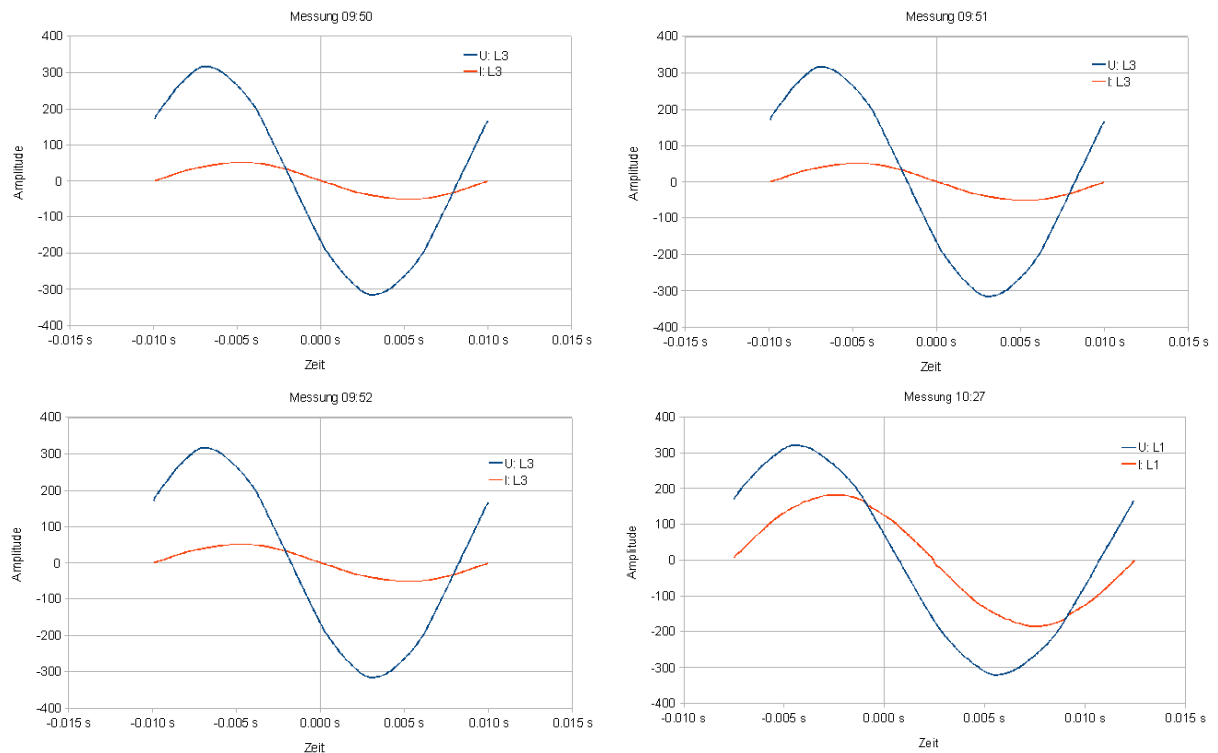
Da die gewählte Messtechnik zwischen der Spannung und dem Strom eine Phasenverschiebung von 30 Grad aufweist, wurden die Messpunkte der Spannung um 30 Zellen verschoben, skaliert und auf U3 umbenannt. (Spalte F). Die Geometrie in Figur 46 verdeutlicht den Korrektur-Winkel von 30 Grad und die Skalierung mit 0.58 um die verkettete Spannung in die Phasen-Spannung umzuwandeln. Die Wirkleistung für alle 3 Phasen wurde lediglich durch die Verdreifachung der Einphasenberechnung ermittelt. Für die Messresultate darf insgesamt ein Fehler von $\pm 2.5\%$ angenommen werden. Diese ergeben sich aus den nicht kalibrierten Messgeräten und der Messmethode.



Figur 46: Phasendiagramm von Strom und Spannung. Es ergibt sich ein Korrektur-Winkel von 30 Grad und eine Skalierung mit 0.58, um die verkettete Spannung in die Phasen-Spannung umzuwandeln.

Messpunkt	Einheit	Kompres-sor 1	Kompres-sor 2	Kompres-sor 3	Gesamte Wärme-pumpe
Messpunkt im Schaltplan	-	vor 11N1	vor 12N1	vor 13N1	nach 4Q1
Messzeit	-	09:50	09:51	09:52	10:27
Messphase	-	L3	L3	L3	L1
Spannung	V	221.73	221.91	221.94	224.72
Strom	A	36.03	34.79	35.45	129.65
Wirkleistung	W	6'697.41	6'377.25	6'586.52	25'048.67
Scheinleistung	W	7'988.76	7'719.53	7'867.76	29'133.97
cos phi	-	0.84	0.83	0.84	0.86
phi	grad	33.03	34.30	33.16	30.71
Wirkleistung 3 Phasen	W	20'092.23	19'131.75	19'759.57	75'146.00

Tabelle 17: Die durch Torse durchgeführten Messungen. Die Messung der gesamten Wärmepumpe sind Kompressoren und Nebenaggregate.



Figur 47: Strom- und Spannungsverlauf der vier Messungen aus Tabelle 17. Die Amplitude zeigt Volt bzw. Ampère.

Messung	3 Messungen Einzelkompressoren aus Tabelle 17 09:51 bis 09:53		Gesamtmessung aus Tabelle 17 10:27	
durch Torse gemessen	58.98 kW	100.0 %	75.14 kW	100.0 %
Direktmessung Zähler DIZ-D65i-DI digital	--	--	77.14 kW	102.7 %
Direktmessung Zähler EIZ-EDWA7390	--	--	78.17 kW	104.0 %
Visualisierung/Ablage = 1/Fehlerfaktor	38.1 kW	64.6 % = 1/1.55	47.9 kW	63.7 % = 1/1.57

Tabelle 18: Vergleich der Messungen durch Torse mit Direktmessungen bei den Zählern mittels Filmaufnahmen und Auswertung der Blinkfrequenz sowie Visualisierung auf dem Internet.

Die Messwerte aus Tabelle 19 zeigen, dass die Visualisierung bei den elektrischen Leistungen ca. einen Faktor 1.6 zu wenig anzeigt und somit einen Faktor 1.6 zu viel beim COP. Die Messungen von Torse und der Elektrozähler liegen 3 % auseinander.

Daten	Messinstrument	Fehlerfaktor	Durchschnitt
Figur 45 Tag 4	Elektrozähler	1.61	1.61
Figur 45 Tag 6	Elektrozähler	1.60	
Tabelle 15 Gesamt WP	Elektrozähler	1.66	
Tabelle 15 Pumpen + Steuerung	Elektrozähler	1.57	
Tabelle 15 Kompressoren	Elektrozähler	1.60	
Tabelle 18 Einzelkompressoren	KO	1.55	1.56
Tabelle 18 Gesamtmessung	KO	1.57	

Tabelle 19: Zusammenfassung der Messungen. Die Abweichung von 3 % im Faktor ist die gleiche Abweichung von 2.7 % und 4 %, wie sie in Tabelle 18 beim Vergleich der Zählermessungen mit den KO Messungen sichtbar wird.

A5.4. Elektromessung Fehlerbehebung

Der Fehler bestand bis am 4. Dezember 2008 um 9 Uhr. Seit dem 4. Dezember 2008 um 11 Uhr wird die elektrische Leistung der Gesamtwärmepumpe und der Kompressoren richtig erfasst. Die elektrischen Leistungen der Gesamtwärmepumpe (ZL090W:H09:ELE:001:Power) und der Kompressoren (ZL090W:H09:ELE:003:Power) sind vor diesem Zeitpunkt in der Datenerfassung um einen Faktor 1.6 zu klein, nach diesem Datum stimmen sie. Der auf der Visualisierung angezeigte COP war als Folge davon vor dem Zeitpunkt um einen Faktor 1.6 zu gross. Aus Versehen wird seit diesem Zeitpunkt in der Datenerfassung der elektrische Energiezähler (ZL090W:H09:ELE:001:Energy) nicht mehr in der Einheit MWh sondern in der Einheit 0.01 MWh erfasst (siehe Tabelle Seite 43). Es wurde weiter festgestellt, dass die Einschaltbefehle der beiden Pumpen am Warmwasserspeicher (ZL090H:H15:PW:001 und ZL090H:H15:PW:004) erst seit dem 4. Dezember 2008 erfasst werden.

beheben am
4.12.08

In der in dieser Arbeit vorgenommenen Analyse wurden die Daten vor dem 4. Dezember 2008 im Nachhinein korrigiert, sodass nur korrekte elektrische Daten verwendet werden.

	Bezeichnung	DMS-Name	Kommentar	Channel	Station	T-Nr.	Typ	Adresse	SPS Lo	SPS Hi	Unit Lo	Unit Hi	Diff
87	Elektromessung Gesamt WP	ZL090W:H09:ELE:001:Energy	Energie	SOCKET	0	10	Register	1324	0	100000	0.00	40.00	0.00
88	Elektromessung Gesamt WP	ZL090W:H09:ELE:001:Power	Leistung	SOCKET	0	10	Register	1326	0	1000 40	0.00	1.00 40	0.00
89	Elektromessung Pumpen + Steuerung	ZL090W:H09:ELE:002:Energy	Energie	SOCKET	0	10	Register	1334	0	10000	0.00	1.00	0.00
90	Elektromessung Pumpen + Steuerung	ZL090W:H09:ELE:002:Power	Leistung	SOCKET	0	10	Register	1336	0	1000	0.00	1.00	0.00
91	Elektromessung Kompressoren	ZL090W:H09:ELE:003:Energy	Energie	SOCKET	0	10	Register	1344	0	100000	0.00	40.00	0.00
92	Elektromessung Kompressoren	ZL090W:H09:ELE:003:Power	Leistung	SOCKET	0	10	Register	1346	0	1000 40	0.00	1.00 40	0.00

Figur 48: Auszug aus den Wandlerfaktoren der Datenerfassung und Korrektur der Fehler.

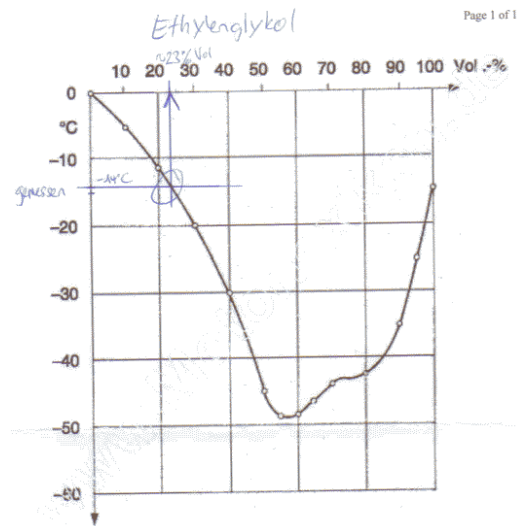
A5.5. Wärmezähler

Die Wärmezähler bestehen aus einem Durchflussmeter und einem Paar Temperaturfühler. Aus der Messung des momentanen Volumenstroms $\dot{V}(t)$ und der momentanen Temperaturdifferenz $\Delta T(t)$ wird in einem „Rechner“ die Leistung berechnet gemäss

$$\dot{Q}(t) = cp(t) \cdot \rho(t) \cdot \dot{V}(t) \cdot \Delta T(t) \quad (35)$$

Die Wärmekapazität $cp(t)$ und die Dichte $\rho(t)$ sind streng genommen auch zeitabhängig, da sie sich mit dem Mediumstemperatur verändern. Diese Abhängigkeit kann in der Praxis jedoch vernachlässigt werden. Beide Grössen sind von der Mediumszusammensetzung abhängig. Zunächst wurde die Zusammensetzung der Sole verifiziert, indem eine Probe aus der Anlage mit einem Refraktometer untersucht wurde (Figur 49). Das Ergebnis ist, dass die Sole aus einem Gemisch aus Wasser und Ethylenglykol besteht mit 23 Volumenprozent Ethylenglykol. Mit der Software CoolPack wurde für Wasser und Sole die von den Rechnern aus Figur 50 verwendeten Produkte $cp \cdot \rho$ während stationären Zeiträumen eines Tages ermittelt (Figur 51 bis Figur 56). Auf diese Weise wurden die Korrekturfaktoren f_{kLeist} für die Wärmeleistung in Tabelle 20 Seite 81 ermittelt. Die korrekte Übertragung der gemessenen Leistung vom Wärmezähler in die Datenerfassung wurde mit den Daten aus Figur 57 überprüft.

Figur 49: Gefrierpunkt eines Gemisches aus Ethylenglykol und Wasser in Abhängigkeit der Ethylenglykolkonzentration. Der Gefrierpunkt wurde mittels eines für Ethylenglykol geeichten Refraktometers bestimmt. Die Analyse der Sole aus dem Schulhaus Limmat zeigt, dass es sich um ein Gemisch mit 23 Vol. % Ethanol handelt.



Energiezähler Wärmepumpe (100)



Energiezähler Zwischenkreis Verdampfer (101)



Energiezähler Zylinderkopfkühlung (102)



Energiezähler Gaskessel (103)



Energiezähler Heizungsverteiler (104)

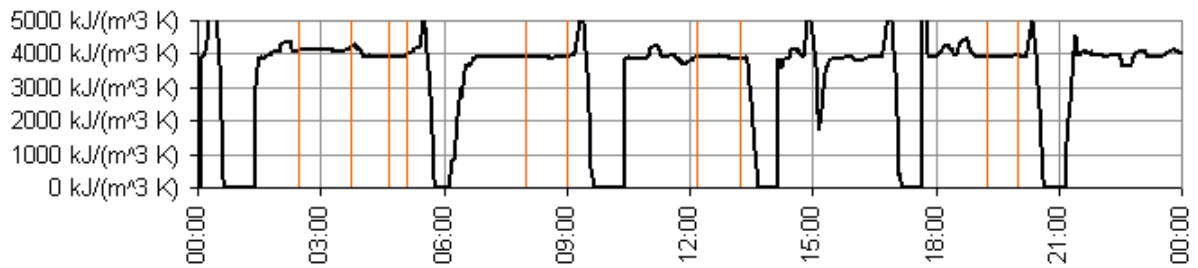


Energiezähler BWW (105)

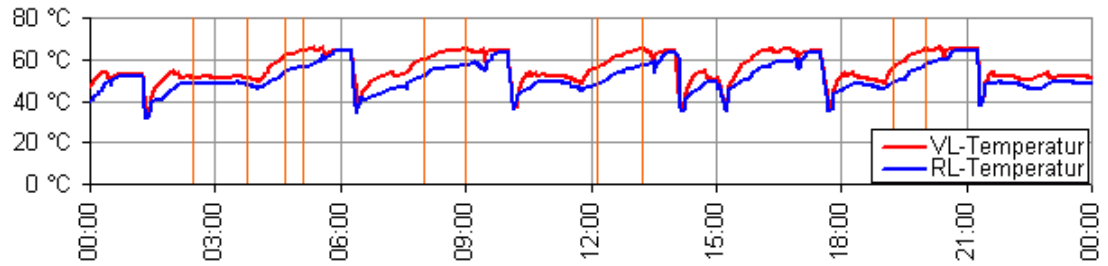


Figur 50: Recheneinheiten der Wärmezähler.

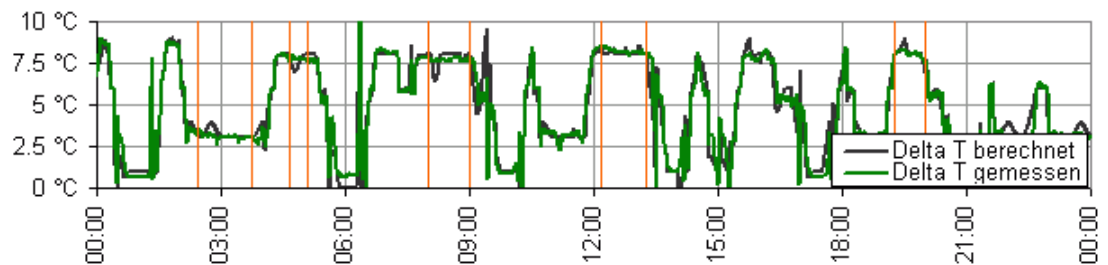
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



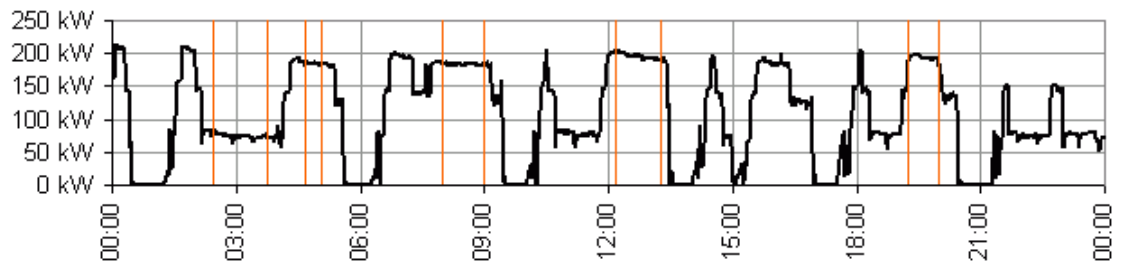
b) Vorlauf und Rücklaufftemperatur:



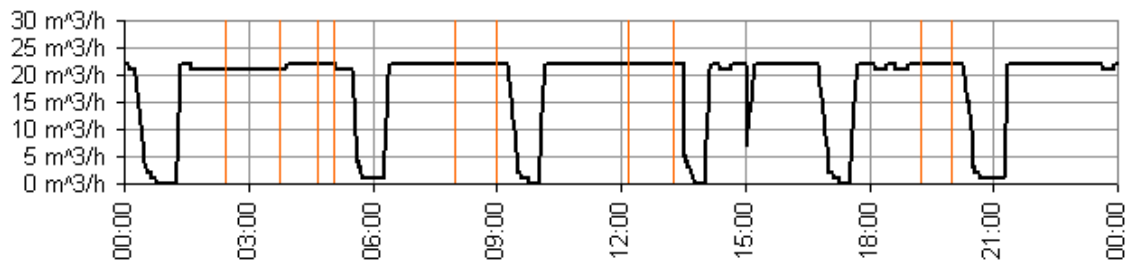
c) Temperaturdifferenz:



d) Leistung:

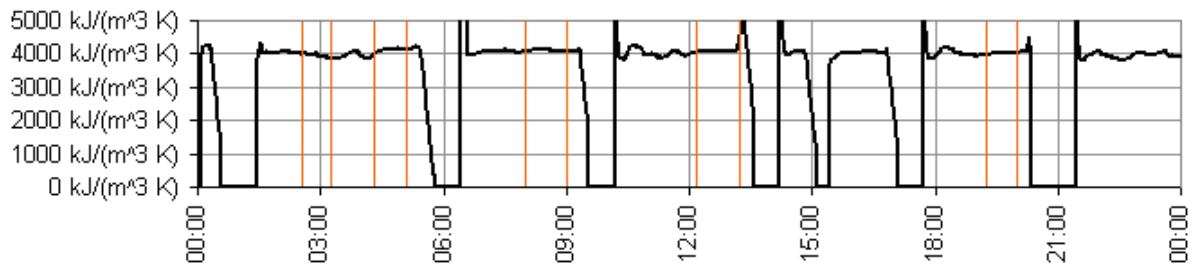


e) Durchfluss:

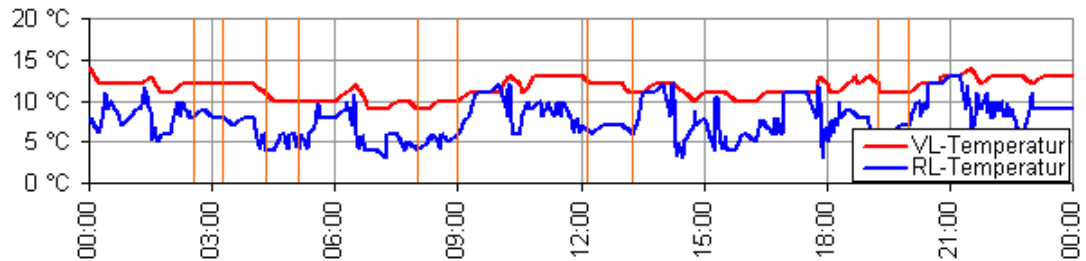


Figur 51: Messdatenauswertung des Energiezählers Wärmepumpe (100) anhand der Daten vom 1. März 2008. Es wurde die stationären Betriebspunkte zwischen den orangen Linien ausgewertet.

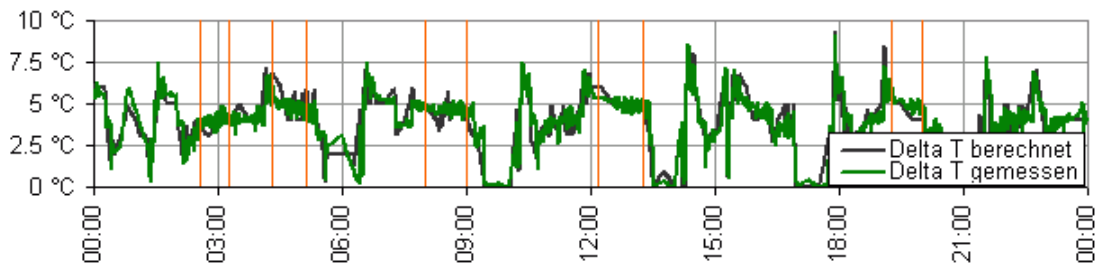
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



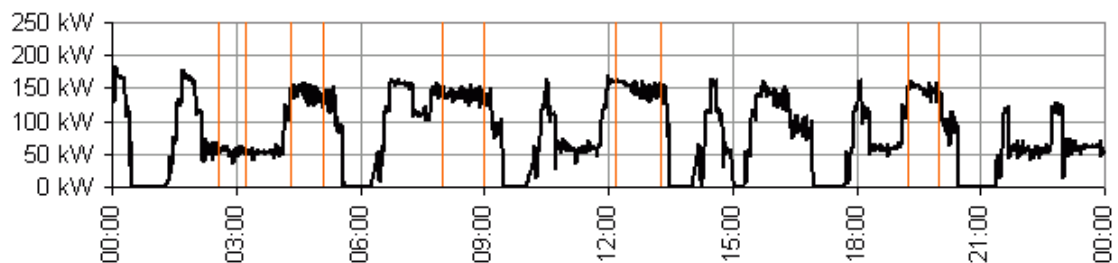
b) Vorlauf und Rücklauftemperatur:



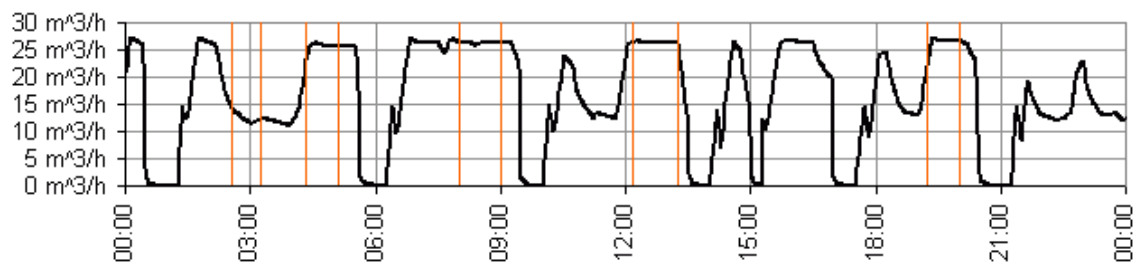
c) Temperaturdifferenz:



d) Leistung:

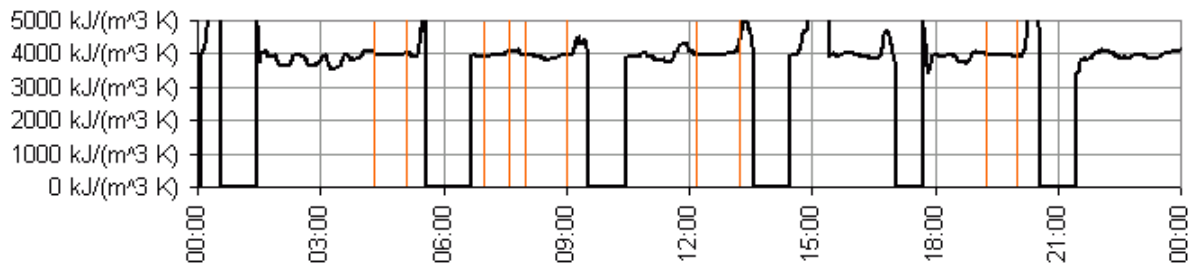


e) Durchfluss:

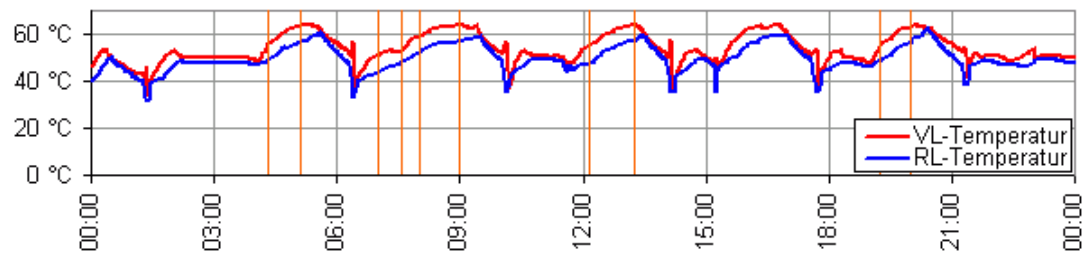


Figur 52: Messdatenauswertung des Energiezählers Zwischenkreis Verdampfer (101) anhand der Daten vom 1. März 2008. Es wurde die stationären Betriebspunkte zwischen den orangen Linien ausgewertet.

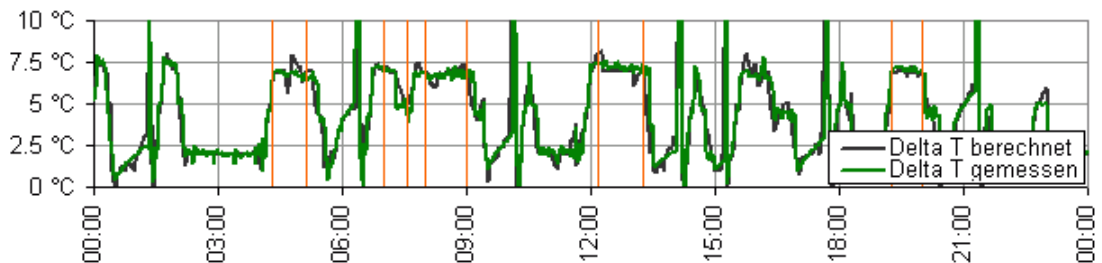
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



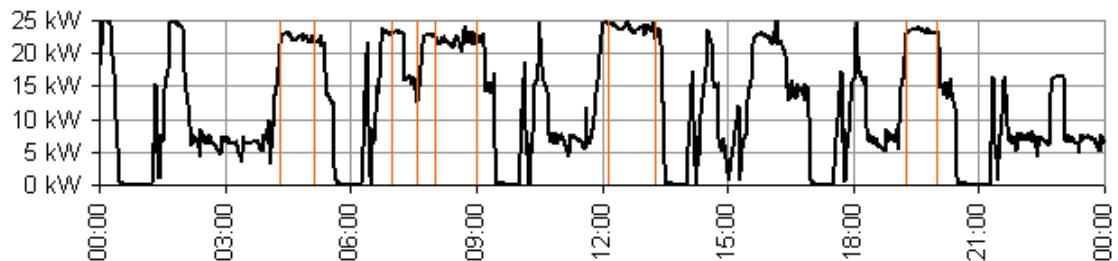
b) Vorlauf und Rücklaftemperatur:



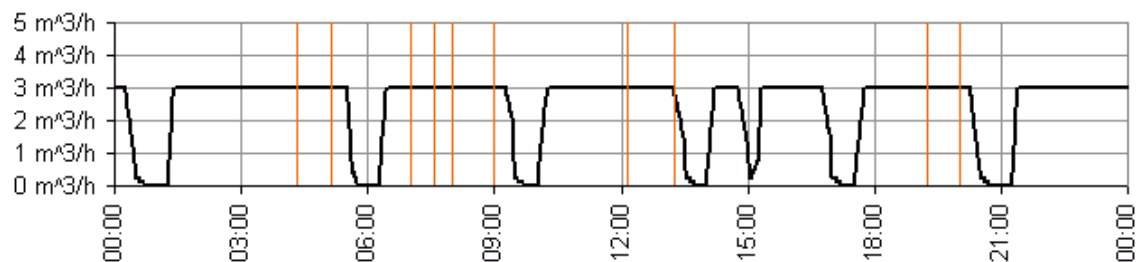
c) Temperaturdifferenz:



d) Leistung:

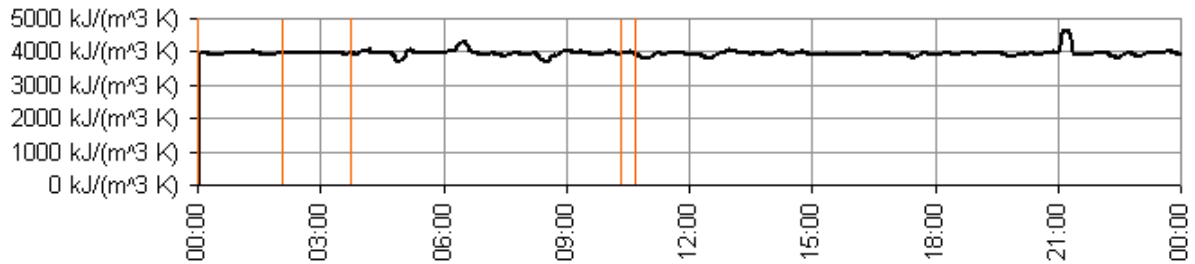


e) Durchfluss:

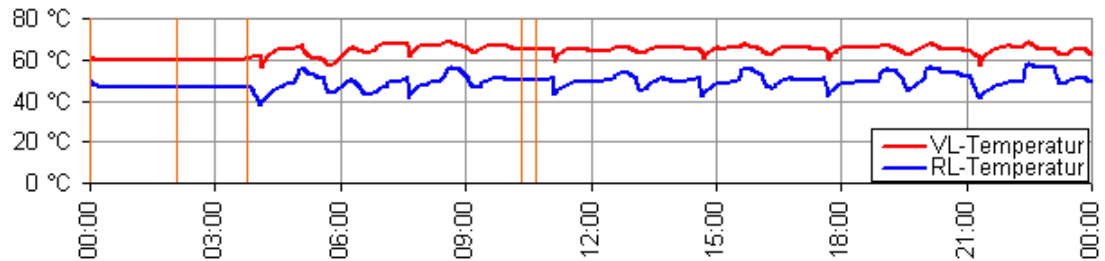


Figur 53: Messdatenauswertung des Energiezählers Zylinderkopfkühlung (102) anhand der Daten vom 1. März 2008. Es wurde die stationären Betriebspunkte zwischen den orangen Linien ausgewertet.

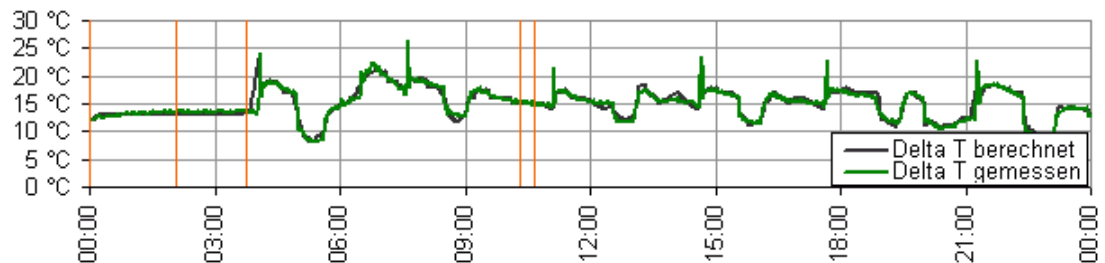
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



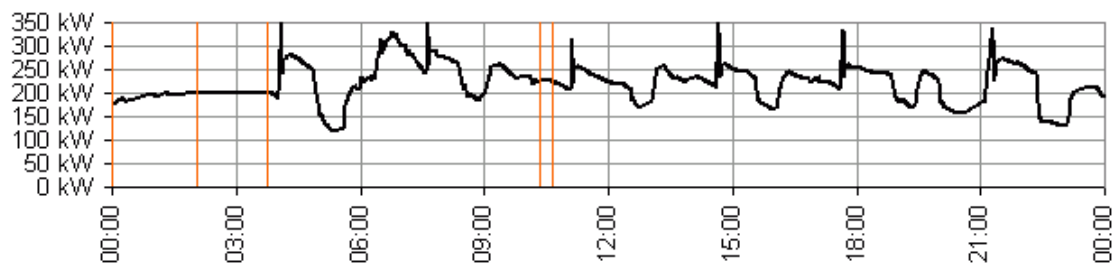
b) Vorlauf und Rücklaftemperatur:



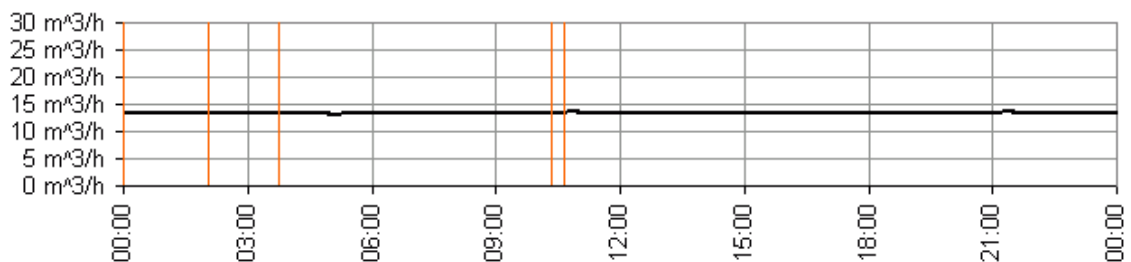
c) Temperaturdifferenz:



d) Leistung:

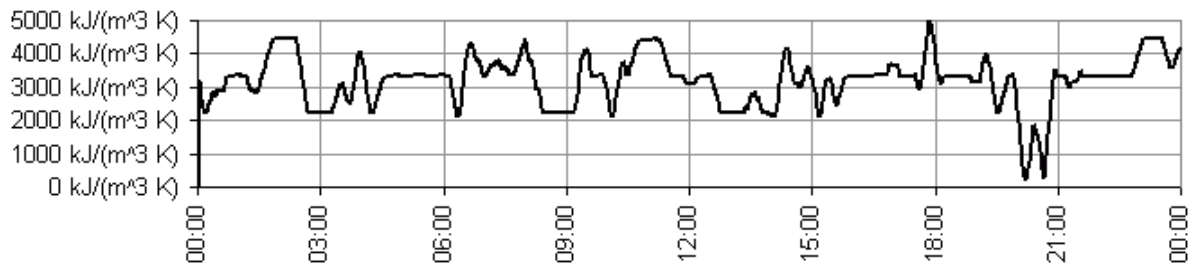


e) Durchfluss:

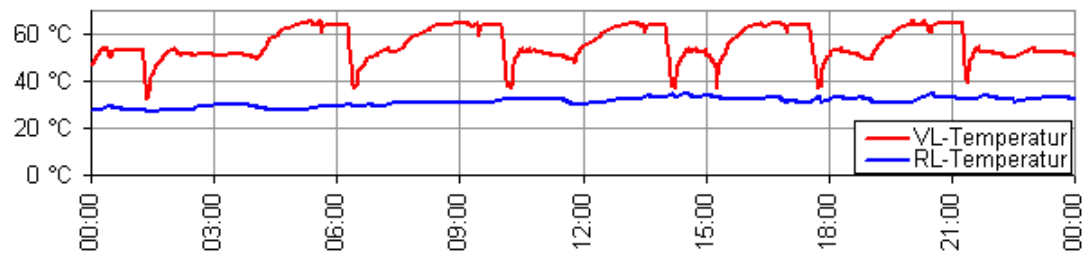


Figur 54: Messdatenauswertung des Energiezählers Gaskessel (103) anhand der Daten vom 1. Februar 2009. Es wurde die stationären Betriebspunkte zwischen den orangen Linien ausgewertet.

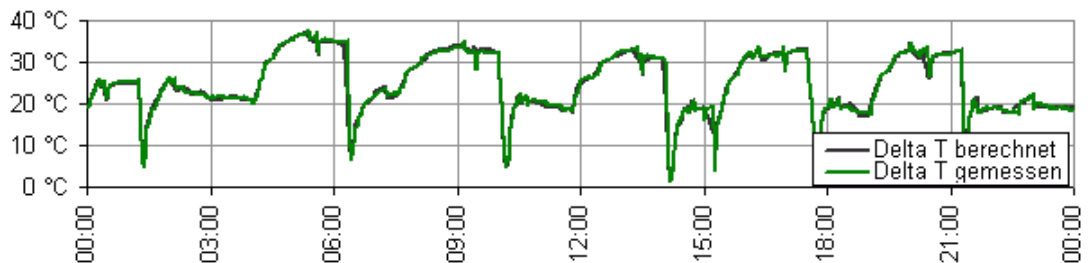
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



b) Vorlauf und Rücklauf Temperatur:



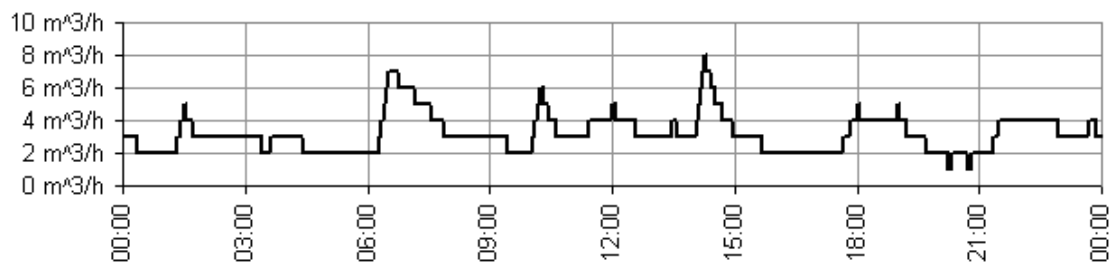
c) Temperaturdifferenz:



d) Leistung:

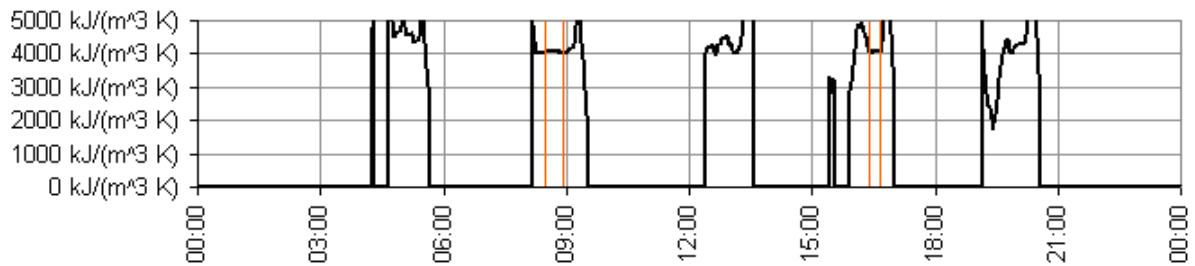


e) Durchfluss:

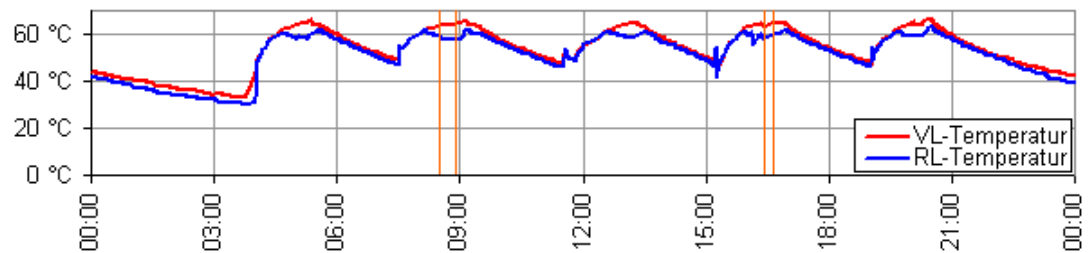


Figur 55: Messdatenauswertung des Energiezählers Heizungsverteiler (104) anhand der Daten vom 1. März 2008. Die Daten konnten nicht ausgewertet werden, da die Durchflussdaten e) nur auf eine gültige Stelle genau abgespeichert werden.

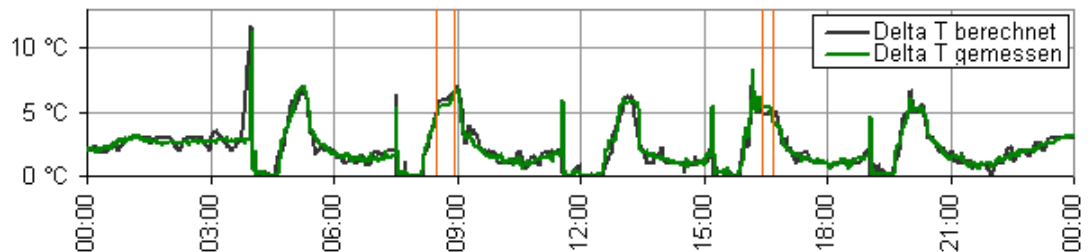
a) $cp \cdot \rho$ über 15 Minuten gemittelt:



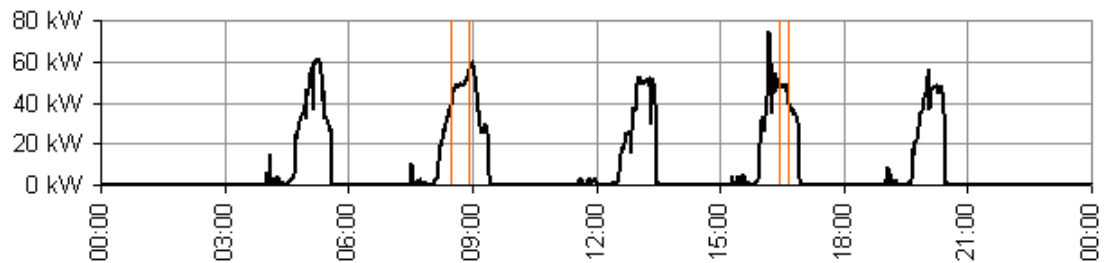
b) Vorlauf und Rücklaftemperatur:



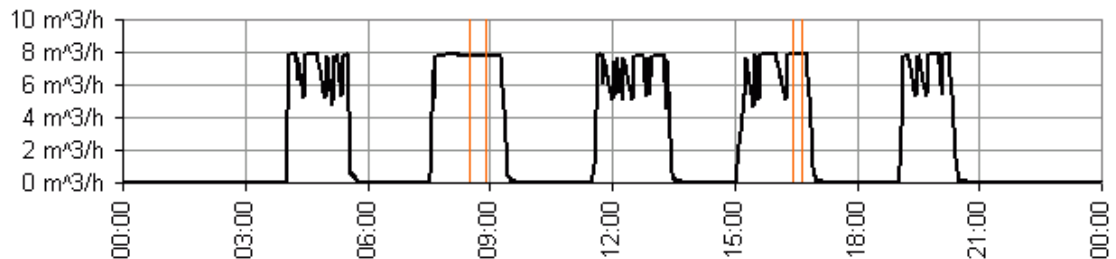
c) Temperaturdifferenz:



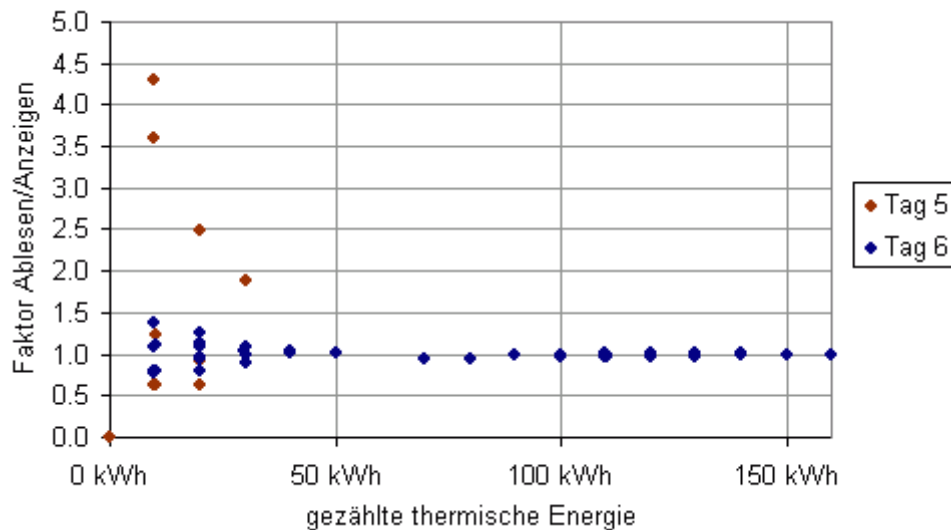
d) Leistung:



e) Durchfluss:



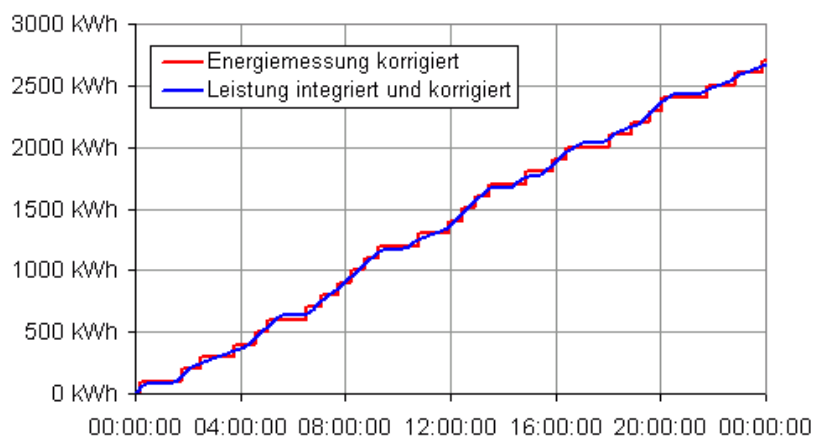
Figur 56: Messdatenauswertung des Energiezählers BWW (105) anhand der Daten vom 1. März 2008. Es wurde die stationären Betriebspunkte zwischen den orangen Linien ausgewertet.



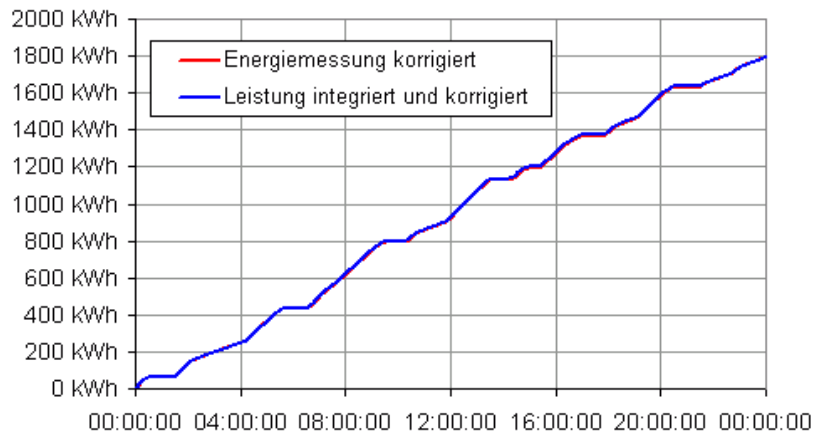
Figur 57: Faktor der Leistung, die aus der direkten Ablesung berechnet wurde zur Leistung, die auf der Visualisierung angezeigt wird gemäss Gleichung (34) auf Seite 66. Tag 2: 15. Mai 08 08:27 bis 08:57, Tag 3: 16. Mai 08 08:00 bis 08:40, Tag 4: 21. Mai 08 09:05 bis 10:00, Tag 5: 30. Mai 2008 08:09 bis 08:24, Tag 6: 6. Juni 08 08:30 bis 10:10. Während diesen Zeiträumen war die Wärmepumpe immer mit der gleichen Anzahl Kompressoren in Betrieb, manchmal hat ein Umschalten stattgefunden.

Es wurde eine Abweichung festgestellt zwischen den Leistungsdaten eines bestimmten Wärmezählers und seinen Energiedaten. Eine Integration der Leistungsdaten muss gleich viel geben, wie die Energiedaten. Auch bei der Energie wurden Korrekturfaktoren f_{KE} ermittelt. Diese wurden so bestimmt, dass die Integration der Leistungsdaten während eines Tages (Ableseintervall: eine Minute) mit den aufgezeichneten Energiedaten übereinstimmt (siehe Figur 58 Seite 78 bis Figur 63 Seite 80). Die Ergebnisse sind zusammen mit den Korrekturfaktoren für die Leistungsdaten in Tabelle 20 auf Seite 81 aufgeführt.

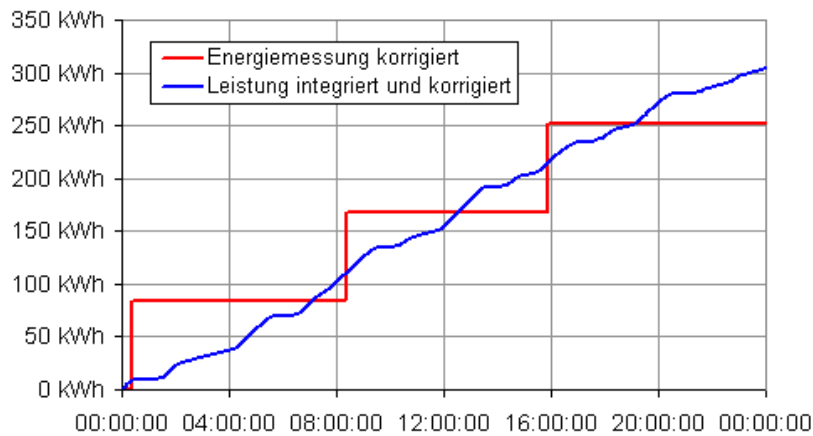
Abweichung zwischen Energiedaten und Integration der Leistungsdaten



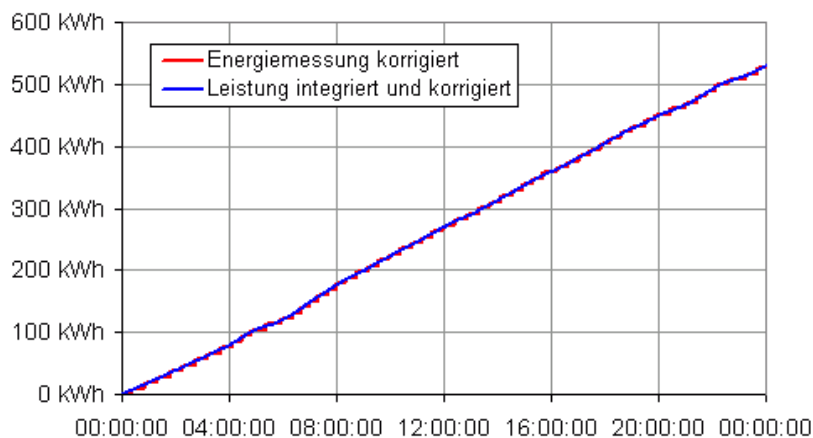
Figur 58: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers Wärmepumpe (100) während eines Tages (1. März 2008, ein Wert pro Sekunde) zur Bestimmung des Korrekturfaktors der Energiedaten in Tabelle 20 Seite 81.



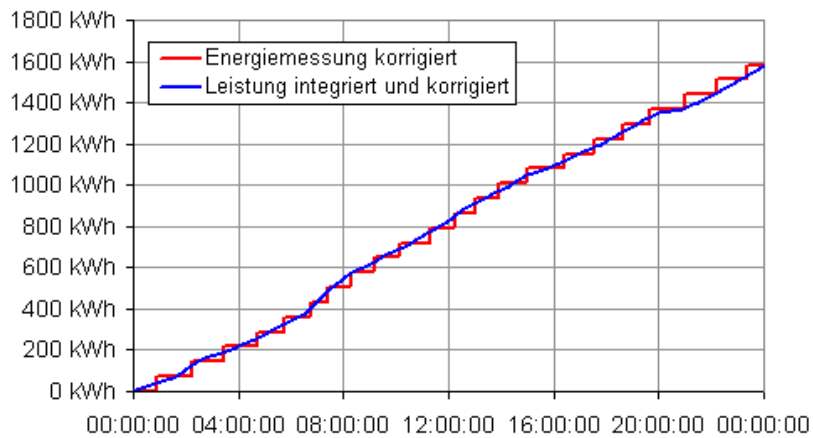
Figur 59: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers Zwischenkreis Verdampfer (101) während eines Tages (1. März 2008, ein Wert pro Sekunde) zur Bestimmung des Korrekturfaktors der Energiedaten in Tabelle 20 Seite 81.



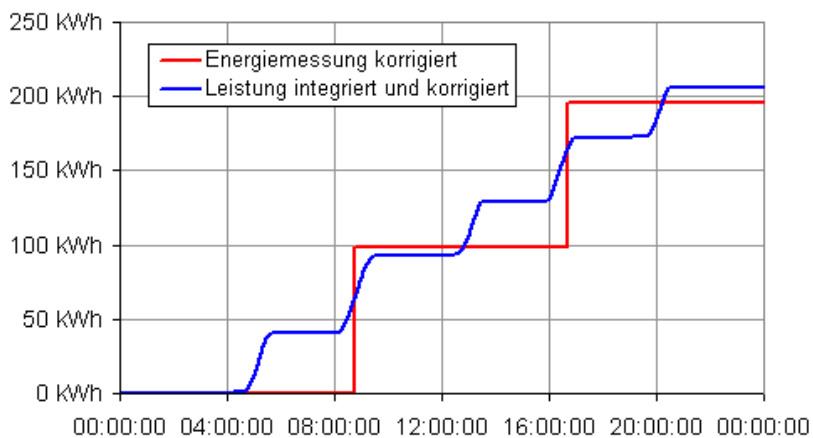
Figur 60: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers Zylinderkopfkuhlung (102) während eines Tages (1. März 2008, ein Wert pro Sekunde). Der Korrekturfaktor der Energiedaten kann mit der groben Auflösung der Energiesmessung nicht bestimmt werden.



Figur 61: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers Gaskessel (103) während eines Tages (1. Februar 2009, ein Wert pro Sekunde) zur Bestimmung des Korrekturfaktors der Energiedaten in Tabelle 20 Seite 81.



Figur 62: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers Heizungsverteiler (104) während eines Tages (1. März 2008, ein Wert pro Sekunde) zur Bestimmung des Korrekturfaktors der Energiedaten in Tabelle 20 Seite 81.



Figur 63: Vergleich der Integration der korrigierten Leistungsdaten und der aufgezeichneten Energiedaten des Energiezählers BWV (105) während eines Tages (1. März 2008, ein Wert pro Sekunde). Der Korrekturfaktor der Energiedaten kann mit der groben Auflösung der Energiemessung nicht bestimmt werden.

	Energie- zähler Wärme- pumpe (100)	Energiezäh- ler Zwi- schenkreis Verdampfer (101)	Energie- zähler Zy- linderkopf- kühlung (102)	Energiezäh- ler Gaskes- sel (103)	Energie- zähler Hei- zungsver- teiler (104)	Energiezäh- ler BWW (105)
Medium	Wasser	23 Vol% Ethylenglykol	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser
<i>cp·p</i> Materialdaten	bei 55.8 °C 4160 kJ/(m³ K) 105.6 %	bei 8.6 °C 3879 kJ/(m³ K) 92.8 %	bei 56.2 °C 4159 kJ/(m³ K) 105.5 %	bei 54.2 °C 4166 kJ/(m³ K) 101.0 %	bei 45.9 °C 4185 kJ/(m³ K)	bei 61.3 °C 4141 kJ/(m³ K) 104.5 %
<i>cp·p</i> Messdaten der Leistung	bei 55.8 °C 3939 kJ/(m³ K) 100.0 %	bei 8.6 °C 4181 kJ/(m³ K) 100.0 %	bei 56.2 °C 3943 kJ/(m³ K) 100.0 %	bei 54.2 °C 4123 kJ/(m³ K) 100.0 %		bei 61.3 °C 3963 kJ/(m³ K) 100.0 %
bestimmter Korrekturfaktor Leistung	1.056	0.928	1.055	1.010	nicht be- stimmbar	1.045
verwendeter Korrekturfaktor Leistung f_{kLeist}	1.052	0.928	1.052	1.000	1.000	1.052
Analyse Leis- tungsdaten	Figur 51 Seite 72	Figur 52 Seite 73	Figur 53 Seite 74	Figur 54 Seite 75	Figur 55 Seite 76	Figur 56 Seite 77
bestimmter Korrekturfak- tor Energie	1.00	0.89	nicht be- stimmbar	0.94	0.72	nicht be- stimmbar
verwendeter Korrekturfak- tor Energie f_{kE}	1.00	0.89	1.00	0.94	0.72	1.052
Analyse Ener- giedaten	Figur 58 Seite 78	Figur 59 Seite 79	Figur 60 Seite 79	Figur 61 Seite 79	Figur 62 Seite 80	Figur 63 Seite 80

Tabelle 20: Analyse der Wärmezähler, die in Figur 50 abgebildet sind und der daraus resultierende Korrekturfaktoren für die Leistungen $f_{kLeist} = \dot{Q}_{\text{wirklich}} / \dot{Q}_{\text{gemessen}}$ und die Energiewerte $f_{kE} = E_{\text{wirklich}} / E_{\text{gemessen}}$. Beim Energiezähler Heizungsverteiler (104) werden die Durchflussdaten nur auf eine gültige Stelle genau erfasst, sodass hier eine Messdatenanalyse der Leistungsdaten nicht möglich ist. Beim gleichen Energiezähler ist die Volumenstrommessung nur 3 Rohrdurchmesser nach einem Boden eingebaut, sodass ein zusätzlicher Fehler resultiert.

Symbolverzeichnis

bara		Bar absolut
BWW-WT		Brauchwarmwasser Wärmetauscher aus Figur 22 Seite 23.
COP_{max}	–	Maximal erzielbarer Coefficient of Performance oder Wirkungsgrad, gemäss zweitem Hauptsatz der Thermodynamik, oft auch als Carnot-Wirkungsgrad bezeichnet. Er wird hier vom Abwasserkanal bis zum Heizwasser berechnet gemäss Gleichung (5) Seite 55.
COP_{WP+NB}	–	Coefficient of Performance, Wirkungsgrad der Wärmepumpe inklusive Pumpen und Steuerung. Der Wirkungsgrad ohne Pumpen und Steuerung wird in dieser Arbeit nicht benutzt.
cp	J/(kg K)	Wärmekapazität von Wasser
$\dot{E}$	W	Exergieverlust pro Zeit aus Gleichung (14) Seite 58.
f_{kE}	–	Korrekturfaktor zur Berechnung der wirklichen Energie aus der gemessenen Energie der Wärmezähler aus Tabelle 20 Seite 81.
f_{kLeist}	–	Korrekturfaktor zur Berechnung der wirklichen Leistung aus der gemessenen Leistung der Wärmezähler aus Tabelle 20 Seite 81.
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h_2'	J/kg	spezifische Enthalpie des Kältemittels am Austritt des Kompressors, wenn das Kältemittel vom Eintrittsdruck auf den Austrittsdruck isentrop verdichtet würde.
JAZ_{WP+NB}	–	Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe inklusive Pumpen und Steuerung gemäss Gleichung (2) Seite 55. Die Jahresarbeitszahl ohne Pumpen und Steuerung wird in dieser Arbeit nicht benutzt.
$\dot{m}_{KM}$	kg/s	Massenstrom des Kältemittels im Arbeitskreislauf.
p	Pa	Absolutdruck
P_{NB}	W	Elektrische Leistungsaufnahme der Pumpen und der Steuerung
P_{WP}	W	Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe ohne Pumpen und Steuerung also durch die Kompressoren
P_{WP+NB}	W	Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe inklusive Pumpen und Steuerung
P_1, P_2	W	Momentane elektrische Leistung.
Q_a, Q_b	Ws	Stand des Energiezählers zu den Zeitpunkten a und b.
$\dot{Q}_{Quelle}$	W	Aus dem Abwasser bezogene Wärmeleistung.
$\dot{Q}_{Verl}$	W	Vorwiegend von den Kompressoren abgestrahlte Verlustleistung im Gehäuse, bestimmt in Anhang A4.1 Seite 56 zu 0.7 kW pro eingeschaltetem Kompressor.
$\dot{Q}_{WP}$	W	Von der Wärmepumpe abgegebene Wärmeleistung.
$\dot{S}$	W/K	Entropieerzeugung pro Zeit aus Gleichung (14) Seite 58.
s	J/(kg K)	spezifische Entropie.
t_{ab}	s	Zeit zwischen den Ablesezeitpunkten a und b.
$\bar{T}_{Abw}$	K, °C	Abwassertemperatur: Mittelwert zwischen T_{Abw1} und T_{Abw2} gemäss Gleichung (4) Seite 55.

T_{Abw1}	K, °C	Temperatur des Abwassers oben im Abwasserkanal, siehe Figur 5 Seite 8
T_{Abw2}	K, °C	Temperatur des Abwassers unten im Abwasserkanal, siehe Figur 5 Seite 8
$T_{aussern}$	K, °C	Gemessene Aussentemperatur.
$\bar{T}_{Kond}$	K, °C	Durchschnittstemperatur im Kondensator auf der Wasserseite als Durchschnittstemperatur von $T_{Kondein}$ und $T_{Kondaus}$ gemäss Gleichung (3) Seite 55.
$T_{KondAus}$		Wasser am Austritt des Kondensors, siehe Figur 5 Seite 8
$T_{KondEin}$		Wasser am Eintritt des Kondensors, siehe Figur 5 Seite 8
$\dot{V}_{geom}$	m ³ /s	Theoretischer Volumenstrom durch den Kompressor gemäss Geometrie des Kompressionsraums und der Frequenz, mit welcher der Kompressionsraum ausgestossen wird.
γ	–	Ungenauigkeit der Messung der von der Wärmepumpe erzeugten Wärme und der von der Sole aufgenommenen Wärme gemäss Gleichungen (10) und (11) auf Seite 58.
Δh_{ind}	J/kg	Differenz der spezifischen Enthalpie des Arbeitsmediums nach dem Kompressor und vor dem Kompressor aus Gleichung (9) Seite 57.
$\Delta h_{Komp,is}$	J/kg	Differenz der spezifischen Enthalpie des Arbeitsmediums nach dem Kompressor und vor dem Kompressor, wenn der Kompressor isentrop vom Eintrittsdruck auf den Austrittsdruck verdichten würde.
ΔT	K, °C	Temperaturdifferenz
η	–	Gütegrad der Wärmepumpe
$\eta_{Komp,is}$	–	Isentrope Kompressoreffizienz aus Gleichung (8) Seite 57.
$\eta_{Komp,is,ind}$	–	Induzierte isentrope Kompressoreffizienz aus Gleichung (9) Seite 57.
$\eta_{Komp,Vol}$	–	Volumetrische Effizienz des Kompressors aus Gleichung (7) Seite 57.
ρ	kg/m ³	Dichte

Indizes

1 bis 7	Zustände im Propankreislauf, siehe Figur 5 Seite 8
2a, 3a, 3b	Zustände im Propankreislauf, siehe Figur 5 Seite 8
3'	Im Kondensor auf der Linie der gesättigten Flüssigkeit
3''	Im Kondensor auf der Linie des gesättigten Dampfs
7'	Im Verdampfer auf der Linie des gesättigten Dampfs
abw	Im Zusammenhang mit Abwärme
Dros	Im Zusammenhang mit der Drossel
irr	Irreversible Prozesse
mess	gemessene Grösse
Raum	Raumluft
ref	Referenzzustand
WP	Wärmepumpe ohne Pumpen und Steuerung

Referenzen

Die Angaben in den eckigen Klammern [AWTXXX] beziehen sich auf die Nummer des Dokumentes in der Bibliothek von awtec.

- [1] Albrecht, O. (2005) **Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch Exergie-Analyse** Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005 [AWT271]
- [2] Baehr, H.D. (1996) **Thermodynamik** 9. Auflage, Springer Verlag, 1996
- [3] ewz (2009) **Tarif WP, Wärmepumpen-Fördertarif für die Stadt Zürich** ewz Energievertrieb, 1. Januar 2009 [AWT775]
- [4] Feurecker, G. (1994) **Entropieanalyse für Wärmepumpensysteme: Methoden und Stoffdaten** Dissertation der Fakultät für Physik der Technischen Universität München, Juli 1994 [AWT024]
- [5] Friedl, M.J.; Kern, R. (2004) **High Performance Heat Pump** Eine Studie des Stromsparfonds Zürich, des Amtes für Umwelt und Energie Basel und der awtec AG, 24. Dezember 2004
- [6] Gasser, L. (2005) **Verbesserungspotential von Luft/Wasser-Wärmepumpen durch theoretische Exergie-Analyse** Diplomarbeit Hochschule für Technik und Architektur betreut durch Prof. Hilfiker, 25. November 2005 [AWT272]
- [7] Gasser, L., Wellig, B., Hilfiker, K. (2008) **WEXA: Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen**, BfE, Hochschule Luzern – Technik & Architektur CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik, April 2008 [AWT673]
- [8] Holzinger (2005) **Technische Beschreibung, Anlage: Wärmepumpe mit R290 (Propan)**, Planungsgesellschaft m.b.H. TB-Holzinger, Wien im Auftrag des Amtes für Hochbauten der Stadt Zürich, Juli 2005 [AWT642]
- [9] Holzinger, Ch. (2008) **Natürliche Kältemittel, R290 Wärmepumpe, Abwasserkanal der Limmat**, Vortrag am Kälteforum 08 des Schweizerischen Vereins für Kältetechnik (SVK), 27. November 2008 [AWT724]
- [10] Huber, K. (2005) **Betriebsanleitung für halbhermetik Standardausführung Typ HS 54 1, HAT 54 1, HS 54 2, HAT 54 2, HS 54 3, HAT 54 3** Dokument R_BA541-0507-d.doc der HKT Huber Kälte-Technik, Goeldner-Verdichter, 29. Aug 2005 [AWT715]
- [11] Huber, K. (2005) **Propan (R290) Übergeordnete Zusatz-Betriebsanleitung für Halbhermetische Motorverdichter** Dokument R_BA541P-0507-d.doc der HKT Huber Kälte-Technik, Goeldner-Verdichter, 29. Juni 2005 [AWT716]
- [12] Huber, K. (2008) **Goeldner Verdichter**, Katalog 2007.08, 22 Januar 2008 [AWT623]
- [13] Kunz, P., Afjei, Th., Betschart, W., Hubacher, P., Löhner, R., Müller, A. und Proschaska, V. (2008) **Handbuch Wärmepumpen: Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung** Bundesamt für Energie, Bern, Januar 2008 [AWT571]
- [14] Ochsner, E. (2006a) **Abwasserwärmepumpe mit Propan**, Die Kälte und Klimatechnik 6, 2006 [AWT350]
- [15] Ochsner, E. (2006b) **Abwasserwärmepumpe mit Propan**, planer+installateur, Nummer 6/7, 2006 [AWT709]
- [16] Renold, P. (2005) **Installation einer Wärmepumpe im Schulhaus Limmat, Pflichtenheft**, Amt für Hochbauten der Stadt Zürich, Mai 2005 [AWT219]
- [17] Renold, P. (2006) **Wärme aus dem Abwasserkanal, Wärmepumpeneinsatz im Schulhaus** Kälte Klima Aktuell, Nummer 5, 2006, pp. 130-136 [AWT770]
- [18] Renold, P. (2008) **Sewage as an energy source**, International Energy Agency (IEA) 9th Heat Pump Conference 2008, Paper 8.6, Zürich, May 20-22 2008 [AWT641]
- [19] Ruosch, J. (2007) **Bericht zur Optimierung der SSF-Wärmepumpenanlage, Schulhaus Limmat, Limmatstrasse 90**, Interner Bericht, Elektrizitätswerk der Stadt Zürich, ewz, Markt und Kunden, 9. Januar 2007 [AWT721]
- [20] Stadt Zürich (2006) **Wärme doppelt nutzen, Zwei Pilotanlagen zur Wärmerückgewinnung**, Faltblatt Amt für Hochbauten, No. 13, 2006 [AWT710]
- [21] SVGW (2007) **Legionellen in Trinkwasserinstallationen – Was muss beachtet werden?** Merkblatt des Schweizerischen Verein des Gas- und Wasserfaches, 21. Juni 2007 [AWT723]