

# Masterthesis

Name:

**Burger**

Vorname:

**Johann**

Studiengang:

**Erneuerbare Energien**

vorgelegt am:

**02.01.2013**

Erstprüfer:

**Prof. Dr. Helmut Dreyer**

Zweitprüferin:

**Prof. Dr. Heike Frischgesell**

Thema:

**Erhöhung der Effizienz und des Wirkungsgrades bei einer thermischen Solaranlage und einer Grundwasserwärmepumpenanlage zur Heizung und Warmwasserbereitung an einem ausgeführten Projekt**

# **M A S T E R T H E S I S**

## **Erhöhung der Effizienz und des Wirkungsgrades bei einer thermischen Solaranlage und einer Grundwasserwärmepumpenanlage zur Heizung und Warmwasserbereitung an einem ausgeführten Projekt**

**Johann Burger**

Matrikelnummer: 2040117

an der

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Akademie für Erneuerbare Energien

Betreuer:

Prof. Dr. Helmut Dreyer

Prof. Dr. Heike Frischgesell

Tag der Abgabe:

02.01.2013

## INHALTSVERZEICHNIS:

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG UND MOTIVATION:</b> .....	<b>5</b>
<b>2</b>	<b>KURZZUSAMMENFASSUNG:</b> .....	<b>7</b>
<b>3</b>	<b>ABSTRACT:</b> .....	<b>9</b>
<b>4</b>	<b>ANLAGENBESCHREIBUNG:</b> .....	<b>11</b>
4.1	OPTIMIERUNG DES HYDRAULISCHEN KONZEPTES: .....	12
4.2	OPTIMIERUNG WARMWASSERBEREITUNG:.....	12
4.3	OPTIMIERUNG WÄRMEVERTEILKONZEPT:.....	13
4.4	HYDRAULISCHE EINBINDUNG DES DANEBEN LIEGENDEN HAUSES B47A: .....	15
4.5	EINBAU REGELSYSTEME, MESSSYSTEME, DATENLOGGINGSYSTEME: .....	17
4.6	VERWENDETE MESSSYSTEME, FEHLERGRENZEN DER MESSTECHNIK:.....	20
4.6.1	<i>Temperaturmessung:</i> .....	20
4.6.2	<i>Volumenstrommessung:</i> .....	20
<b>5</b>	<b>ANPASSUNGEN UND OPTIMIERUNG DES WÄRMEVERTEILSYSTEMS:</b> .....	<b>20</b>
5.1	ANFORDERUNG DES WÄRMEPUMPENSYSTEMS AN DAS WÄRME VERTEIL SYSTEM:.....	21
5.2	ANFORDERUNG DER THERMISCHEN SOLARANLAGE AN DAS WÄRMEVERTEIL SYSTEM: .....	22
5.3	OPTIMIERTER BETRIEB DER FUßBODENHEIZUNG: .....	23
5.4	WESENTLICHE VERBESSERUNG DES SELBSTREGELUNGSEFFEKTES: .....	25
5.5	OPTIMIERTER BETRIEB DER HEIZKÖRPER: .....	27
5.6	DURCHGEHENDER BETRIEB OHNE NACHTABSENKUNG: .....	29
<b>6</b>	<b>OPTIMIERUNG DES GRUNDWASSERFÖRDERSYSTEMS:</b> .....	<b>30</b>
6.1	MESSERGEBNISSE VON JAHRESARBEITSAHLEN VON GRUNDWASSERWÄRMEPUMPENSYSTEMEN: .....	30
6.2	ZUSAMMENHANG ZWISCHEN ROHRNETZ UND LEISTUNGS-AUFNAHME: .....	33
6.3	AUSGEFÜHRTE OPTIMIERUNGSMAßNAHMEN AM GRUNDWASSERFÖRDERSYSTEM: .....	36
<b>7</b>	<b>MÖGLICHE OPTIMIERUNGSMAßNAHMEN AN GRUNDWASSERWÄRMEPUMPEN:</b> .....	<b>38</b>
7.1	GRUNDSÄTZLICHE FUNKTIONSWEISE DER WÄRMEPUMPE:.....	38
7.2	ENERGETISCHE VORTEILE EINER GRUNDWASSERWÄRMEPUMPENANLAGE: .....	39
7.3	DARSTELLUNG IM CARNOT-VERGLEICHSPROZESS: .....	41
7.4	IDEALER KREISPROZESS IM LOG P-H-DIAGRAMM:.....	42
7.5	OPTIMIERUNGSMAßNAHME: EINBAU EINES ZWISCHENWÄRMETAUSCHERS (ECONOMIZER) ZUR ÜBERHITZUNG UND UNTERKÜHLUNG: .....	44
<b>8</b>	<b>OPTIMIERUNG DURCH EFFIZIENZERHÖHUNG DER WÄRMETAUSCHER IM KÄLTEKREISLAUF:</b> .....	<b>46</b>
8.1.1	<i>Verdampfer:</i> .....	47
8.1.2	<i>Kondensator:</i> .....	48
8.2	OPTIMIERUNG UND ERHÖHUNG DER JAHRESARBEITSAHLE DURCH VERWENDUNG VON ELEKTRONISCHEN EINSPRITZVENTILEN: .....	49
8.3	OPTIMIERUNG DURCH UNTERDIMENSIONIERUNG DER HEIZLEISTUNG DER WÄRMEPUMPE:.....	52
8.4	OPTIMIERUNG DURCH REDUKTION UND ANPASSUNG DER VORLAUFTEMPERATUR AN DEN BEDARF:.....	54
8.4.1	<i>Regelung durch Modulation:</i> .....	55
8.4.2	<i>Digitale Leistungsregelung und Modulation mit Digitalscroll:</i> .....	56
8.4.3	<i>Effizienzvergleich des eingebauten Verdichters mit 100% Leistung Danfoss Performer Scroll Verdichter Typ HLH068T4 zu einem Digital Scroll Verdichter, Typ Copland Scroll ZPD30KCE-TFD bei einem typischen Betriebspunkt, Übergangszeit:</i> .....	57
8.4.4	<i>Modulation durch Frequenzumformung, Drehzahlregelung des Verdichters Inverter-Betrieb:</i> .....	61
8.4.5	<i>Optimierung der EIN-AUS-Regelung über Pufferspeicher:</i> .....	64
<b>9</b>	<b>MÖGLICHE OPTIMIERUNGSMAßNAHMEN AM WARMWASSERBEREITUNGSSYSTEM:</b> .....	<b>67</b>

9.1	ALLGEMEINE ANFORDERUNGEN: .....	- 67 -
9.2	HYGIENISCHE ANFORDERUNGEN: .....	- 68 -
9.3	PROBLEMKREIS ZIRKULATION, WÄRMEVERTEILVERLUSTE: .....	- 69 -
<b>10</b>	<b>ENERGIEEFFIZIENTE WARMWASSERBEREITUNG ÜBER EINE WÄRMEPUMPE: .....</b>	<b>- 72 -</b>
10.1	ANFORDERUNGEN AN DIE FRISCHWASSERSTATION: .....	- 75 -
10.2	ERHALTUNG DER SCHICHTUNG IM SPEICHER DURCH NIEDRIGST MÖGLICHE RÜCKLAUFTEMPERATUREN: .....	- 76 -
10.2.1	<i>Lösung über exergieoptimierte Frischwasserkaskade:.....</i>	<i>- 77 -</i>
10.2.2	<i>Lösung über eine zweite Zirkulationsstation:.....</i>	<i>- 78 -</i>
<b>11</b>	<b>DURCHGEFÜHRTE LÖSUNG DER WARMWASSERBEREITUNG BEI HÖCHST MÖGLICHER EFFIZIENZ DER WÄRMEPUMPE UNTER EINHALTUNG DER KOMFORT- UND HYGIENEANFORDERUNGEN: .....</b>	<b>- 79 -</b>
11.1	SYSTEM FÜR HÖCHSTMÖGLICHE EFFIZIENZ DER WÄRMEPUMPE: .....	- 79 -
11.2	LEGIONELLENSCHUTZFUNKTION:.....	- 82 -
11.3	ZIRKULATIONSBETRIEB:.....	- 82 -
11.4	HALTETEMPERATURREGELUNG:.....	- 83 -
11.5	OPTIMIERTE DIMENSIONIERUNG UND KONSTRUKTION DER FRISCH WASSERSTATION:.....	- 83 -
11.6	OPTIMIERUNG DER REGELFUNKTIONEN: .....	- 87 -
<b>12</b>	<b>DURCHGEFÜHRTE OPTIMIERUNGSMAßNAHMEN BEI DER WÄRMEPUMPE UND WARMWASSERBEREITUNG UND FESTSTELLUNG DER EFFIZIENZVERBESSERUNG:.....</b>	<b>- 89 -</b>
<b>13</b>	<b>OPTIMIERUNGSMÖGLICHKEITEN DER THERMISCHEN SOLARANLAGE: .....</b>	<b>- 92 -</b>
13.1	GRUNDLAGEN UND WIRKUNGSGRAD: .....	- 92 -
13.2	QUALITÄT DES KOLLEKTORMODULS: .....	- 94 -
13.3	FÜR THERMISCHE SOLARANLAGEN OPTIMIERTES ANLAGENKONZEPT: .....	- 95 -
13.4	SOLARVORRANG FÜR WARMWASSERBEREITUNG: .....	- 95 -
13.5	OPTIMIERUNG DER TEMPERATURDIFFERENZ DER WÄRMEÜBERTRAGUNG:.....	- 96 -
13.6	OPTIMIERUNG DER REGELSYSTEME: .....	- 102 -
13.6.1	<i>Programmierung einer Startfunktion:.....</i>	<i>- 102 -</i>
13.6.2	<i>Solarvorrang: .....</i>	<i>- 102 -</i>
13.6.3	<i>Optimierung der Temperaturdifferenzregelung: .....</i>	<i>- 103 -</i>
13.6.4	<i>Kühlfunktion:.....</i>	<i>- 104 -</i>
<b>14</b>	<b>OPTIMIERUNG DURCH EINZELRAUMREGELUNG: .....</b>	<b>- 106 -</b>
<b>15</b>	<b>KÜHLSYSTEM FUßBODENHEIZUNG .....</b>	<b>- 109 -</b>
<b>16</b>	<b>OPTIMIERUNGSMÖGLICHKEITEN UND EFFIZIENZERHÖHUNG BEI PHOTOVOLTAIKANLAGEN:.....</b>	<b>- 112 -</b>
16.1	EINFLUSSNAHME DER AUSRICHTUNG UND NEIGUNG: .....	- 112 -
16.2	MODULLEISTUNG: .....	- 113 -
16.3	SCHWACHLICHTVERHALTEN: .....	- 114 -
16.4	OPTIMIERUNG DES TEMPERATURKOEFFIZIENTEN: .....	- 115 -
16.5	VERMEIDUNG VON MISMATCH-VERLUSTEN: .....	- 117 -
16.6	OPTIMIERUNG WECHSELRICHTERSYSTEM: .....	- 117 -
<b>17</b>	<b>SCHLUSSBETRACHTUNG/AUSBLICK: .....</b>	<b>- 119 -</b>
<b>18</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS: .....</b>	<b>- 121 -</b>
<b>19</b>	<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS: .....</b>	<b>- 125 -</b>
<b>20</b>	<b>NOMENKLATUR: .....</b>	<b>- 129 -</b>
<b>21</b>	<b>ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS:.....</b>	<b>- 130 -</b>

## **1 Einleitung und Motivation:**

Die im Auftrag des Bundesministeriums erstellte Studie „Energieautarkie für Österreich 2050“ zeigt, unter welchen Rahmenbedingungen im Zeithorizont 2050 eine 100%-ige Versorgung Österreichs mit eigenen erneuerbaren Energieträgern möglich ist. Aus dem erarbeiteten Energieflussbild ergibt sich, dass die Gebäude den höchsten Anteil der erforderlichen Energie haben werden. In Zukunft werden die Solarthermie und ihre Nutzungsmöglichkeit für Niedertemperaturwärme in Gebäuden und verstärktem Einsatz zur Heizungsunterstützung einen sehr hohen Stellenwert aufweisen. Auch die oberflächennahe Umweltwärme und Nutzungsmöglichkeit über Wärmepumpen und die Nutzung der Photovoltaikenergie zeigen einen hohen Ausbaugrad. Die Jahresarbeitszahlen von Grundwasserwärmepumpensystemen müssten aufgrund des hohen Wärmequellentemperaturniveaus am höchsten sein. Die Messwerte zeigen jedoch das Gegenteil. Aufgrund hoher Leistungsaufnahmen der Grundwasserförderpumpen und ungünstigen Einsatzbedingungen liegen die Jahresarbeitszahlen von Grundwassersystemen teilweise unter Erdreichwärmepumpen. Die Reduktion des Heizwärmebedarfs durch erhöhte Dämmmaßnahmen im Niedrig- und Passivhausbereich hat dem Energieaufwand für die Warmwasserbereitung eine ganz andere Wertigkeit gegeben. Mit Berücksichtigung des Energieaufwandes für die Zirkulations- und Verteilverluste beträgt dieser 30% bis 50% des Jahresgesamtenergieaufwandes für Heizung und Warmwasserbereitung. Die Legionellenproblematik mit den daraus resultierenden hygienischen und normenmäßigen Anforderungen fordert hohe Warmwassertemperaturen mit 55°C und unterbrechungsfreie Zirkulationssysteme. Wärmepumpensysteme können nur bei niedrigen Vorlauftemperaturen mit hoher Effizienz arbeiten. Da der Anteil des Energieaufwandes für die Warmwasserbereitung wesentlich höher wurde, drückt dies wiederum die Gesamtjahresarbeitszahlen von Wärmepumpen.

In diesem Spannungsfeld gilt es, Optimierungsmöglichkeiten zu finden. Einerseits sind die Temperaturniveaus zur Erhöhung der Effizienz der Wärmepumpen und Thermischen Solarsysteme und zur Reduktion von Verteilverlusten rapide zu senken und andererseits müssen die hygienischen und normenmäßigen Anforderungen erfüllt werden.

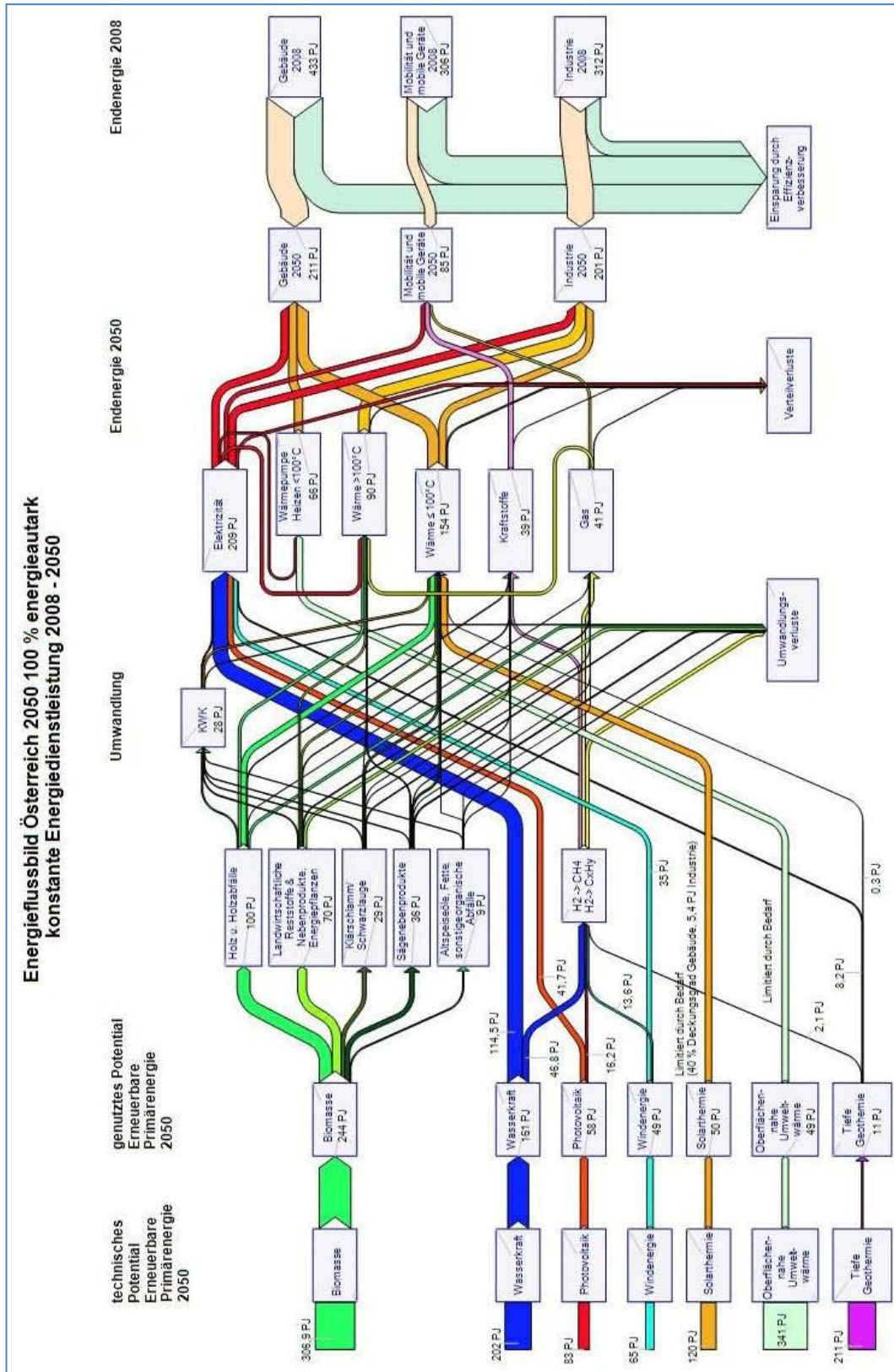


Abb. 1: Energieflussbild Österreich 2050 mit Energieautarkie für konstante Energiedienstleistung bis 2050<sup>1</sup>

<sup>1</sup> (Streicher, et al., 2010)

## **2 Kurzzusammenfassung:**

Das höchste Nutzungspotential erneuerbarer Energieträger stellen laut der Studie „100% Energieautarkie 2050“ die Nutzung der oberflächennahen Umweltwärme über Wärmepumpen im Niedertemperaturbereich, die Solarthermie als Niedertemperaturwärme in Gebäuden und die Photovoltaik dar.

In dieser Arbeit werden einerseits die derzeit am Markt befindlichen Systemlösungen analysiert und bewertet und andererseits Systemlösungen und Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt und ihre wesentlichen Effizienzsteigerungen messtechnisch dokumentiert.

Der Schlüssel zu höchster Effizienz von Wärmepumpensystemen und Solarthermischen Anlagen zur Heizungsunterstützung liegt in der Optimierung der Wärmeverteilsysteme.

Dabei gilt es, mit niedrigst möglichen Vor- und Rücklauftemperaturen die geforderten Raumtemperaturen zu halten.

Durch niedrige Rohrverlegeabstände, geringe Temperaturspreizungen im Bereich von 3°C bis 5°C (mit durchgehender Betriebsweise ohne Absenkung) kann mit Vorlauftemperaturen von 26°C bis 35°C eine Senkung der Heizmittel und damit Fußbodenoberflächentemperaturen erzielt werden.

Dies erhöht den Selbstregelleffekt des Fußbodenheizungssystems, reduziert die Wärmeverteilverluste und erhöht die Effizienz der Wärmepumpe und Solarthermie.

Aktuelle Feldmessungen von Grundwasserwärmepumpensystemen mit Berücksichtigung der Warmwasserbereitung zeigen Jahresarbeitszahlen von nur COP 3,07-3,75.

Durch täglich mehrfache Speicherladung mittels der Wärmepumpe auf eine Temperatur von 50°C, Einsatz großflächiger vierwegiger Frischwasserstationen mit hoher thermischer Länge und geringer Temperaturgrädigkeit von 1°C bis 2°C gelingt es, Warmwasser mit 42°C bis 48°C an der Zapfstelle zu erzeugen.

Durch thermische Desinfektionsmaßnahmen entspricht dieses System den Hygienenormen in Bezug auf Legionellenfreiheit.

Diese Maßnahmen erlauben eine Zirkulationsunterbrechung und ein reduziertes Zirkulationstemperaturniveau von 40°C, was eine wesentliche Reduktion des Zirkulations- und Wärmeverteilverlustes bewirkt.

Durch dieses Konzept ist es möglich, die Warmwasserbereitung über die Wärmepumpe bei einer durchschnittlichen Vorlauftemperatur von 45°C und einem hohen COP-Wert von ca.4,6 zu realisieren.

Bei niedrigen erforderlichen Vorlauftemperaturen des Fußbodenheizungssystem von 26°C bis 35°C und einem Speicher- und Regelungskonzept, das eine minimale Wärmepumpenvorlauferhöhung im Mittel von 1-2 K erlaubt, sind bei der Wärmepumpe im Heizbetrieb COP-Werte von 6 bis 6,5 möglich.

Die Leistungsaufnahme der Grundwasserförderpumpe konnte durch drastische Reduktion der Druckverluste , Ergänzung auf drei Rammbrunnen, Umstellung auf ein geschlossenes System mit Tauchrohr beim Rückgabebrunnen und damit Wegfall des geodätischen Höhenverlustes und Verzicht auf ein Rückschlagventil bei gleicher Wassermenge um 63% reduziert werden.

Die Pumpe liegt mit einer Aufnahmeleistung von 7% der Verdichternennleistung im optimalen Bereich, was sehr hohe Jahresarbeitszahlen von ca. 5,4 ermöglicht.

Durch die Reduktion der Grädigkeit des Wärmetauschers zur Übertragung der Solarenergie auf 1°C bis 4°C und die Schaffung eines Niedertemperatur-speicherbereiches können Solarthermische Anlagen zur Heizungsunterstützung bei niedrigst möglichem Temperaturniveau und damit höchstem Wirkungsgrad der Kollektoren arbeiten.

In Zusammenarbeit mit optimierten Regelsystemen können höchste Deckungsgrade erreicht werden.

Bei der Verwendung von stetigen mengenvariablen und hochgenauen Raum temperaturzonenreglern kann der passive Wärmeeintrag über großflächige Glas flächen optimal genutzt werden.

Das Fußbodenheizungssystem kann über Wärmeaustauscher und Grundwasser nutzung zu einem höchstkomfortablen geräusch- und zugfreien Flächenkühlsystem genutzt werden.

Eine ausreichende Kühlleistung von ca. 35 W /m<sup>2</sup> kann erzeugt werden.

Für den Betrieb ist nur die geringe elektrische Aufnahmeleistung der Grundwasser pumpe, welche ohnedies kostenfrei von den Photovoltaikanlagen erzeugt wird, notwendig.

Mit optimierten Wechselrichterkonzepten ausgestattete Photovoltaiksysteme erzeugen zu 100% die elektrische Energie für zwei Wärmepumpen samt Nebenaggregaten und



sind darüber hinaus in der Lage, den Strombedarf für vier Nutzungseinheiten zu erzeugen.

### **3 Abstract:**

According to the study "100% Energieautarkie 2050" the highest potential use of renewable energy sources is the near-surface environmental heat through heat pumps in the low temperature range, the solar thermal energy as low temperature heat in buildings and the photovoltaic.

In this work the currently available system solutions are being analyzed and evaluated, system solutions and optimization measures are being depicted and their essential increase in efficiency documented by means of measurement techniques.

The key to highest efficiency of water heat pump systems and solar thermal plants, to support heating, lies in the optimization of the heat distribution system.

The aim is to keep the required room temperature with the lowest possible flow and return temperature.

By means of small pipe laid differences, low temperature differences in the range of 3 to 5°C and continuous operation without going to setback temperature a flow temperature of 26°C to 35°C is enough and a reduction of floor surface temperature and therefore reduction of heating material is possible.

This measures increase the self-regulating effect of the underfloor heating system, reduces the heat distribution losses and increases the efficiency of the heat pump and solar thermal system.

Current field test measurements of actual systems indicate that the annual performance factor of ground water heating systems, with regards to hot water heating, is at only COP 3,07-3.75.

By charging the water storage through the ground water heating multiple times a day to a temperature of 50°C, by using four-way fresh water stations with a conceptual high thermal length and a water temperature of 1°C to 2°C, it is possible to heat water of up to 42°C to 48°C at the tap, which satisfies the hygiene standards with regards to legionella.

By this measures a circulation interruption and a reduction of the circulation temperature at 40°C is possible, which considerably reduces the circulation and heat distribution losses.

By this concept it is possible to realize a heating by ground water with a mean flow temperature of 45°C and a mean high COP of 4.6.

Because of those low requirements of the flow temperature of the under flow heating of 26°C to 35°C and a tank and control concept that allows a heat pump flow temperature increase at the mean of 1-2 K, COP values of 6 to 6.5 of the heat pump in heating mode are possible.

The input of the ground water supply pump could be reduced by 63% by drastically reducing the pressure losses, addition of three tube wells, conversion to a closed system with an immersion tube in the non-return well and thus eliminating the static head loss and abandonment of a check valve for the same amount of water.

The pump is with an input power of 7% of the compressor airflow in the optimal range, this allows a very high seasonal performance factor of approximately 5.4.

By reducing the temperature difference of the heat exchanger to transfer the solar energy to 1°C to 4°C and the creation of a low temperature storage area, it is possible that solar thermal systems for heating assistance can work at the lowest possible temperature level, and thus the highest efficiency of the panels.

In collaboration with optimized control systems the highest coverage rates can be achieved.

When using continuous quantitative variable and highly accurate room temperature zone controllers, the passive heat transfer through large glass areas are optimally used.

The under-floor heating system can be used, via heat exchangers and ground water use, as a highly comfortable noise and draft-free area cooling system.

Sufficient cooling load of about 35 W/m<sup>2</sup> can be produced.

For the operation only the low electrical power consumption of ground water pump, which is produced with the charge of the photovoltaic systems, is necessary.

Equipped with optimized inverter concepts photovoltaic systems generate 100% of the electrical power for two heat pumps and ancillary units, and are also able to generate the electricity needs for four utilization units.

#### **4 Anlagenbeschreibung:**

An einem ausgeführten Heizungs- und Warmwasserbereitungssystem für ein Wohn-, Büro- und Geschäftshaus mit 10 Nutzungseinheiten mit einer Nutzfläche von ca. 500 m<sup>2</sup> und an einen daneben liegenden Wohn- und Geschäftshaus mit 3 Einheiten und einer Nutzfläche von 200 m<sup>2</sup> wird im Zuge dieser Masterthesis durch Optimierung des hydraulischen Systems, Optimierung von Systemkomponenten und der Regeltechnik gezeigt, welche wesentliche Effizienzverbesserungen und Energieeinsparungen möglich sind.

Im Haus B46 waren ursprünglich folgende Systeme eingebaut:

- Heizung und Warmwasserbereitung über eine Grundwasserwärmepumpenanlage Baujahr 1988,
- thermische Solarenergie über 22,5 m<sup>2</sup> Fassadenkollektoren und Ergänzung 40 m<sup>2</sup> aufgestellte Dachkollektoren zur Warmwasserbereitung und Heizungsunterstützung als ein Regelkreis,

- Speicherung der Solarenergie parallel in 3 Pufferspeichern à 1.000 l,
- Warmwasserbereitung über Standardfrischwassermodul – hygienische Warmwasserbereitung,
- Die Wärmeverteilung erfolgt einerseits über ein Fußbodenheizungssystem sowie ein Teilbereich über Heizkörper.



Abb. 2: Haus B46, Völs

#### **4.1 Optimierung des hydraulischen Konzeptes:**

Im Zuge der Optimierungsmaßnahmen wurde das hydraulische Konzept laut den Schemen Abb.3 und 4 abgeändert:

#### **4.2 Optimierung Warmwasserbereitung:**

Mittels einer Wärmepumpe aktueller Technik werden nun vorrangig 2/3 des Speichers 1, somit ca. 750 l mehrfach täglich auf geringes Temperaturniveau von maximal 50°C energetisch effizient über die Wärmepumpe geladen. In der Übergangszeit und in den Sommermonaten wird – sofern Solarenergie vorliegt – der Speicher 1 über die solarthermische Anlage geladen. In dieser Zeit wird die Ladung über die Wärmepumpe gesperrt. Über Einbau eines Plattenwärmeaustauschers mit hoher

thermischer Länge und entsprechender Wärmeaustauschfläche und Grädigkeit mit geringsten Temperaturdifferenzen zwischen Warmwasseraustritt und Speicher vorlauftemperatur konnte dieses niedrige Temperaturniveau für die Wärmepumpe realisiert werden.

#### **4.3 Optimierung Wärmeverteilkonzept:**

Die Fußbodenheizungssysteme wurden dahingehend optimiert, dass durch einen höheren Wasserdurchsatz durch Verringerung der Temperaturdifferenz und Betrieb ohne Absenkung niedrigst mögliche Vorlauftemperaturen erreicht werden . Durch Adaption/Vergrößerung der Heizflächen beim heizkörperbeheizten Teil und Einsatz von Tieftemperaturtechnologie wurde die Verteilung über die Heizkörper auf das Temperaturniveau der Fußbodenheizung angepasst. Über ein entsprechend adaptiertes Regelsystem kann nun die Wärmepumpe gleitend mit ca 1-2°C über der notwendigen Vorlauftemperatur mit höchster Energieeffizienz die Heizarbeit erbringen. In der Heizperiode wird die thermische Solarenergie ausschließlich über einen entsprechend dimensionierten Wärmetauscher mit geringstem Temperaturniveau und damit höchstem Kollektorwirkungsgrad im Bereich von 26°C bis 33°C direkt für den Heizbetrieb verwendet.

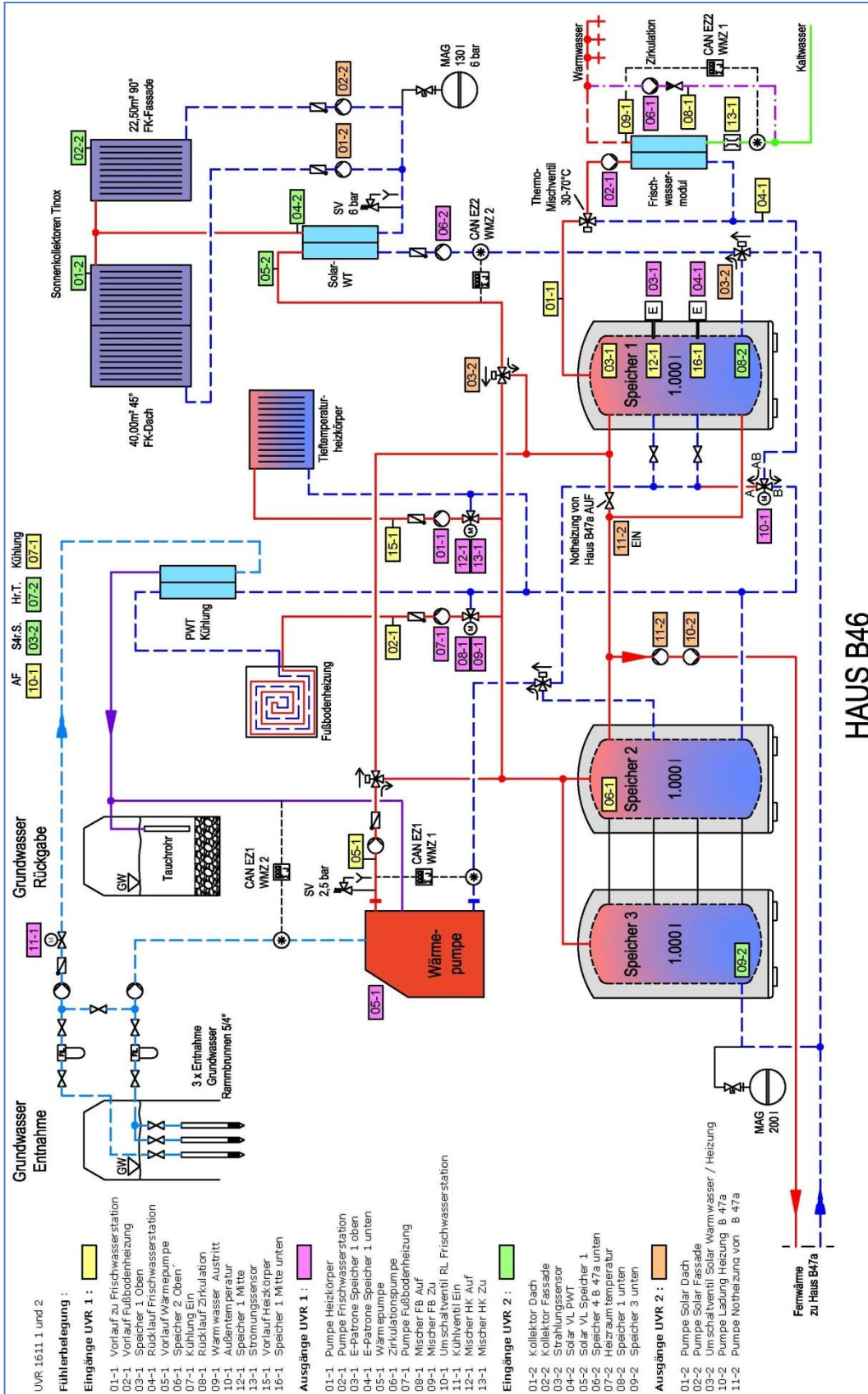
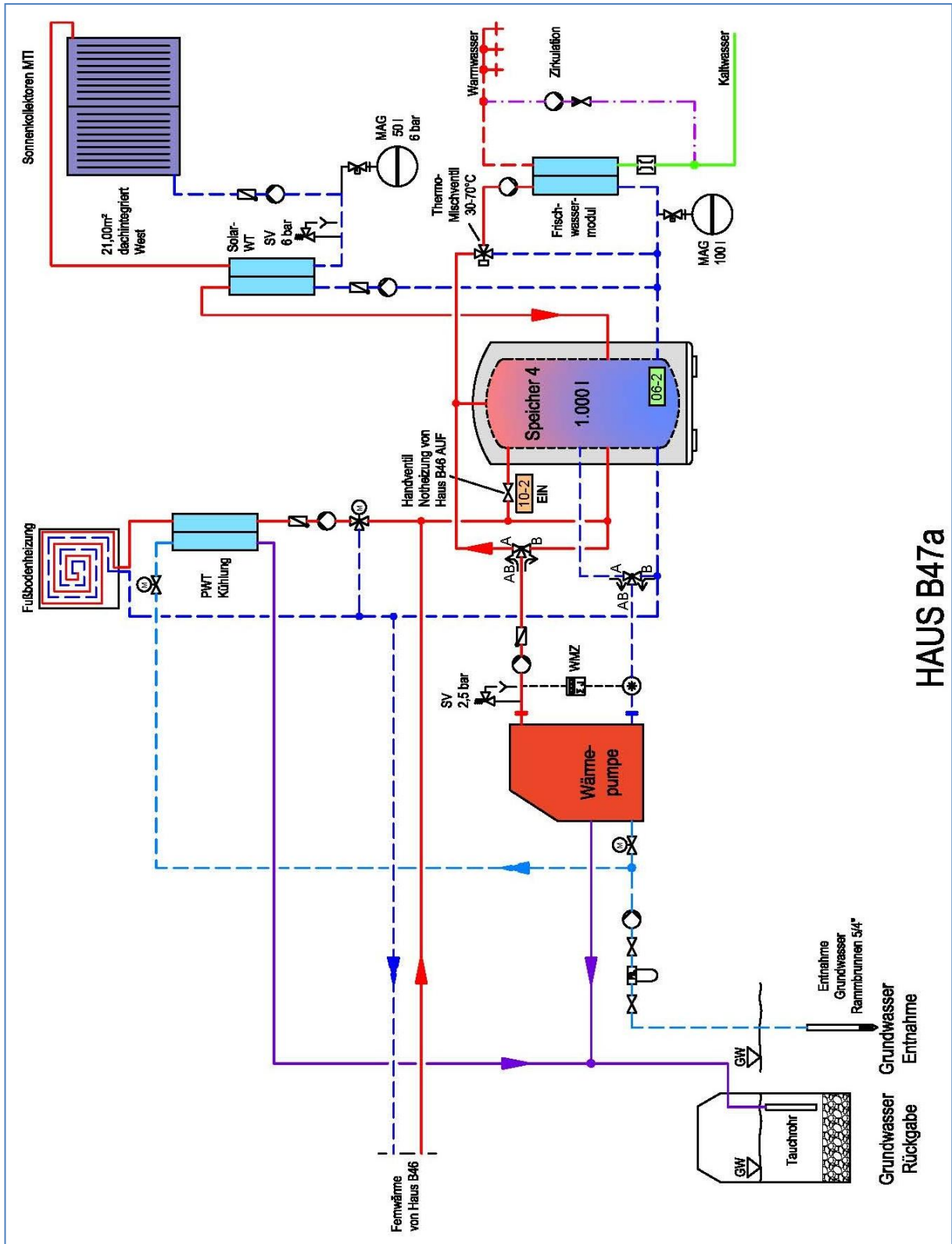


Abb. 3: Hydraulik- und Regelschema Haus B46

#### **4.4 Hydraulische Einbindung des daneben liegenden Hauses B47a:**

Im daneben liegenden Haus B47a wird nur die Brauchwasserbereitung, sofern keine solarthermische Energie vorliegt, über die Wärmepumpe mithilfe eines 1.000 l Speicher in gleicher Weise wie im Haus B46 beschrieben, über einen entsprechenden Frischwasserwärmetauscher realisiert. Die hydraulische Schaltung ist so konzipiert, dass die Wärmepumpe die Heizarbeit auf Niedertemperaturniveau der Fußbodenheizung übernehmen kann. Das Haus B47a wurde über eine Fernwärmeleitung verbunden und wird über diese Fernwärmeleitung auf Niedertemperaturniveau die Heizung durch die Wärmepumpe des Hauses B46 mit übernommen. Dies ist insofern energetisch günstiger, da der Leistungsaufwand für die Grundwasserpumpe, welche zudem im Haus B46 energieoptimiert mit Frequenzumformer betrieben wird, auch für die Heizarbeit des Hauses B47a nur einmal anfällt. Über diese Fernwärmeleitung kann auch Solarenergie aus dem Haus B46 über die 3.000 l Speicher 1 bis 3 in das Haus B47a transferiert werden und der dort vorhandene Speicher 4 mit 1.000 l ebenfalls zur Speicherung genutzt werden. Vor allem im Sommerbetrieb wird durch die Solarthermie des Hauses B46 über die Fernwärmeleitung auch der Speicher 4 erwärmt und kann für beide Häuser die Energie für die Warmwasserproduktion und Deckung der Verteilverluste erzeugt werden.



HAUS B47a

Abb. 4: Hydraulik- und Regelschema Haus B47a



#### 4.5 Einbau Regelsysteme, Messsysteme, Datenloggingsysteme:

Um die Optimierungen messtechnisch dokumentieren und nachweisen zu können, wurden im Haus B46 zwei frei programmierbare Universalregelungen UVR1611 eingebaut und das Regelsystem völlig neu bedarfsabhängig und optimiert programmiert. Das Regelgerät UVR1611 kann durch Funktionsmodule frei programmierbar auf die erforderliche Anlagenkonfiguration für das Heizungs- und Solarmanagement abgestimmt werden. Die integrierte Can-Bus-Schnittstelle ermöglicht den Datenaustausch mit diversen Geräten im Can-Bus-Netzwerk. Außerdem ist eine Visualisierung und Fernwartung mittels PC über Netzwerk bzw. Internet möglich. Die Datenübertragung erfolgt über einen Bootloader BL-Net. Angeschlossen ist auch ein CAN-Touch, auf welchem das Regelungsschema abgebildet ist, sämtliche Funktionen wie Ein- und Ausschalten der Ausgänge, Verändern der Regelparameter können vom Bildschirm aus bedient werden.

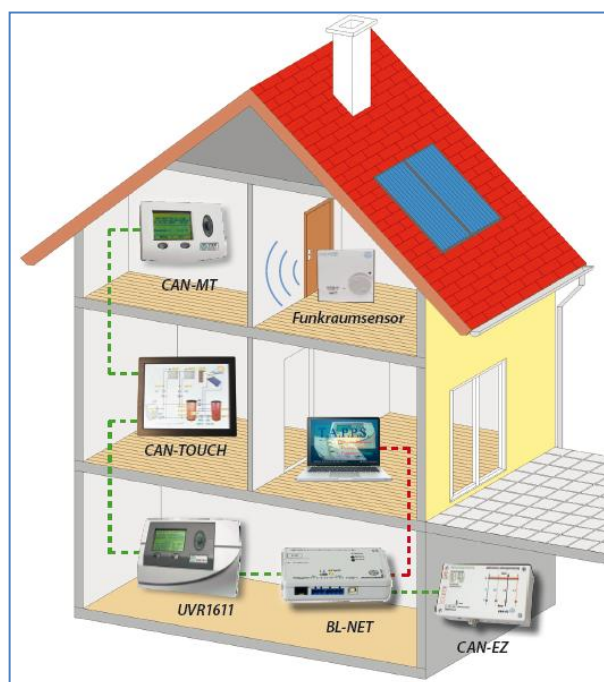


Abb. 5: Datenübertragung und Visualisierung Monitoringsystem für Temperaturen und Energieleistungen<sup>2</sup>

Mit 2 Stück CAN-EZ-Energiezähler ist es möglich, Wärmemengenzählungen und elektrische Energiezähler zu realisieren. Folgende Energiezählungen wurden realisiert:

- Wärmemengenzählung Wärmepumpe CAN-EZ 1, WMZ 1

<sup>2</sup> (Technische Alternative Elektronische Steuerungsgerätegesellschaft m.b.H., 2012)

- Elektrische Leistung Wärmepumpe
- Kälteleistung-Entzugsenergie aus dem Grundwasser CAN-EZ 1, WMZ 2
- Elektrische Leistung der Grundwasserentnahmepumpe
- Wärmemengenzählung Energie Brauchwasser und Energieaufwand für Zirkulation CAN-EZ 2, WMZ 1
- Wärmemengenzählung Energieertrag thermische Solaranlagen CAN-EZ 2, WMZ 2



Abb. 6: elektrische Leistungsmessung DA CAN-EZ<sup>3</sup>

Die Effizienz der Wärmepumpe im realen Betrieb wird durch die Arbeitszahl, dem Quotienten aus bereitgestellter thermischer sowie aufgewendeter elektrischer Energie ausgedrückt. Die Bilanzgrenzen sind an folgendem Standard-Hydraulikschema erkennbar. Der rote Rahmen kennzeichnet die von der Wärmepumpe bereitgestellte thermische Energie. Gemessen wird diese getrennt für Trinkwarmwasser und Heizenergie mit Wärmemengenzählern.

<sup>3</sup> (Technische Alternative Elektronische Steuerungsgerätegesellschaft m.b.H., 2012)

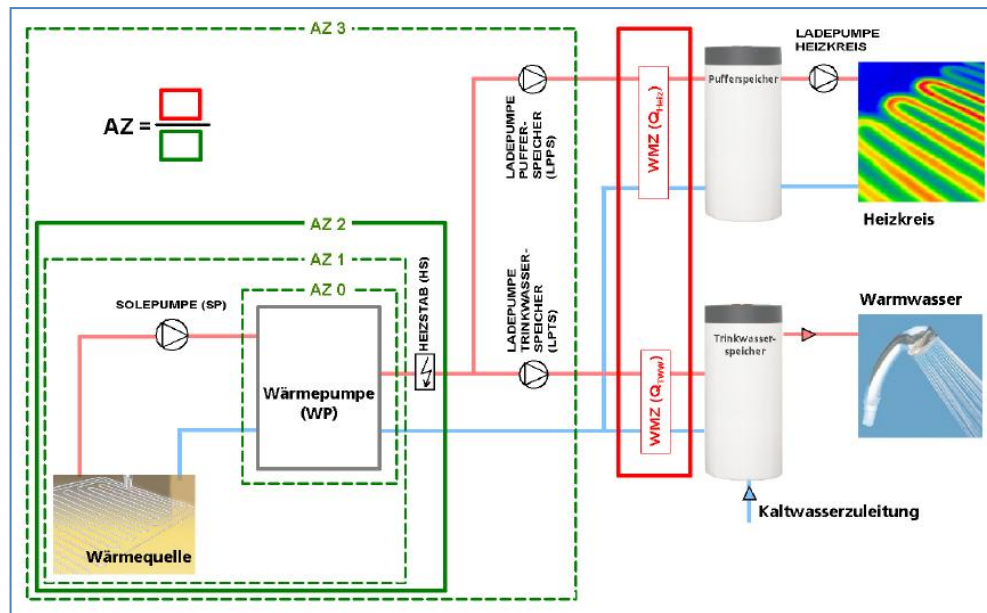


Abb. 7: Schematische Darstellung einer Wärmepumpenanlage mit den Bilanzgrenzen für die Ermittlung der Arbeitszahl<sup>4</sup>

$$AZ0 = \frac{Q_{Heiz,WP} + Q_{TWW,WP}}{W_{Verd+St}} \quad \text{Gleichung 1}$$

$$AZ1 = \frac{Q_{Heiz,WP} + Q_{TWW,WP}}{W_{Verd+St} + W_{SP/Vent/BP}} \quad \text{Gleichung 2}$$

$$AZ2 = \frac{Q_{Heiz,WP} + Q_{TWW,WP} + Q_{Heiz/TWW,HS}}{W_{Verd+St} + W_{SP/Vent/BP} + W_{HS}} \quad \text{Gleichung 3}$$

$$AZ3 = \frac{Q_{Heiz,WP} + Q_{TWW,WP} + Q_{Heiz/TWW,HS}}{W_{Verd+St} + W_{SP/Vent/BP} + W_{HS} + W_{LPTS+LPPS}} \quad \text{Gleichung 4}$$

AZ ..... Arbeitszahl

$Q_{Heiz,WP}$  ..... Heizenergie von der Wärmepumpe

$Q_{TWW,WP}$  ..... Trinkwarmwasserenergie von der Wärmepumpe

$Q_{Heiz/TWW,HS}$  ..... Heiz- und Trinkwarmwasserenergie vom Heizstab

$W_{Verd+St}$  ..... Elektroenergieverbrauch durch Verdichter und Steuerung

$W_{SP/Vent/BP}$  ..... Elektroenergieverbrauch durch Solepumpe oder Ventilator oder Brunnenpumpe

$W_{HS}$  ..... Elektroenergieverbrauch durch Heizstab

$W_{LPTS+LPPS}$  ..... Elektroenergieverbrauch durch Ladepumpen

<sup>4</sup> (Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, M. Miara u.a., 2011)

## **4.6 Verwendete Messsysteme, Fehlergrenzen der Messtechnik:**

### **4.6.1 Temperaturmessung:**

Verwendet werden PT 1000 Temperatursensoren der Klasse B, Genauigkeit  $\pm 0,55\text{K}$  ( bei  $50^\circ\text{C}$ ).

Der Fehler der CAN-EZ-Temperaturerfassung beträgt pro Kanal  $\pm 0,4\text{K}$ .

Nach paarweiser Kalibrierung der Temperatursensoren reduziert sich der Messfehler der gesamten Temperaturerfassung zusammen auf maximal  $\pm 0,3\text{K}$ .

### **4.6.2 Volumenstrommessung:**

Verwendet werden elektronische Volumenstromsensoren FTS9-150DL basierend auf dem Prinzip der Karmanschen Wirbelstraße. Die Wirbelablösung an dem in der Strömung stehenden Staukörper erfolgt streng proportional zur Strömungsgeschwindigkeit. Die erzeugten Wirbel werden durch ein piezoelektrisches Paddel detektiert und durch die integrierte Elektronik ausgewertet. Ein Mikroprozessor verwandelt die analogen Messwerte in ein für den DL-Bus (Datenleitung) geeignetes serielles Digitalsignal um.

## **5 Anpassungen und Optimierung des Wärmeverteilsystems:**

Von den gesamthaft  $700\text{ m}^2$  beheizter Fläche erfolgt die Wärmeverteilung bei ca.  $450\text{ m}^2$  über eine Fußbodenheizung und bei ca.  $150\text{ m}^2$  über Plattenheizkörper. Für eine höchstmögliche Effizienz des Wärmepumpensystems und der thermischen Solaranlage sind niedrigst mögliche Vorlauftemperaturen erforderlich. Bei der Fußbodenheizung war bisher hydraulisch eine Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf von ca.  $10^\circ\text{C}$  bis  $12^\circ\text{C}$  gegeben. Beim installierten Heizkörperkreis wurde eine ähnliche Temperaturdifferenz gemessen, jedoch waren höhere Vorlauftemperaturen bis zu  $40^\circ\text{C}$  erforderlich.

## 5.1 Anforderung des Wärmepumpensystems an das Wärme verteil system:

Wie bei keinem anderen Wärmeerzeugungssystem sind für eine hohe Effizienz der Wärmepumpe eine möglichst hohe Temperatur der Wärmequelle und eine möglichst niedrige Temperatur der Wärmeabgabe die wesentlichsten Parameter für eine effiziente Betriebsweise. Aus diesem Grund ist auch die Wärmequelle Grundwasser meist die effizienteste Form des Wärmepumpensystems, da mit einer gleich bleibenden Temperatur auch in den Wintermonaten von ca. 9°C bis 12°C zu rechnen ist. Mit einem optimiert ausgelegten und optimiert betriebenen Fußboden heizungssystem sind auch die niedrigst möglichen Vor- und Rücklauftemperaturen des Wärmeverteilsystems erzielbar. Deshalb ist grundsätzlich ein Wärmepumpen betrieb mit der Entzugsquelle Grundwasser und der Wärmeverteilung über ein Fußbodenheizungssystem die effizienteste Möglichkeit der Wärmepumpenheizung. Im Niedrighausenergiestandard .Mit guten Wärmedämmsystemen und niedrigen spezifischen Heizlasten im Bereich von ca. 30 -50 W/m<sup>2</sup> beheizter Fläche können optimierte Fußbodenheizungssysteme im Bereich von 26°C bis 35°C Vorlauftemperatur betrieben werden. Bei einer erforderlichen Vorlauftemperatur von 30°C und einer Wärmequellentemperatur von 10°C entsteht ein sehr geringer Temperaturhub für die Wärmepumpe von nur 20°K. Dies ergibt gemäß folgender Darstellung höchstmögliche Leistungsziffern (COP-Werte) von bis zu 6,5. Anhand dieses Diagrammes ist auch ersichtlich, dass sich mit zunehmendem Temperaturhub die Effizienz , der COP-Wert wesentlich verschlechtert.

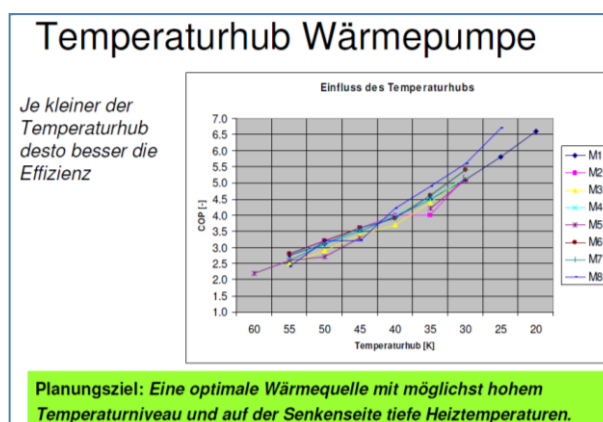


Abb. 8: COP-Abhängigkeit vom Temperaturhub der Wärmepumpe<sup>5</sup>

<sup>5</sup> (Hubacher, 2011)

Die Wahl der Heiztemperatur am Auslegungspunkt hat daher wesentliche Bedeutung für die Heizarbeitszahl. Jedes Grad mehr an Vorlauftemperatur verursacht ca. 2,5% mehr an Energieverbrauch.

## 5.2 Anforderung der thermischen Solaranlage an das Wärmeverteilsystem:

Der prozentuelle solare Deckungsbeitrag für eine solare Heizungsunterstützung kann umso höher sein, je niedriger die Heizlast des Gebäudes ist. Bei Niedrigenergiehäusern kann der Deckungsbeitrag bis zu 40% des Jahresenergieverbrauchs betragen.

Der Einfluss der Wärmeverteils-Rücklauftemperatur hat wesentlichen Einfluss auf den Kollektorwirkungsgrad der thermischen Solaranlage. Je niedriger die Heizungsrücklauftemperatur, und mit Berücksichtigung der Grädigkeit der Wärmetauscher die Kollektortemperatur umso höher sind der Kollektorwirkungsgrad und der Ertrag der Anlage. Bei einer mittleren Kollektortemperatur von 30°C ist der optimale Wirkungsgrad von bis ca. 0,8 erreichbar. Bei einer mittleren Kollektortemperatur von 60°C sinkt der Kollektorwirkungsgrad um 25% auf  $\eta = 0,6$ .

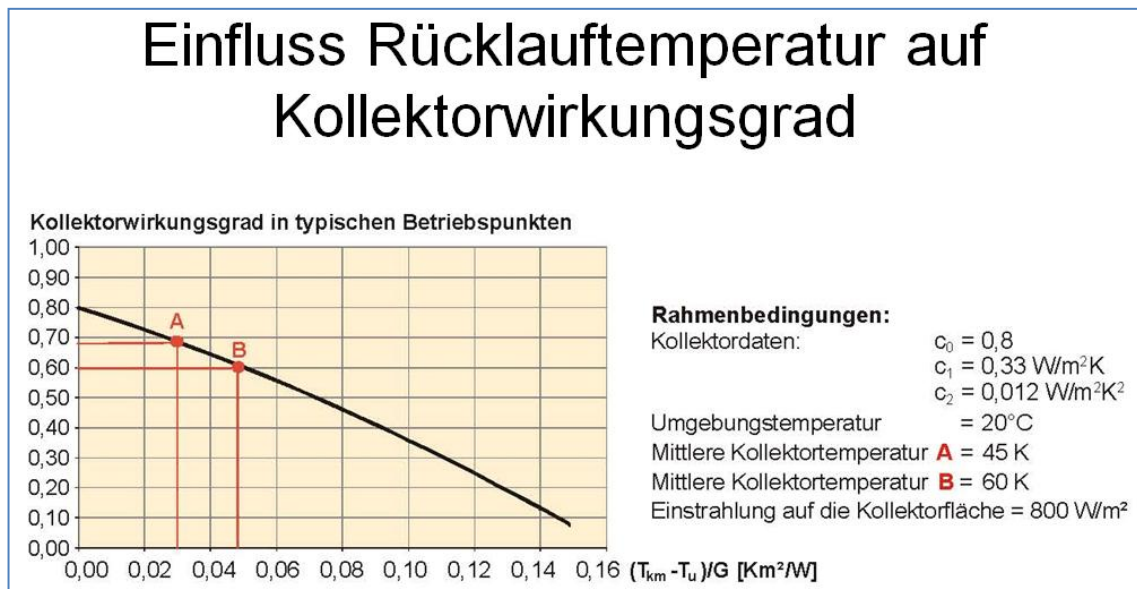


Abb. 9: Einfluss Rücklauftemperatur auf Kollektorwirkungsgrad<sup>6</sup>

<sup>6</sup> (Fink & Müller, 2008)

Da die solare Heizungsunterstützung über die Anhebung des Heizungsrücklaufes erfolgt, ist die Rücklauftemperatur maßgeblich. Je niedriger das der Solaranlage zur Verfügung stehende Temperaturniveau, desto effektiver arbeitet das System.

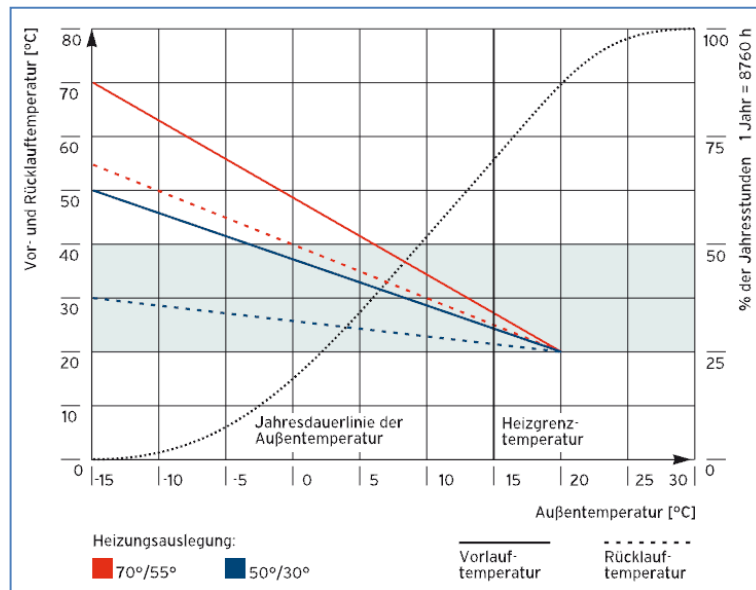


Abb. 10: Jahresdauerlinie der Außentemperatur<sup>7</sup>

Beide Systeme, sowohl das Wärmepumpensystem als auch die solare Heizungsunterstützung arbeiten umso effizienter je niedriger die Temperaturniveaus für die Heizungsvor- und die Heizungsrücklauftemperatur sind. Aus diesem Grund hat die Planung, Ausführung und der Betrieb des Heizungsverteilsystems einen entscheidenden Einfluss auf den Deckungsbeitrag der thermischen Solaranlage und den COP-Wert, der Effizienz eines Wärmepumpensystems.

### 5.3 Optimierter Betrieb der Fußbodenheizung:

Für die Beheizung eines Raumes bzw. die Einbringung der entsprechenden Wärmemenge ist eine bestimmte Heizwassermenge erforderlich. Der Transport erfolgt nach der Formel  $q = m \cdot c \cdot \Delta T$ . Bei einem höheren  $\Delta T$  von beispielhaft 10°C ist nur die Hälfte der Wassermenge zum Umwälzen nötig als bei einem geringeren  $\Delta T$  (Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf) von beispielhaft 5°C. Die Wärmeabgabe an den Raum ist abhängig von der Temperaturdifferenz der Heizmitteltemperatur zwischen Vor- und Rücklauftemperatur und der Fußbodenoberflächentemperatur. Beispielhaft ergibt sich bei einer Vorlauftemperatur von 30°C

<sup>7</sup> (Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik)

und einer Raumtemperatur von 20°C und einer Temperaturdifferenz von 10°C eine Heizmitteltemperatur von 25°C. Wird das gleiche System mit nur 5°C Temperaturdifferenz betrieben, so erhöht sich bei gleicher Vorlauftemperatur die Heizmitteltemperatur auf 27,5°C gegenüber 25°C. Es ist also eine höhere Heizleistung übertragbar. Für den heutigen Niedrigenergiehausstandard mit einer spezifischen Heizlast von ca. 35W/m<sup>2</sup> am kältesten Tag ergibt sich eine maximale Fußbodenoberflächentemperatur für den kältesten Tag von  $FBO_{max} = 23,5^{\circ}C$ .

Die Fußbodenheizung ist vom Temperaturgradient her von der vertikalen Verteilung als ideale Heizung bzw. als die beste Annäherung zu sehen.

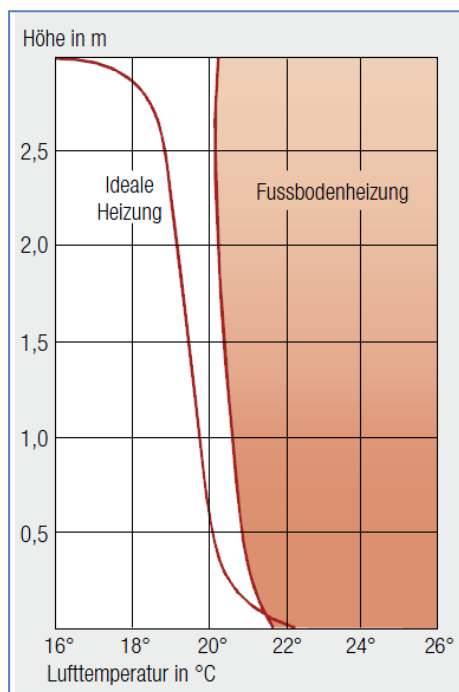


Abb. 11: vertikales Temperaturprofil Fußbodenheizung<sup>8</sup>

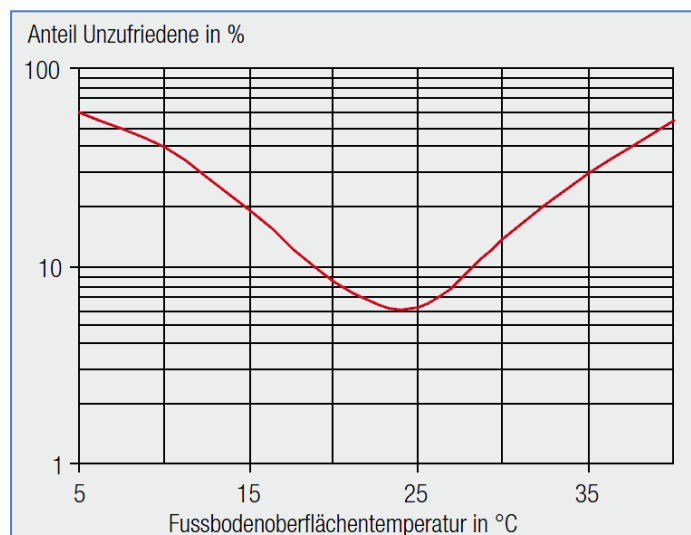


Abb. 12: Anteil Unzufriedene in Abhängigkeit der Fußbodenoberflächentemperatur<sup>9</sup>

Im Bereich einer Fußbodenoberflächentemperatur von 23°C bis 25°C ist der geringste Anteil der Unzufriedenen feststellbar.

Gegenständlich wurde das Verteilsystem durch hydraulische Einregulierung und Austausch von Umwälzpumpen auf hoch effiziente Pumpen mit niedrigem Energieverbrauch und höherer Fördermenge bzw. Förderhöhe auf eine Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf im Mittel von 3°C adaptiert. Damit sind bei geringst möglichen Vorlauftemperaturen, wie sie für die Wärmepumpe erforderlich sind, höchst

<sup>8</sup> (Kunz, et al., 2008)

<sup>9</sup> (Kunz, et al., 2008)



mögliche Mitteltemperaturen und Fußbodenoberflächentemperaturen für die Übertragung der Heizleistung gegeben. Das nun so optimierte Wärmeverteilsystem kann bei einer Temperaturdifferenz von 3°C mit Vorlauftemperaturen von 26°C bis 32°C (am kältesten Tag) die erforderliche Wärme übertragen, wie die Messergebnisse zeigen:

#### **5.4 Wesentliche Verbesserung des Selbstregelungseffektes:**

Der Selbstregelungseffekt ist typisch für Heizflächen mit niedrigen Oberflächen temperaturen, wie dies bei optimierten Fußbodenheizungen der Fall ist. Die Fußboden oberfläche gibt Wärme ab, solange die Fußbodenoberflächentemperatur höher als die Raumlufttemperatur ist. Erreicht die Temperatur im Raum die der Fußboden oberfläche, kann der Fußboden keine Wärme mehr an die Raumluft abgeben, weil keine treibende Temperaturdifferenz mehr gegeben ist. Beträgt beispielhaft die Raumtemperatur 20°C und die Fußbodenoberflächentemperatur 24°C ergibt sich bei der Temperaturdifferenz von 4°C 100% Wärmeabgabe entsprechend der Auslegung. Erhöht sich die Raumtemperatur durch Fremdeinflüsse wie zum Beispiel intensive Sonneneinstrahlung, Lampen, elektrische Geräte, Menschen etc., so wird der Temperaturunterschied zwischen Fußbodenoberfläche und Raumluft geringer, d.h. der Boden gibt weniger Wärme an den Raum ab. Erhöht sich die Raumtemperatur beispielhaft auf 22°C, verringert sich die treibende Temperaturdifferenz auf 2°C und die Wärmeabgabe reduziert sich dadurch automatisch ohne Regeleinrichtung auf 50%. Erhöht sich die Raumtemperatur durch weitere Fremdeinflüsse wie Sonneneinstrahlung etc. bis auf 24°C und erreicht die Raumtemperatur den gleichen Wert wie die Fußbodenoberflächentemperatur, d.h. die Temperaturdifferenz = 0, reduziert sich die Wärmeabgabe der Fußbodenfläche auf 0. Durch Reduktion der Temperaturdifferenz auf 3°C und damit einhergehender Reduktion der Fußbodenoberflächentemperatur verbessert sich dieser Selbstregelungseffekt gravierend und ist daher ohne zusätzlichen Raumtemperaturregelungsmechanismus eine Überhöhung der Raumtemperatur bei Fremdenergiegewinnen durch den Selbstregelungseffekt vermeidbar. Auf Basis dieses optimierten Betriebes können Fußbodenheizungssysteme auf Wärmeeinflüsse reagieren und so einen effizienten energiesparenden Betrieb ermöglichen und eine Überwärmung vermeiden.

Bei Systemen mit geringen Übertemperaturen im Bereich von 3°C bis 5°C reduziert sich die Heizleistung bei relativer Änderung der Raumtemperatur um 1°K bereits um bis zu 55%.

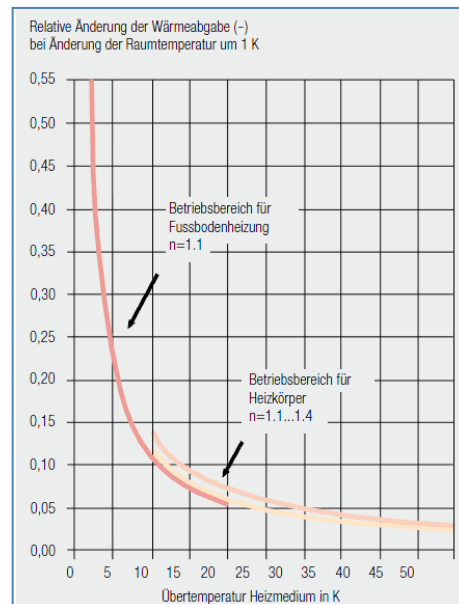


Abb. 13: Darstellung Selbstregelungseffekt<sup>10</sup>

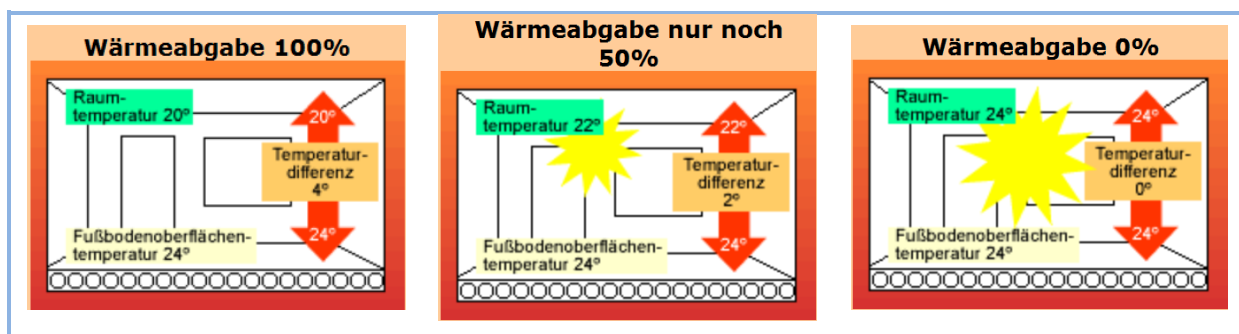
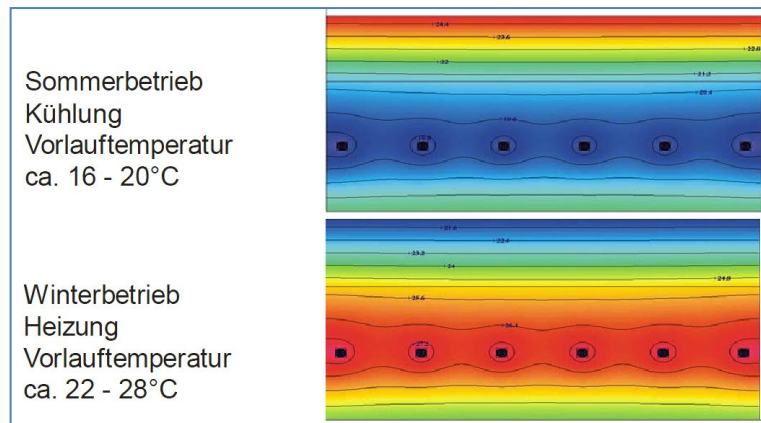


Abb. 14: Wärmeabgabe Selbstregelungseffekt bei Fußbodenheizungen<sup>11</sup>

Auch bei der Bauteilaktivierung, bei welcher in den Betondecken wasserführende Rohre ähnlich der Fußbodenheizung eingelegt werden, können im Winterbetrieb mit Vorlauftemperaturen von 22°C bis 28°C Heizleistungen bis 35 W/m<sup>2</sup> übertragen werden und im Sommerbetrieb mit Vorlauftemperaturen von 16°C bis 20°C ein Kühlbetrieb realisiert werden.

<sup>10</sup> (Kunz, et al., 2008)

<sup>11</sup> (Sigfried Stahn GmbH)

Abb. 15: Temperaturverteilung Bauteilaktivierung Sommer-Winterbetrieb<sup>12</sup>

## 5.5 Optimierter Betrieb der Heizkörper:

Da ein Bereich mit Heizkörpern ausgestattet ist, war es erforderlich, die Heizkörperflächen so zu vergrößern bzw. zu ergänzen und somit den Konvektionsanteil zu erhöhen, daß das gleiche Temperaturniveau auf der Vor- und Rücklaufseite erreicht wurde, wie dies bei der Fußbodenheizung realisiert werden konnte. Wären für den Heizkörperbereich höhere Vorlauftemperaturen erforderlich gewesen, wäre der gesamte Aufwand im Bereich der Optimierung der Fußbodenheizung nicht zweckmäßig gewesen. Die Umrechnung der Heizkörperleistungen auf Niedertemperaturniveau erfolgt nach folgenden Formeln:

Der NTF-Faktor ist abhängig von dem Temperaturverhältnis c:

$$c = \frac{\vartheta_{RL} - \vartheta_i}{\vartheta_{VL} - \vartheta_i} \quad \text{Gleichung 5}$$

Die logarithmische Übertemperatur bestimmt sich nach:

$$\Delta\vartheta_{m \ln} = \frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_{RL}}{\frac{\vartheta_{VL} - \vartheta_i}{\vartheta_{RL} - \vartheta_i}} \quad \text{Gleichung 6}$$

$$NTF = \frac{1}{\left[ \frac{\Delta\vartheta_{m \ln}}{\Delta\vartheta_{m_n \ln}} \right]^n} \quad \text{Gleichung 7}$$

$\Delta\vartheta_m$ .....arithmetische Übertemperatur  
 $\Delta\vartheta_{m \ln}$ .....logarithmische Übertemperatur,  
 $\vartheta_{VL}$ .....Vorlauftemperatur  
 $\vartheta_{RL}$ .....Rücklauftemperatur

<sup>12</sup> (Technische Universität Braunschweig, Institut für Gebäude- und Solartechnik)

$\vartheta_i$  .....Raumtemperatur  
 $n$  .....Exponent für die Heizfläche

Aufgrund des niedrig optimierten Temperaturniveaus der Fußbodenheizung musste eine wesentliche Vergrößerung – wo baulich möglich – erfolgen. Wo dies nicht möglich war, wurden Konvektionsverstärker eingesetzt. Dabei werden bei den Heizkörpern untenseitig Lüfter eingebaut. Sobald der Heizkörper eine einstellbare Temperatur von über 22°C erreicht, wird dies über den Fühler erfasst und werden die Lüfter eingeschaltet. Dadurch erhöht sich der Luftstrom und der Konvektionsanteil durch den Heizkörper wesentlich und kann mit gleicher Fläche nahezu die doppelte Heizleistung erbracht werden.

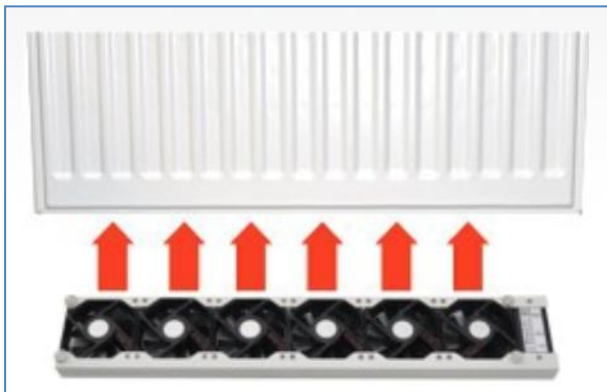
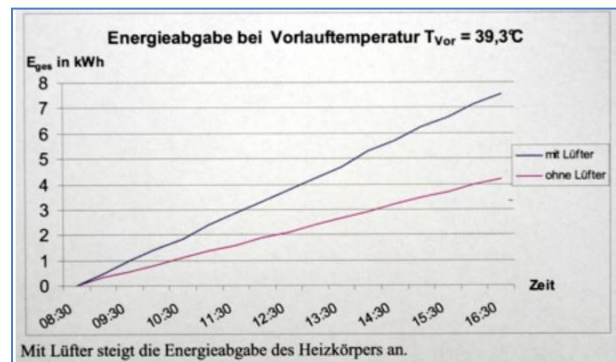


Abb. 16: Konvektionsverstärkung bei Heizkörpern<sup>13</sup>



Mit Lüfter steigt die Energieabgabe des Heizkörpers an.

Abb. 17: Leistungserhöhung durch Konvektionsverstärkung bei Heizkörpern<sup>14</sup>

Der Luftumsatz wird durch die Konvektionsverstärkung nahezu verdoppelt und kann die Energie schneller in den Raum abgeben und die Heizleistung dadurch wesentlich erhöht werden:

Gemäß den Messungen wird die Leistung mit Lüfter wesentlich erhöht:

Mit diesen Maßnahmen konnte erreicht werden, dass der Bereich mit Heizkörpern mit der gleichen Heizkurve und den gleichen Vor- und Rücklauftemperaturen wie der Bereich mit der Fußbodenheizung betrieben wird.

<sup>13</sup> (Alarm4u.de GmbH, 2012)

<sup>14</sup> (Alarm4u.de GmbH, 2012)

## 5.6 Durchgehender Betrieb ohne Nachtab senkung:

Untersuchungen und die Erfahrungen haben gezeigt, dass bei gut wärme gedämmten Gebäuden wie bei den gegenständlichen eine Nachtab senkung keine Energieeinsparung bringt, da auch eine geringe Abkühlung von  $0,5^{\circ}\text{C}$  bis  $1^{\circ}\text{C}$  in der Früh eine Überhöhung der Vorlauf temperatur zur Wiederaufheizung benötigt. Die Erhöhung der Vorlauf temperatur benötigt für die Wärmepumpe mehr Heizleistung und reduziert die Energieeffizienz. Die Messungen haben gezeigt, dass sich durch Entfall der Nachtab senkung und den dadurch entstehenden Dauerbetrieb ein stationärer Betrieb einstellt und dadurch die Vorlauf temperaturen weiter abgesenkt werden können, was in Bezug auf die Verteilverluste und auf die Energieeffizienz der Solaranlage Einsparungen erbringt. Gesamthaft gesehen und mit Berücksichtigung dieser Umstände ist somit der Betrieb ohne Nachtab senkung energieeffizienter. Dies zeigen auch internationale Studien.

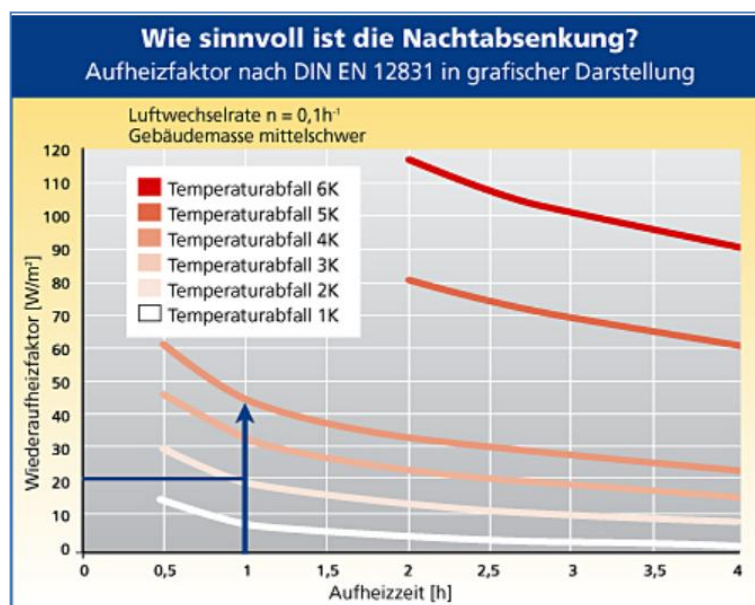


Abb. 18: Wiederaufheizfaktor in Abhängigkeit Aufheizzeit bei Nachtab senkung<sup>15</sup>

<sup>15</sup> (Peters, 2012)

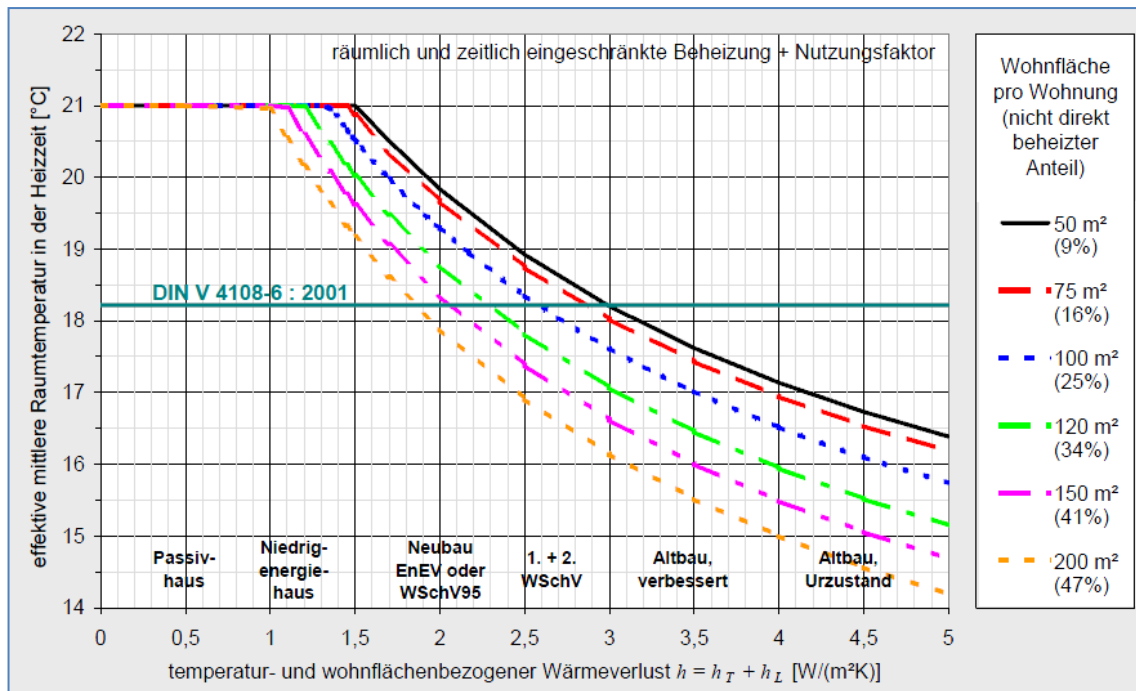


Abb. 19: Temperatur- und wohnflächenbezogener Wärmeverlust bei Absenkung<sup>16</sup>

Ein weiterer Vorteil liegt darin, dass für den Betrieb der Wärmepumpe von 22:00 Uhr bis 6:00 Uhr ein günstigerer Strom-Nachttarif vorliegt und diese Tarifvergünstigung durch den Dauerbetrieb genutzt werden kann.

## 6 Optimierung des Grundwasserfördersystems:

### 6.1 Messergebnisse von Jahresarbeitszahlen von Grundwasserwärmepumpensystemen:

In Vorarlberg ist der Marktanteil von Wärmepumpen bei 65%. Von Dezember 2005 bis Oktober 2009 wurden vom Amt der Vorarlberger Landesregierung 20 geförderte Anlagen messtechnisch erfasst. Diese Anlagen wurden für Einfamilienhäuser errichtet und wurden damit die Raumheizung monovalent und die Brauchwasserbereitung erbracht. Von den 20 gemessenen Anlagen wurden 13 Anlagen mit Erdsonden und 3 Anlagen mit Grundwasser betrieben. Das Quellenmedium Grundwasser hat über das ganze Jahr, vor allem in der Winterzeit eine konstante Temperatur im Bereich von +9°C bis +12°C und ist daher als ideal anzusehen und müsste daher theoretisch die

<sup>16</sup> (Loga, Großklos, & Knissel, 2003)

höchsten Jahresarbeitszahlen bei sonst gleichen Rahmenbedingungen erbringen. Ein Nachteil dieses Systems besteht jedoch darin, dass für die Grundwasserförderung für die Grundwasserpumpanlage relativ hohe Energiekosten aufzuwenden sind. Bei den drei untersuchten Anlagen 13, 14 und 20 betragen diese durchschnittlich 28% der Verdichternennleistung. Bei den Erdwärmeanlagen ist die Sole in einem geschlossenen Kreislauf ohne Höhenverluste umzuwälzen und liegt der Aufwand dieser Nebenaggregate im Bereich von ca. 15% der Verdichternennleistung.

4 Technische Daten																					
Anlagen Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
<b>Gebäude</b>																					
Baujahr		2004/2005	2005	2003/2004	2003	2004	2005/2006	2004	2005	2005	2006/2006	2003/2004	2005	2003	2006	2006	2006	2006	2006	2003	2006
Seehöhe	m	795	495	721	412	657	613	685	690	440	557	448	433	421	412	426	690	663	849	495	412
HGT 2012	Kid	4.651	3.747	4.300	3.542	4.181	4.316	4.366	4.190	3.654	4.161	3.600	3.595	3.541	3.552	4.190	4.267	4.056	3.747	3.541	
Anzahl Wohneinheiten		1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	1
Bruttogeschossfläche BGF	m²	169	153	196	191	145	136	199	202	190	147	200	169	162	167	174	191	172	197	369	174
Heizwärmebedarf HWB	kWh/m²a	51,40	59,40	88,00	63,10	67,00	63,80	58,90	62,30	66,60	64,60	50,70	54,00	75,00	66,89	55,00	64,43	67,02	38,00	49,00	66,13
Heizlast	kW	7	5,8	6,7	8,8	9,7	8	7,2	8	8,4	5,7	8	5,7	9,8	8,46	8,4	7,17	6,8	8,5	10,57	6,73
Verteilungssystem		FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH	FBH
Heizmitteltemp. bei Auslegung		30	35	38	40	40	35	36	36	36	40	35	30	35	36	35	35	35	35	40	36
<b>Wärmepumpe</b>																					
Typ		1	2	3	4	4	5	3	6	7	8	4	9	10	11	12	13	1	14	12	15
Wärmequelle		Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Grundwasser	Grundwasser	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Erdsonde	Grundwasser
Sendenlänge	l/m	136	110	110	140	150	140	110	140	120	82	140	148	-	-	150	140	132	170	150	-
Erzeugungleistung	W/m	42	41	45	50	53	43	50	45	40,17	52,44	44,29	30,41	-	-	28,67	38,34	36,61	36,88	36,49	-
COP B0W35 bzw. W10W35		5,00	4,57	4,30	4,44	4,44	4,90	4,30	4,40	4,30	4,20	4,44	5,00	6,00	5,56	4,48	4,40	4,30	4,50	4,50	6,20
Kompressorleistung	kW	1,5	1,3	1,7	1,8	1,8	2	1,7	1,58	1,68	1,69	1,8	1,2	1,3	2,2	2,1	1,8	2,1	2,4	2,1	1,3
<b>Hilfsantriebe</b>																					
Wärmequellenpumpe 1	W	90	185	270	170	170	240	270	190	90	93	170	90	370	560	245	195	70	185	245	400
Wärmequellenpumpe 2	W													90							
Speicherladepumpe	W						60	90							90				40-100	90	
Brauchwasserladepumpe	W	90		90			60						45					60			
Heizungsumlaufpumpe	W	90 / 20	90	90	50	50	60	90	90	90	93	50	60	100	90	100	93	90	40-100	100	60
Summe Hilfsantriebe	W	270 / 200	275	450	220	220	420	450	280	180	185	220	195	470	730	435	269	220	385	435	460

**Tabelle 1: Technische Daten**

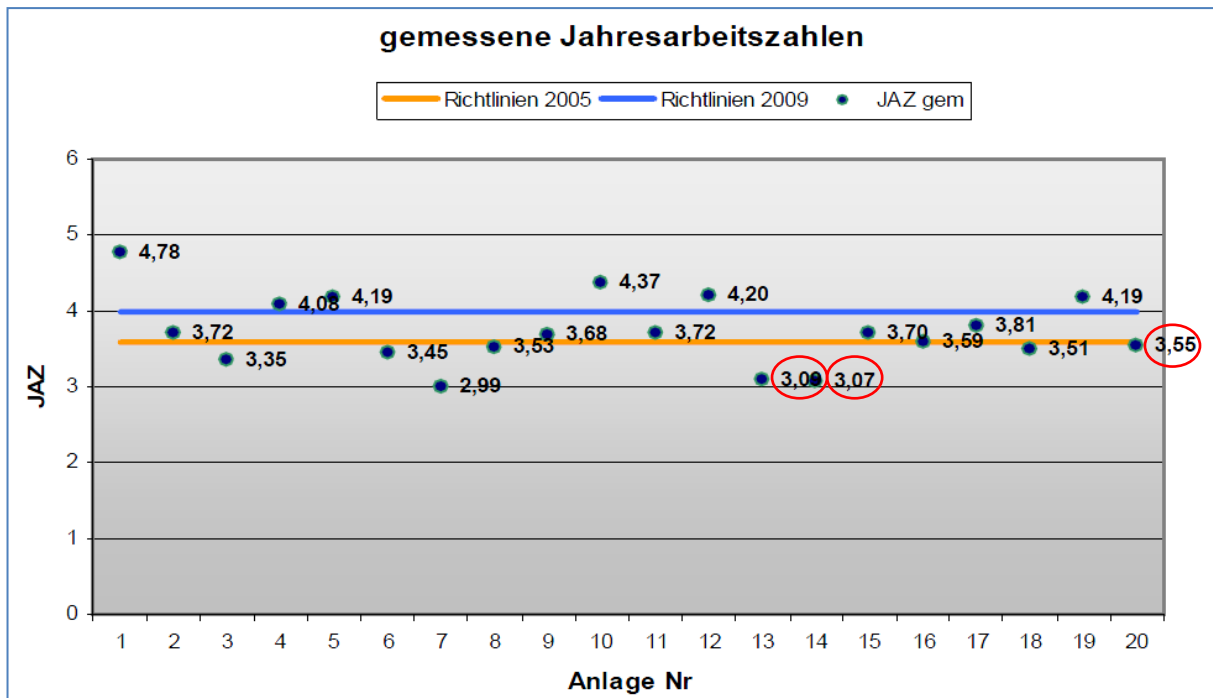
Bei allen Anlagen wird auch die Brauchwasserbereitung durch die Wärmepumpe durchgeführt. Die Anlagen 1, 2, 3, 6 und 10 sind zusätzlich mit einer Solaranlage ausgestattet.

Erläuterung: FBH = Fußbodenheizung

Abb. 20: Technische Daten Wärmepumpenmessung COP Vorarlberg<sup>17</sup>

Dies ist der Grund dafür, dass die Jahresarbeitszahlen der drei Grundwasseranlagen geringer sind als die Erdwärmesonden-Anlagen.

<sup>17</sup> (Amt der Vorarlberger Landesregierung, 2009)

Abb. 21: Jahresarbeitszahlenmessung Vorarlberg<sup>18</sup>

Wasser-Wasser-Wärmepumpen gelten allgemein als die effizienteste Form der oberflächennahen Erdwärmenutzung. Ihr großer Vorteil ist die ganzjährig hohe Quellentemperatur. Während eine Sole-Wasser-Wärmepumpe im gewichteten Jahresmittel auf eine Soletemperatur von 5°C kommt, hat man bei Wasser-Wasser-Wärmepumpen 10°C bis 12°C zur Verfügung. Da jedes Grad Quellentemperatur die Arbeitszahl um ca. 2,5% verbessert, haben Wasser-Wasser-Wärmepumpen einen grundsätzlichen Vorteil von ca. 15%.

In der Praxis liegen die Arbeitszahlen von Wasser-Wasser-Wärmepumpen jedoch im gleichen Bereich wie Sole-Wasser-Wärmepumpen und nicht selten sogar schlechter - wie die Messergebnisse der 20 Anlagen der Vorarlberger Landesregierung zeigen. Die Arbeitszahlen liegen zwischen 3,0 und 3,55. Ursache dafür ist der hohe Stromverbrauch der Nebenaggregate der Grundwasserpumpe. Laut einer Studie der FAWA erfordern die Soleumwälzpumpen einen Aufwand von ca. 13% der Verdichternennleistung. Eine Wärmepumpe mit 2 kW Verdichterleistung hat somit eine Solepumpenleistung von ca. 260 W Leistungsaufnahme. Hoch effiziente optimierte Pumpen können aber schon mit 2% bis 5% betrieben werden und verbessern dadurch entsprechend die Arbeitszahl der Gesamtanlage. Es ist also

<sup>18</sup> (Amt der Vorarlberger Landesregierung, 2009)



erkennbar, dass bei der Reduktion der Aufnahmeleistung der Grundwasserpumpe ein sehr hohes Optimierungspotential vorliegt, das relativ leicht erschließbar ist.

## 6.2 Zusammenhang zwischen Rohrnetz und Leistungsaufnahme:

Die Grundwasserpumpe hat die erforderliche Grundwassermenge zur Entnahme der Wärmeentzugsleistung zu transportieren. Die entsprechende Förderhöhe, welche die Pumpe aufbringen muss, bestimmt mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Förderpumpe und mit Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Antriebselektromotors die elektrische Leistungsaufnahme. Die Förderhöhe setzt sich zusammen aus einer eventuell vorhandenen geodätischen Verlusthöhe und dem Gesamtdruckverlust der im System befindlichen Rohrleitungsverluste und der Druckverluste bzw. Widerstände in den Armaturen im Verdampfer der Wärmepumpe als Plattenwärmeaustauscher und des eingebauten Filters. Der Gesamtdruckverlust der Rohrleitung setzt sich aus dem Widerstand der geraden Rohrstrecken und zum Druckabfall der Einzelwiderstände zusammen und berechnet sich nach folgenden Formeln.

$$\Delta p = R \times L + Z \quad \text{Gleichung 8}$$

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \times \frac{\rho}{2} \times w^2 \times L + \zeta \times \frac{\rho}{2} \times w^2 [\text{Pa}] \quad \text{Gleichung 9}$$

$\Delta p$ ..... Druckverlust der Rohrleitung [Pa]  
 $R$ ..... Rohrreibungsdruckgefälle in [Pa/m]  
 $L$ ..... Rohrlänge [m]  
 $Z$ ..... Druckabfall Einzelwiderstände [Pa]  
 $\lambda$ ..... Rohrreibungszahl  
 $d$ ..... Rohrdurchmesser [m]  
 $\rho$ ..... Dichte des Mediums [kg/m<sup>3</sup>]  
 $w$ ..... Fließgeschwindigkeit [m/s]  
 $\zeta$ ..... Widerstandsbeiwert Einzelwiderstände

Weiterhin gilt die Beziehung:

$$w = \frac{\frac{m}{p}}{A} = \frac{V}{A} = \frac{V}{\frac{\pi}{4} \times d^2} [\text{m/s}] \quad \text{Gleichung 10}$$

$A$  ..... Rohrquerschnittsfläche [m<sup>2</sup>]  
 $m$  ..... Massenstrom [kg/s]  
 $V$  ..... Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s]

Die Gleichung (9) zeigt, dass der Druckverlust eine quadratische Funktion der Fließgeschwindigkeit ist. Variiert man daher den Volumenstrom in Gleichung (10) und setzt die Fließgeschwindigkeit ( $w$ ) in Gleichung (9) ein, kann die parabelförmige Anlagenkennlinie berechnet werden. Die Pumpenkennlinie kann je nach Druckverlustsituation einen steilen oder flachen Kurvenverlauf haben. Eine Pumpe hat eine bestimmte Anlagenkennlinie und ergibt sich der Betriebspunkt als Schnittpunkt der Anlagenkennlinie je nach Druckverlustsituation und der Pumpenkennlinie bei Nenndrehzahl.

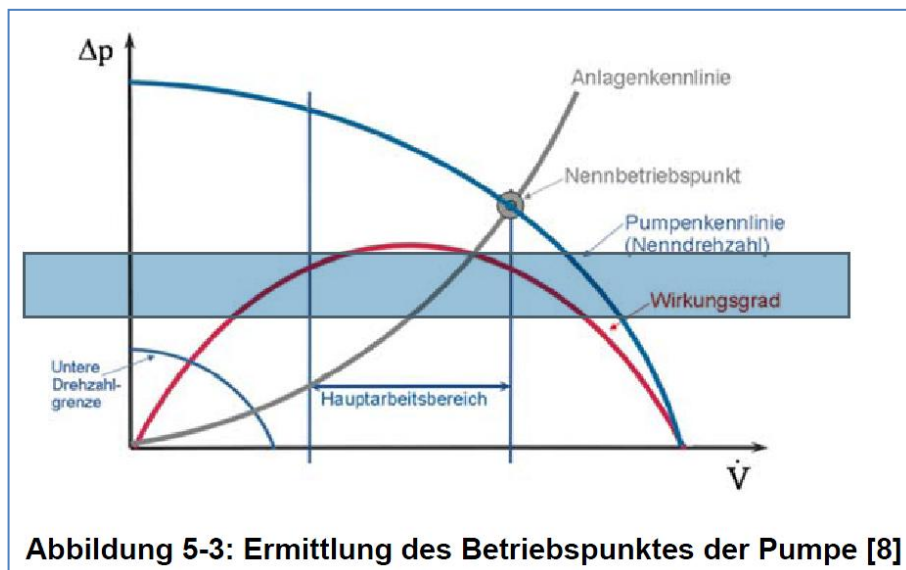


Abb. 22: Anlagenrohrleitungskennlinie bei Pumpen<sup>19</sup>

Die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme der Pumpe berücksichtigt den Volumenstrom, den Gesamtdruckverlust des hydraulischen Netzes, den Wirkungsgrad der Pumpe und den Wirkungsgrad des Motors. In den technischen Angaben sind allgemein mit  $P_1$  der elektrische Leistungsbedarf der Pumpe und der wesentlich höhere Wert  $P_2$  der elektrische Gesamtbedarf, welcher mit Berücksichtigung des Motorwirkungsgrades aus dem Netz gezogen wird und zu bezahlen ist, angegeben.

$$P_1 = \frac{V \times \Delta p}{\eta_P \times \eta_M} [W]$$

Gleichung 11

- $V$  ..... Volumenstrom [ $m^3/s$ ]  
 $\Delta p$  ..... Druckverlust des hydraulischen Netzes [Pa]  
 $\eta_P$  ..... Wirkungsgrad der Pumpe  
 $\eta_M$  ..... Wirkungsgrad des Motors  
 $P_1$  ..... elektrischer Leistungsbedarf der Pumpe [W]

<sup>19</sup> (Floß, 2007)

Die energieeffizienteste Anpassung auf den tatsächlich erforderlichen Förderstrom erfolgt mit Hilfe der Drehzahlregelung. Mit der Drehzahl ( $n$ ) ändert sich proportional der Förderstrom. Mithilfe von Frequenzumformern, welche die Frequenz des Elektromotors und damit auch die Drehzahl verändern, lässt sich mit geringen Verlusten im Bereich von 1% bis 2% eine ideale effiziente Anpassung der Leistung der Pumpe an die tatsächlich erforderliche Leistung erreichen. Der Wirkungsgrad ( $\eta_x$ ) der Pumpe bei von der Nenndrehzahl ( $n_n$ ) abweichender Drehzahl, lässt sich nach folgender Gleichung mit hinreichender Genauigkeit berechnen.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} = \left[ \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right]^2 \quad \text{Gleichung 12}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2} = \left[ \frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} \right]^2 \quad \text{Gleichung 13}$$

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \times \left[ \frac{n_n}{n_x} \right]^{0,1} \quad \text{Gleichung 14}$$

V ..... Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s]  
 $\Delta p$ ..... Druckverlust des Netzes [Pa]  
 n..... Drehzahl [1/min]  
 P ..... elektrische Leistung der Pumpe [W]  
 $\eta$ ..... Wirkungsgrad der Pumpe

Die Regelkennlinie kann mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$p_x = (p_n - p_{min}) \times \left[ \frac{V_x}{V_n} \right]^2 + p_{min} \quad \text{Gleichung 15}$$

$p_x$ ..... Druck bei  $V_x$  [Pa]  
 $p_{min}$ ... minimal erforderlicher Netzdruck [Pa]  
 $p_n$ ..... Druck im Auslegungsfall im Netz [Pa]  
 $V_x$ ..... Volumenstrom bei Teillast [m<sup>3</sup>/h]  
 $V_n$ ..... Volumenstrom bei Vollast [m<sup>3</sup>/h]

Die Wirkungsweise der Drehzahlregelung ist am einfachsten im p-V-Diagramm nachvollziehbar:

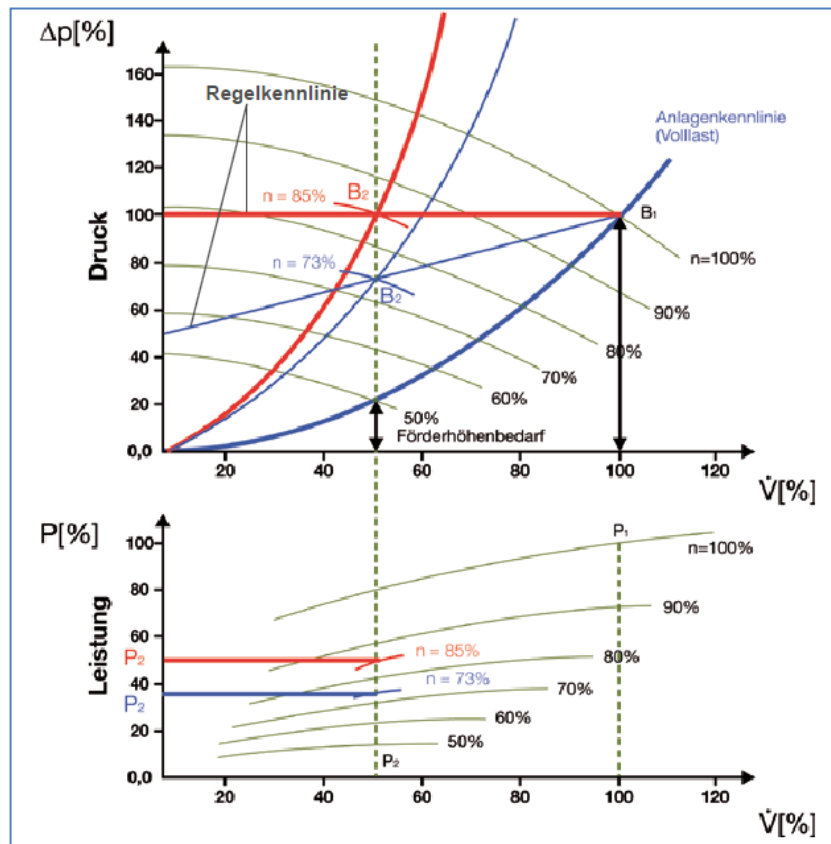
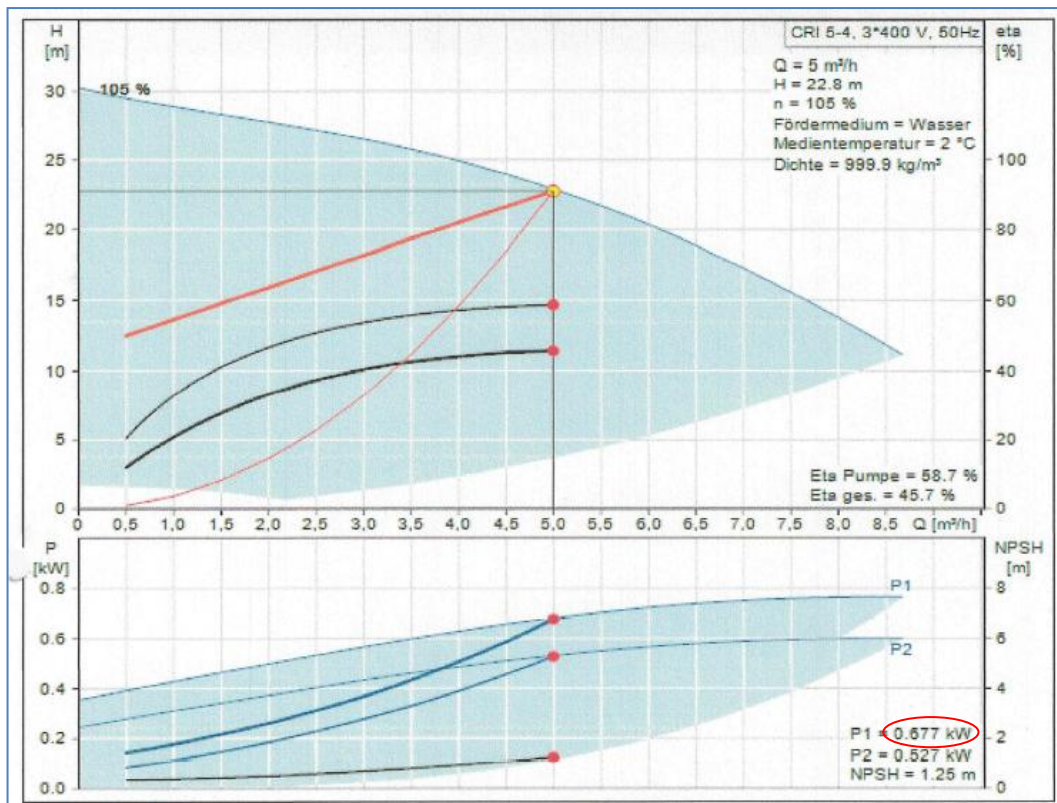


Abb. 23: Wirkungsweise Drehzahlregelung bei Pumpen<sup>20</sup>

### 6.3 Ausgeführte Optimierungsmaßnahmen am Grundwasserfördersystem:

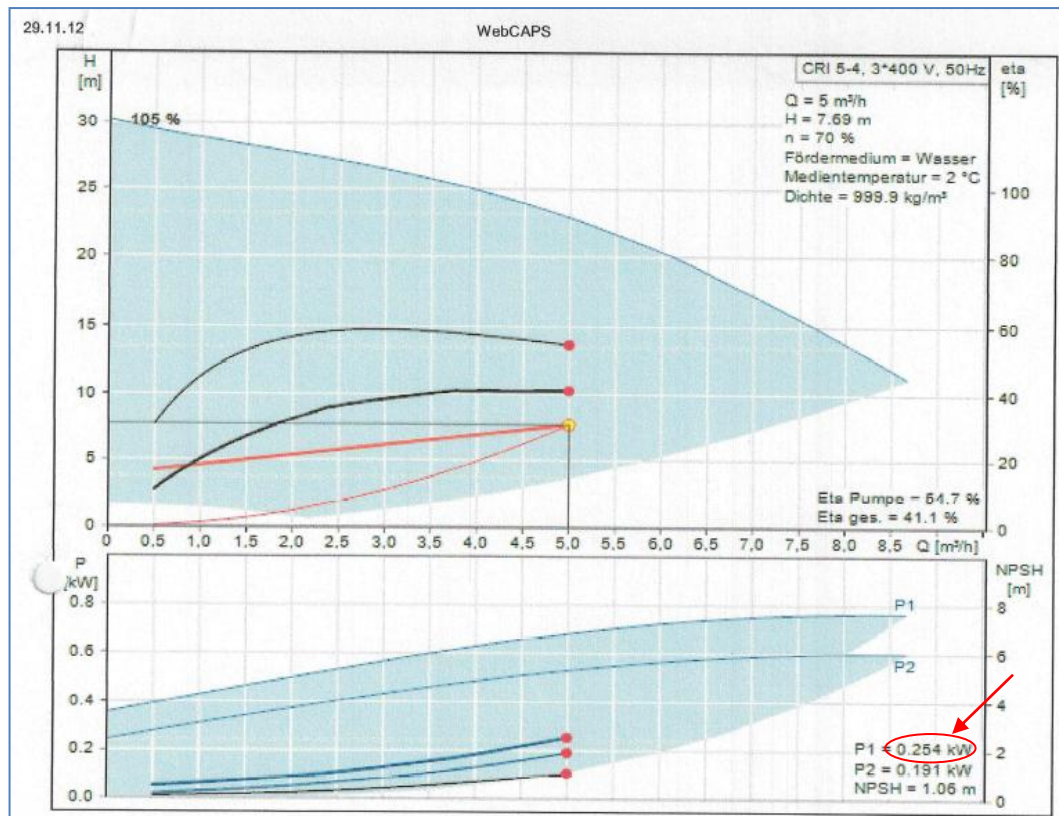
Bei der Grundwasserentnahme war ursprünglich ein Rammbrunnen ausgeführt. Da es sich bei der eingebauten Grundwasserpumpe mit hohem Wirkungsgrad um kein Selbstansaugendes Modell handelt, war beim Brunnenschacht beim freien Eintritt ein Rückschlagventil eingebaut und strömte das Grundwasser frei in den Schacht. Aufgrund der in Summe hohen Druckverluste, Ansaugverluste beim Einströmen, Druckverlust des Rückschlagventils und des Höhenverlustes ergab sich beim Betriebspunkt von 5 m<sup>3</sup>/h eine Förderhöhe von ca. 23 m und eine Leistungsaufnahme aus dem Netz P1 von 0,677 KW.

<sup>20</sup> (Floß, 2007)

Abb. 24: Pumpenkennlinie Grundwasserpumpe Grundfos<sup>21</sup>

Die Verdichternennleistung der Wärmepumpe beträgt 3,52 KW, die Leistungsaufnahme der Grundwasserpumpe beträgt somit 19% und liegt im üblichen, sogar günstigen Bereich. Um den Ansaugdruckverlust zu minimieren, wurden weitere zwei Rammburgen eingebaut. Dadurch konnten die Druckverluste wesentlich reduziert werden. Weiters wurde das Rückschlagventil entfernt und anstelle dessen ein Tauchrohr in den Rückgabeburgen eingebaut, sodass ein geschlossenes System entstand. Dadurch wird ein Rückströmen und Abfall der Wassersäule verhindert und ist kein geodätischer Höhenverlust mehr zu überwinden, da sich ein geschlossenes System ergibt. Durch Einbau eines Frequenzumformers kann die Drehzahl angepasst werden und konnte durch wesentliche Senkung der Druckverluste die Leistungsaufnahme um 63% auf 0,254 KW bei unveränderten 5 m³/h Durchsatz reduziert werden.

<sup>21</sup> (Grundfos Pumpen Vertrieb Ges.m.b.H.)

Abb. 25: Pumpenkennlinie Grundwasserpumpe Grundfos<sup>22</sup>

Durch diese Optimierungsmaßnahmen nimmt nun die Grundwasserpumpe nur mehr 7% der Verdichternennleistung auf und liegt dadurch im optimalen Bereich wie bei Solewärmepumpen.

## **7 Mögliche Optimierungsmaßnahmen an Grundwasserwärmepumpen:**

### **7.1 Grundsätzliche Funktionsweise der Wärmepumpe:**

Im Verdampfer des Wärmetauschers verdampft auf der kalten Seite ein Kältemittel unter Aufnahme der Verdampfungswärme aus dem zu kühlenden Medium. Dabei wird entweder der Außenluft, der Erde, dem Grundwasser oder technischen Prozessen Wärme entzogen. Über einen Verdichterkompressor wird diese Wärme auf ein höheres Temperaturniveau gebracht und auf der warmen Seite wieder über einen

<sup>22</sup> (Grundfos Pumpen Vertrieb Ges.m.b.H.)

Wärmetauscher (dem Kondensator) durch Verflüssigung an das aufzuheizende Medium Kondensationswärme (für Heizung oder Brauchwasser) an die Heizungsanlage abgegeben. In einer Drossel wird es anschließend wieder auf den Verdampfungsdruck gebracht. Vereinfacht kann eine solche Anlage wie folgt dargestellt werden:

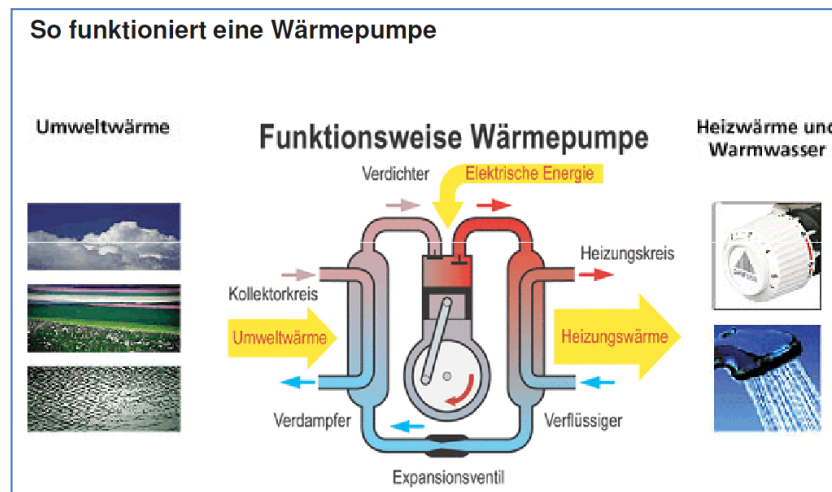


Abb. 26: Funktionsweise Wärmepumpe<sup>23</sup>

## 7.2 Energetische Vorteile einer Grundwasserwärmepumpenanlage:

Das Wärmeentzugsmedium Grundwasser, das idealer Weise das ganze Jahr und vor allem auch im Winter mit relativ konstanter Temperatur im Bereich zwischen 9°C und 12°C zur Verfügung steht, wird über einen Entnahmeförderbrunnen entnommen. In der Wärmepumpe wird über den Verdampfer die Verdampfungswärme entzogen, das Grundwasser je nach Dimensionierung um 2°K bis 6°K abgekühlt und im Schluckbrunnen wieder dem Grundwasserspeicher zugeführt.

<sup>23</sup> (Wärmepumpentestzentrum WPZ und Akustik)

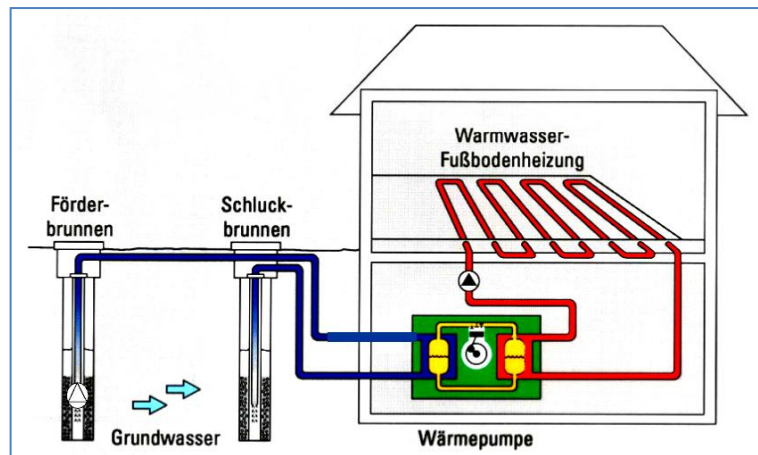


Abb. 27: Funktionsweise Grundwasserwärmepumpe<sup>24</sup>

Bereits in ca. 4 bis 5 m unter Terrain stehen Grundwassertemperaturen über das Jahr gesehen von minimal 9°C bis maximal 14°C zur Verfügung. In ca. 11 m unter Terrain ergibt sich eine höhere Temperaturkonstanz über das Jahr von minimal 11°C bis maximal 13°C.

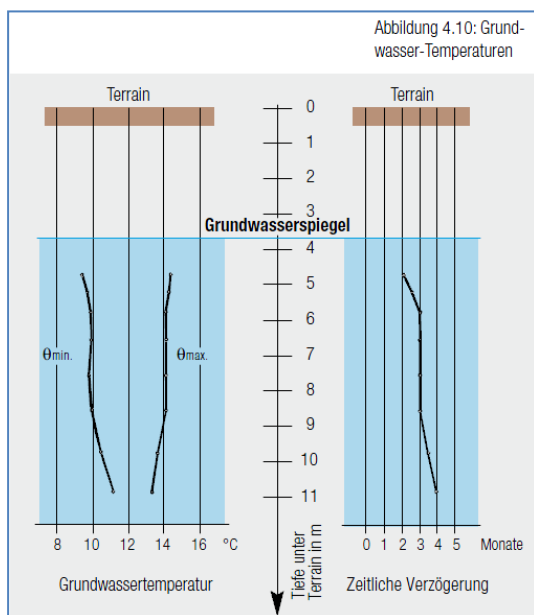


Abb. 28: Grundwassertemperaturentwicklung über den Grundwasserspiegel<sup>25</sup>

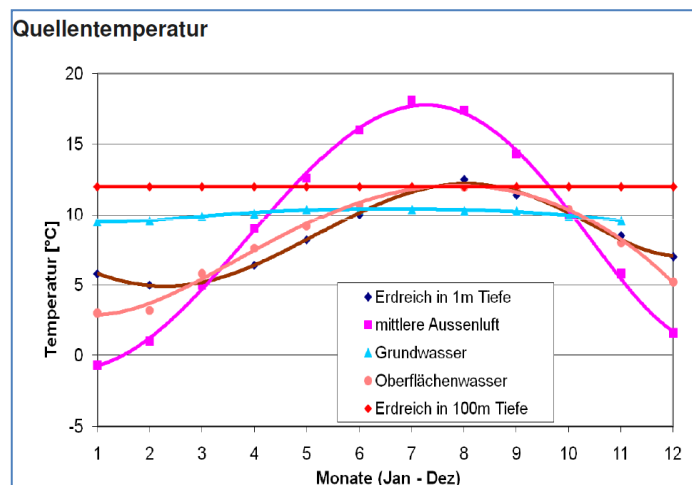


Abb. 29: Jahresverlauf der Quellentemperaturentwicklung<sup>26</sup>

Im Vergleich der verschiedenen Quellentemperaturen über das Jahr gesehen von Januar bis Dezember ist durch die relativ konstante Verfügbarkeit im Bereich von 9°C bis 13°C Grundwasser als ideales Wärmeentzugsmedium zu sehen. Die Effizienz einer Wärmepumpe ist umso höher je höher die Verdampfungstemperatur und damit die Wärmesenktemperatur ist.

<sup>24</sup> (Schenk)

<sup>25</sup> (Kunz, et al., 2008)

<sup>26</sup> (Wärmepumpentestzentrum WPZ und Akustik)



### 7.3 Darstellung im Carnot-Vergleichsprozess:

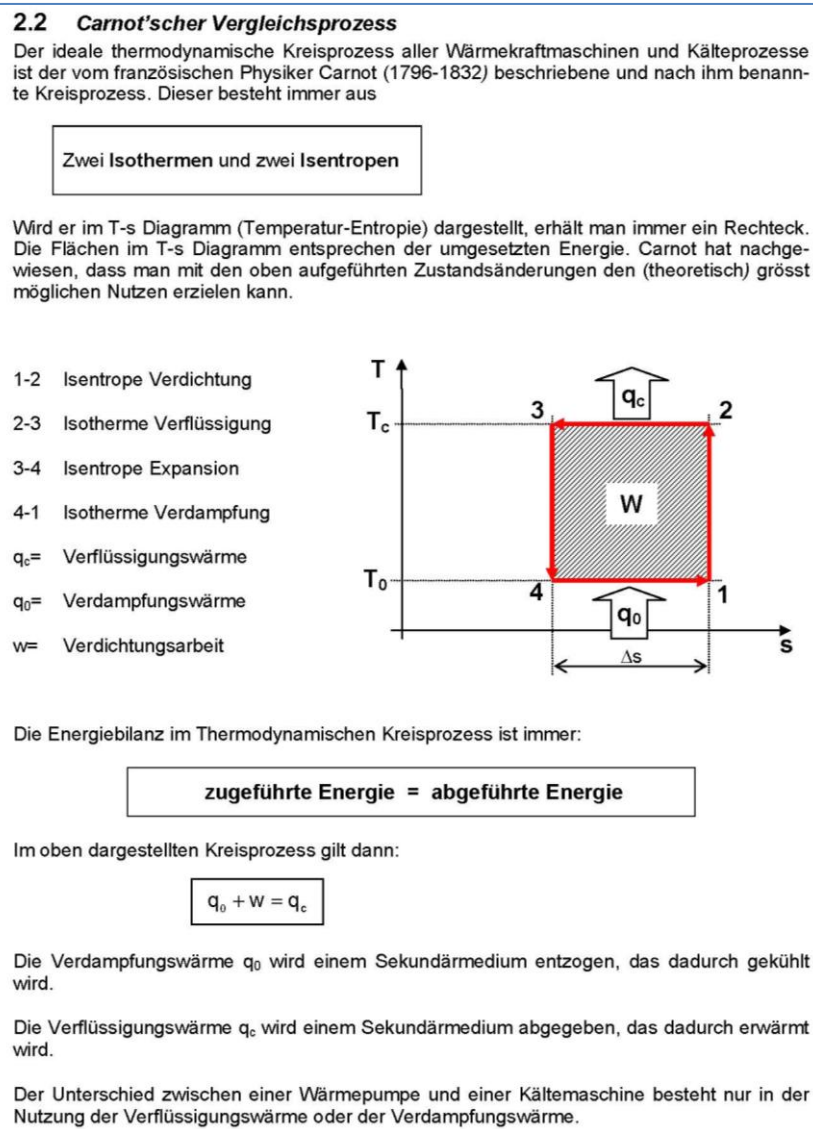


Abb. 30: Carnotprozess Wärmepumpe<sup>27</sup>

Die Carnot'sche Leistungszahl ( $\epsilon$ ) ist definiert:

$$\epsilon_c = \frac{Q_{WP}}{W_{WP}} = \frac{T_c}{T_c - T_0}$$

Gleichung 16

<sup>27</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen, 2007)

$Q_{WP}$ .....Wärmeleistung in kW  
 $W_{WP}$ .....zugeführte Leistung in kW  
 $T_o$  ..... Verdampfungstemperatur in K  
 $T_c$  ..... Kondensationstemperatur in K

Für den realen Prozess ergibt sich folgende Leistungszahl:

$$\varepsilon = \frac{Q_{WP}}{P_{WP}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \tag{Gleichung 17}$$

$P_{WP}$ ..... zugeführte Leistung in kW  
 $Q_{WP}$ .....Wärmeleistung in kW  
 $h_1$ ..... Enthalpie des Kältemittels am Verdichter-Eintritt in kJ/kg  
 $h_2$ ..... Enthalpie des Kältemittels am Verdichter-Austritt in kJ/kg  
 $h_3$ ..... Enthalpie des Kältemittels am Verflüssiger-Austritt in kJ/kg

Das Verhältnis zwischen der wirklichen Leistungszahl und der Carnot'schen Leistungszahl wird als Gütegrad  $\eta_{cw}$  (exergetisch) bezeichnet:

$$c = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_c} \tag{Gleichung 18}$$

### 7.4 Idealer Kreisprozess im log p-h-Diagramm:

Der Carnot-Prozess kann in der Praxis nicht verwirklicht werden. Ein weiterer Vergleichsprozess, der in verlustlosen Maschinen realisiert werden kann wird im log p-h-Diagramm dargestellt:

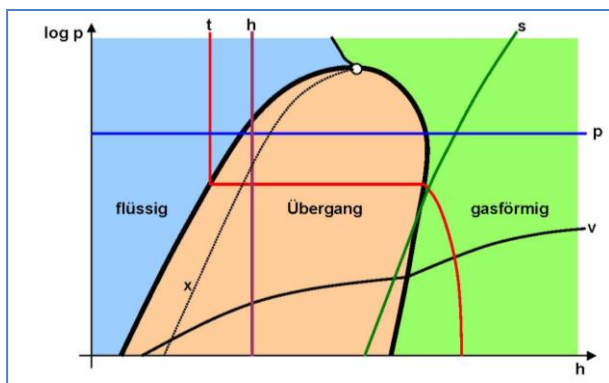


Abb. 31: Kreisprozess im log-ph-Diagramm<sup>28</sup>

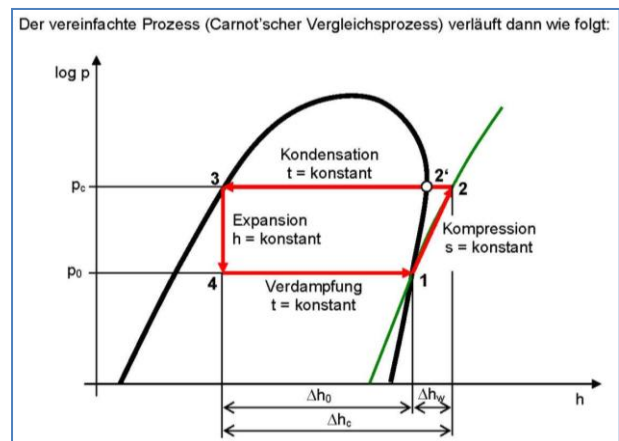


Abb. 32: Kreisprozess im log-ph-Diagramm<sup>29</sup>

<sup>28</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen, 2007)

<sup>29</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen, 2007)

Der Wärmepumpenkreisprozess im log p-h-Diagramm für das eingesetzte Kältemittel R 410a ist in der folgenden Abbildung dargestellt:

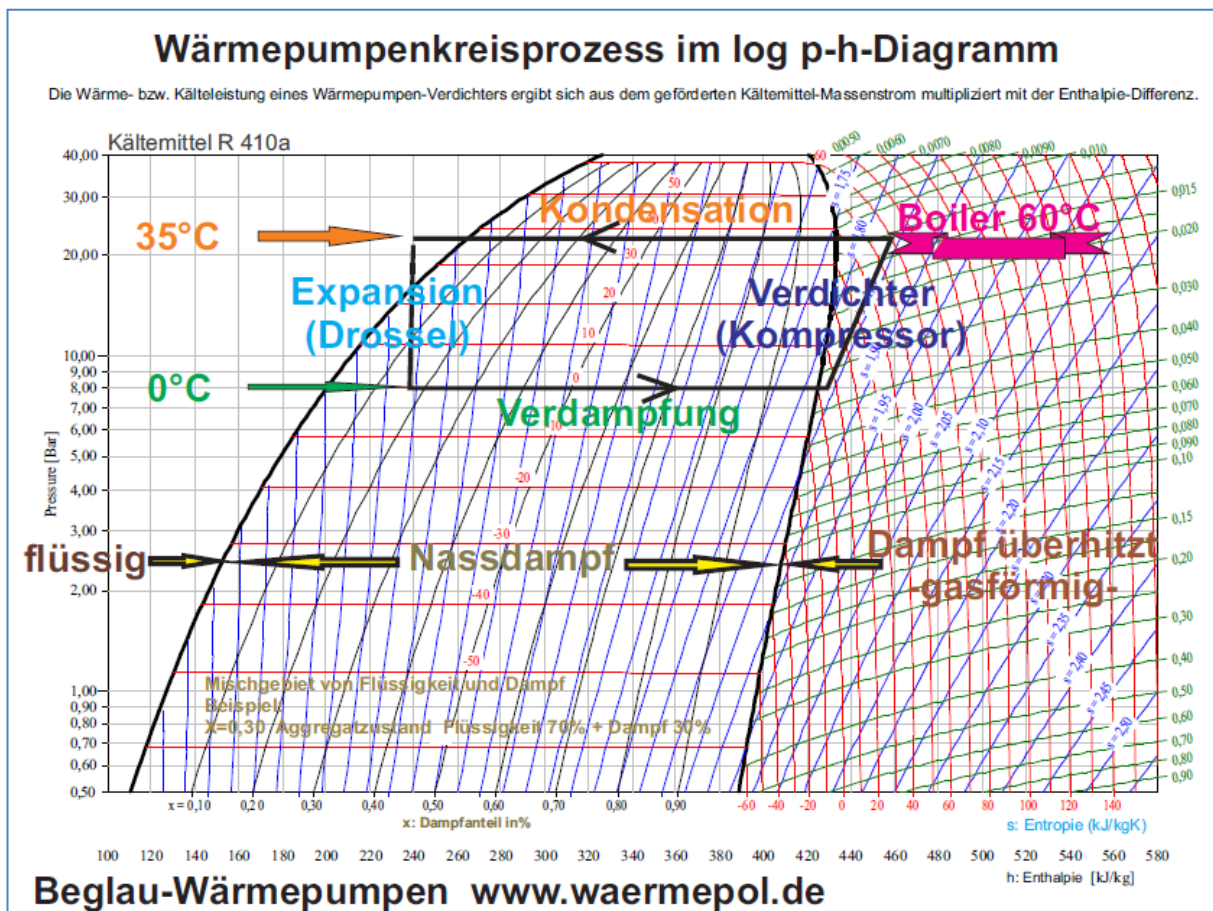


Abb. 33: Wärmepumpenkreisprozess im log-ph-Diagramm<sup>30</sup>

- 1-2 Isentrope Verdichtung mit Überhitzung  
Die Überhitzungstemperatur liegt dabei weit über der Verflüssigungstemperatur.
- 2 -2' Wärmeabgabe des überhitzten Kältemittels  
Dabei wird die Überhitzungswärme an das zu erwärmende Medium abgegeben, wobei das Kältemittel immer noch gasförmig bleibt.
- 2' -3 isobare Verflüssigung  
Abgabe der Verflüssigungswärme an das zu erwärmende Medium.
- 3 -4 Entspannung bei konstanter Enthalpie  
Das Kältemittel wird auf den Verdampfungsdruck entspannt.
- 4 -1 isobare Verdampfung  
Die Verdampfungsenergie wird dem zu kühlenden Medium entzogen.

Abb. 34: Zustandsänderungen im Wärmepumpen-Kreisprozess<sup>31</sup>

<sup>30</sup> (Beglau Wärmepumpen GmbH)

<sup>31</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen, 2007)

Leistungen:

Verdampferleistung:

$$Q'_0 = m' \times (h_1 - h_4) \quad \text{kJ} \quad \text{Gleichung 19}$$

Verflüssigerleistung:

$$Q'_c = m' \times (h_2 - h_3) \quad \text{kJ} \quad \text{Gleichung 20}$$

Verdichter-Antriebsleistung:

$$P = m' \times (h_2 - h_1) \quad \text{kJ} \quad \text{Gleichung 21}$$

Der typische Temperatur- und Druckverlauf eines Wärmepumpenkreislaufes ist anhand folgender Abbildung nachvollziehbar:

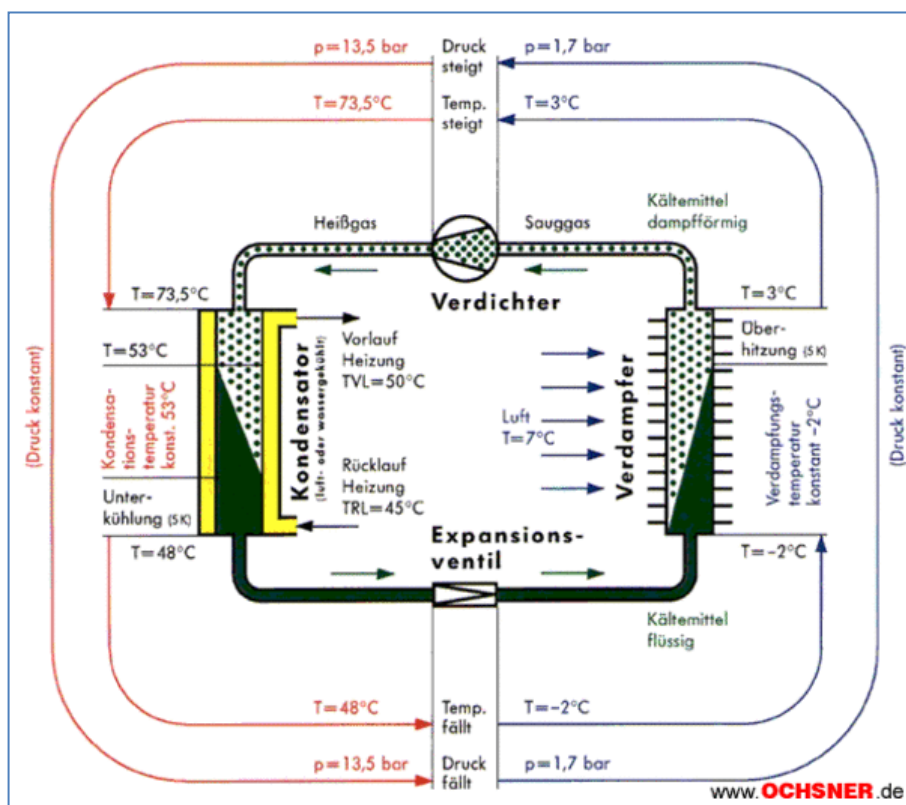


Abb. 35: Temperatur- und Druckverlauf eines Wärmepumpenkreislaufes<sup>32</sup>

## 7.5 Optimierungsmaßnahme: Einbau eines Zwischenwärmetauschers (Economizer) zur Überhitzung und Unterkühlung:

Durch den Einbau eines Wärmetauschers wird das Kältemittel auf der Verflüssigungsseite zusätzlich unterkühlt und die Wärme zur Überhitzung nach dem

<sup>32</sup> (Ochsner Wärmepumpen GmbH)

Verdampfer zugeführt. Die Antriebsarbeit bleibt dadurch etwa gleich groß, es verbessern sich aber die Leistungszahl und die Nutzkälteleistung sowie die Verflüssigerwärmeleistung. Die Leistung des Wärmeübertragers kann nur bis zur maximal zulässigen Heißgastemperatur zum Verdichter erhöht werden, um Schäden bei der Schmierung und mechanische Probleme zu vermeiden. Folgend wird links der Standardkreislauf und rechts der optimierte Kreislauf durch Einbau eines Zwischenwärmetauschers (Rekuperators) dargestellt:

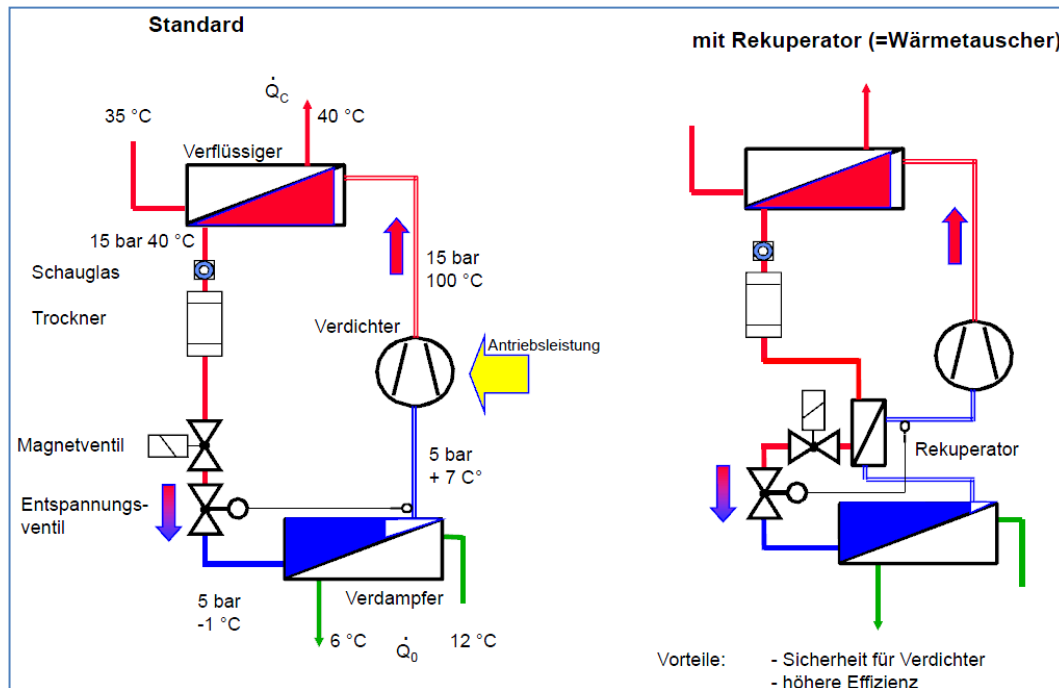


Abb. 36: Wärmepumpenflussschema mit Rekuperator<sup>33</sup>

Durch diese Maßnahme können die Leistungsziffer und Effizienz um bis zu 10% erhöht werden.

<sup>33</sup> (Schenk)

Darstellung im log p-h-Diagramm:

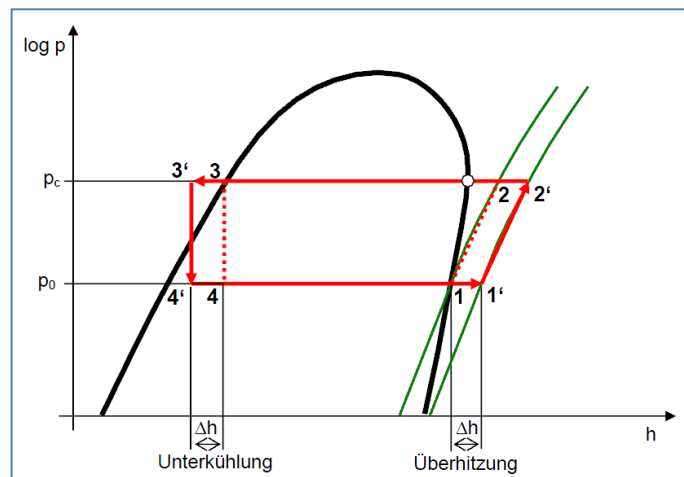


Abb. 37: Darstellung Unterkühlung/Überhitzung im log-ph-Diagramm<sup>34</sup>

## 8 Optimierung durch Effizienzerhöhung der Wärmetauscher im Kältekreislauf:

Die Leistungszahl wird umso höher, je niedriger die Temperaturdifferenz zwischen der  $T_C$ -Kondensationstemperatur und der  $T_O$ -Verdampfungstemperatur ist. Für die Wärmeübertragung zwischen dem Kältemittel und der Wärmequellenseite und der Wärmenutzungsseite ist eine Temperaturdifferenz notwendig. Mit vergrößerten Wärmetauscherflächen und optimierter Wärmeübertragung, Verbesserung der Wärmeübergangswerte kann diese von üblichen  $4^\circ\text{K} - 6^\circ\text{K}$  auf ca.  $2^\circ\text{C}$  verringert werden. Dadurch verringert sich bei gleicher Temperatur der Quelle und Senke die Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur und erhöht sich somit die Leistungsziffer der COP Wert.

<sup>34</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen, 2007)

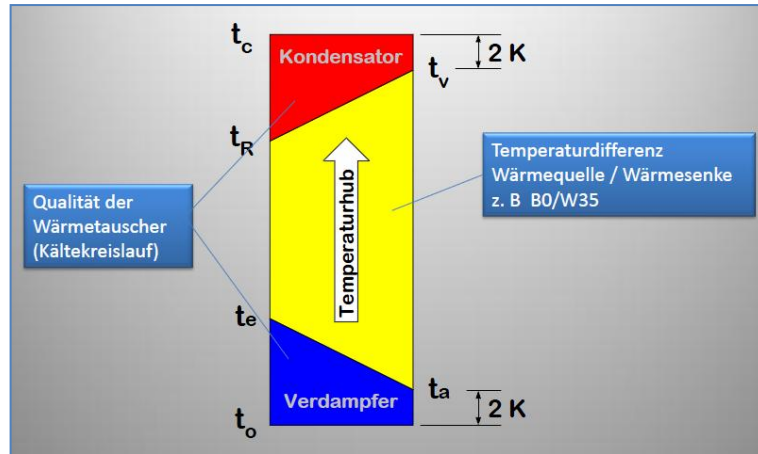


Abb. 38: Temperaturdifferenz am Verdampfer und Kondensator<sup>35</sup>

### 8.1.1 Verdampfer:

Im Verdampfer wird dem Kältemittel Wärme zugeführt und wird das Kältemittel überhitzt.

Massenstrom Kältemittel:

$$m'_{KM} = \frac{Q_0'}{\Delta h_0} \tag{Gleichung 22}$$

Massenstrom sekundär (Luft, Wasser, Sole):

$$m' = \frac{Q_0'}{c_{pm} \times \Delta t} \tag{Gleichung 23}$$

Temperaturverläufe:

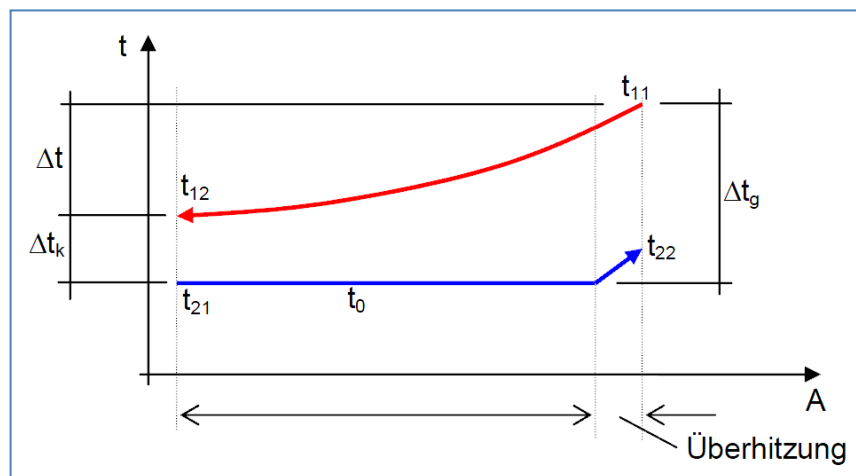


Abb. 39: Temperaturverlauf am Verdampfer<sup>36</sup>

<sup>35</sup> (Lohr, 2010)

Die mittlere Temperaturdifferenz am Verdampfer ist:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \quad \text{Gleichung 24}$$

Durch Umformung erhält man für die Verdampfungstemperatur:

$$t_0 = t_{11} - \frac{\Delta t}{1 - e^{\frac{-\Delta t}{\Delta t_m}}} \quad \text{Gleichung 25}$$

### 8.1.2 Kondensator:

Im Verflüssiger wird dem Kältemittel Wärme entzogen, das Kältemittel wird abgekühlt, verflüssigt und unterkühlt.

Massenstrom Kältemittel:

$$m'_{KM} = \frac{Q_c'}{\Delta h_c} \quad \text{Gleichung 26}$$

Massenstrom sekundär (Luft, Wasser):

$$m' = \frac{Q_c'}{c_{pm} \times \Delta t} \quad \text{Gleichung 27}$$

#### Temperaturverläufe:

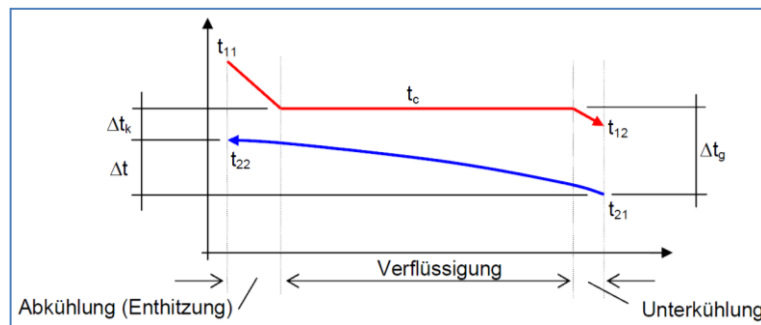


Abb. 40: Temperaturverlauf am Kondensator<sup>37</sup>

Die mittlere Temperaturdifferenz am Kondensator ist:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \quad \text{Gleichung 28}$$

<sup>36</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

<sup>37</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)



Durch Umformung erhält man für die Kondensationstemperatur (Verflüssigungstemperatur):

$$t_c = t_{21} - \frac{\Delta t}{1 - e^{\frac{-\Delta t}{\Delta t_m}}}$$

Gleichung 29

Die Wärmetauscher-Verdampfer Kondensator werden meist als Plattenwärmeaustauscher konzipiert. Durch spezielle Kältemittelverteilungen erzielt man eine gleichmäßige Kältemittelverteilung in den einzelnen Kanälen.

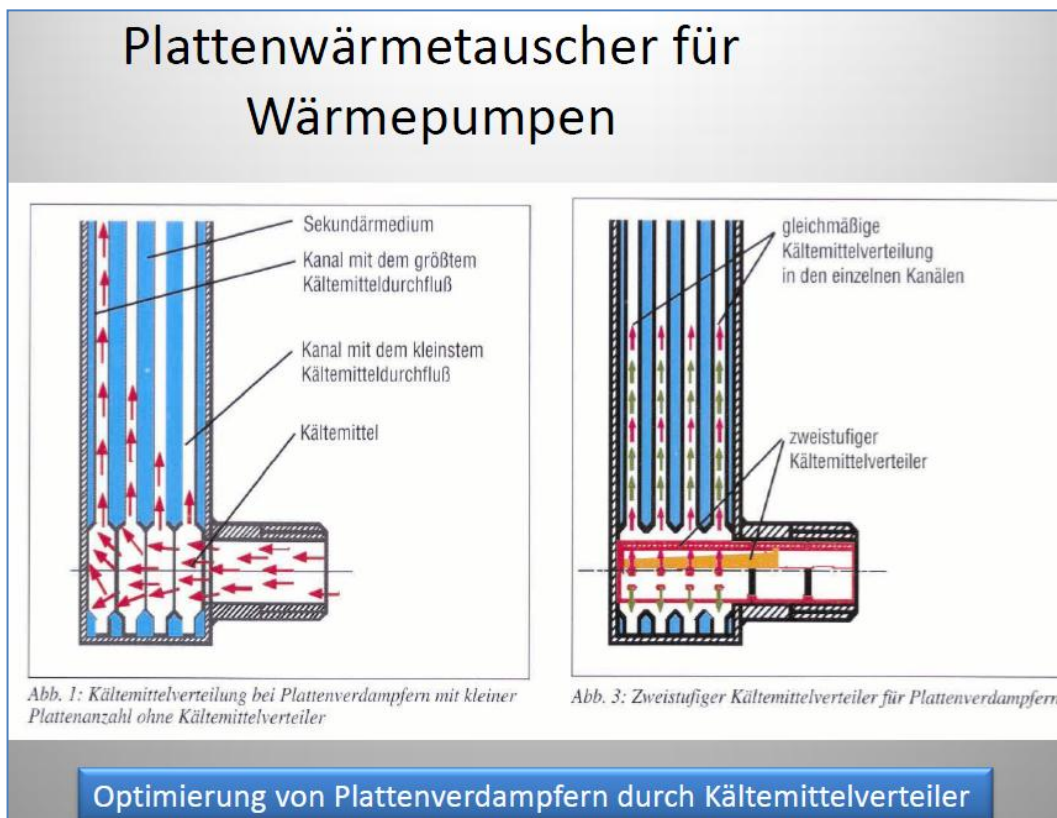


Abb. 41: Optimierung vom Plattenverdampfer durch Kältemittelverteiler<sup>38</sup>

## 8.2 Optimierung und Erhöhung der Jahresarbeitszahl durch Verwendung von elektronischen Einspritzventilen:

Das Expansionsventil hat die Aufgabe, den Kältemittel-Massenstrom zu regeln und so eine konstante Temperatur nach dem Verdampfer einzustellen. Am häufigsten werden thermostatische Expansionsventile eingesetzt.

<sup>38</sup> (Lohr & Sommer, Wärmepumpen + Kälteanlagen Energiemanager IHK, 2010)

Sofern eine konstante Überhitzung erreicht werden soll und im Betrieb unterschiedliche Verdampfungsdrücke möglich sind, muss der Verdampfungsdruck als Regelgröße mit einbezogen werden. Man unterscheidet thermostatische Expansionsventile mit innerem und äußerem Druckausgleich. Die Überhitzung wird an der Stellschraube (h) verstellt indem man die Federvorspannung verändert. Man kann fast eine konstante Überhitzung erreichen, da der Verdampfungsdruck auf der Gegenseite zur Temperatur kapillar wirkt.

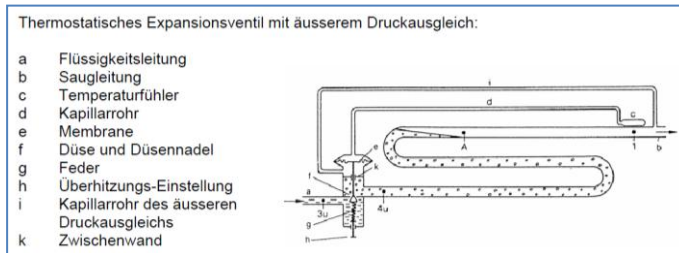


Abb. 42: thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich<sup>39</sup>

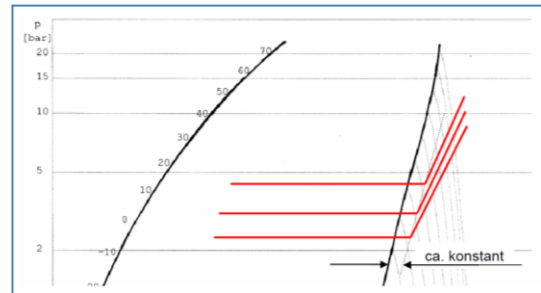


Abb. 43: Darstellung Überhitzung Expansionsventil<sup>40</sup>

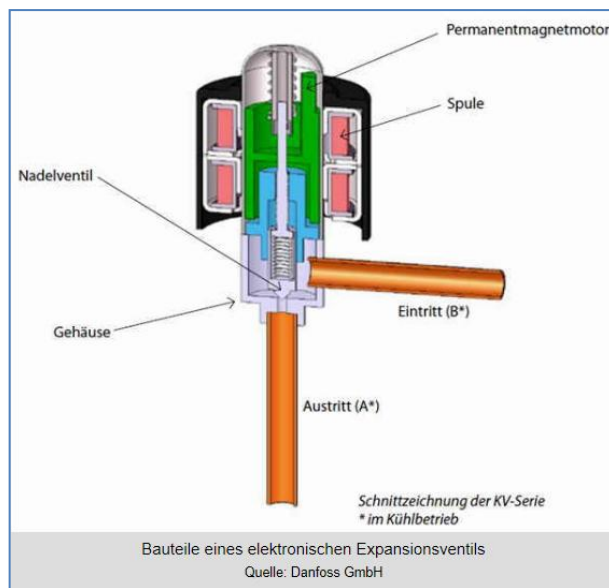
Eine Erhöhung der Jahresarbeitszahl erreicht man durch elektronische Expansionsventile, welche die Flüssigkeitsmenge über Widerstandsthermometer regeln. Diese Widerstandsthermometer sind am Ein- und Austritt installiert, das Regelgerät wertet die Temperaturdifferenz aus und gibt ein entsprechendes Regelsignal an das Stellglied. Diese Ventile haben keine mechanischen Bauteile, sodass keine Mindestüberhitzung zum Überwinden des Fehldruckes gebraucht wird. Da im Verdampfer auf der Überhitzungsstrecke wenig Wärme übertragen werden kann, wird der Verdampfer besser ausgenutzt und kann immer mit der kleinstmöglichen Überhitzung arbeiten.

Wesentliche Vorteile sind:

- einfaches Fernservice,
- Erhöhung der Leistungszahl durch Verbesserung des Verdampferfüllungsgrad und adaptive Anpassung der Überhitzung,
- schnelle Reaktion auf Lastschwankungen,
- sehr gutes Teillastverhalten,
- Möglichkeit der Verflüssigungsdruckabsenkung.

<sup>39</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

<sup>40</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

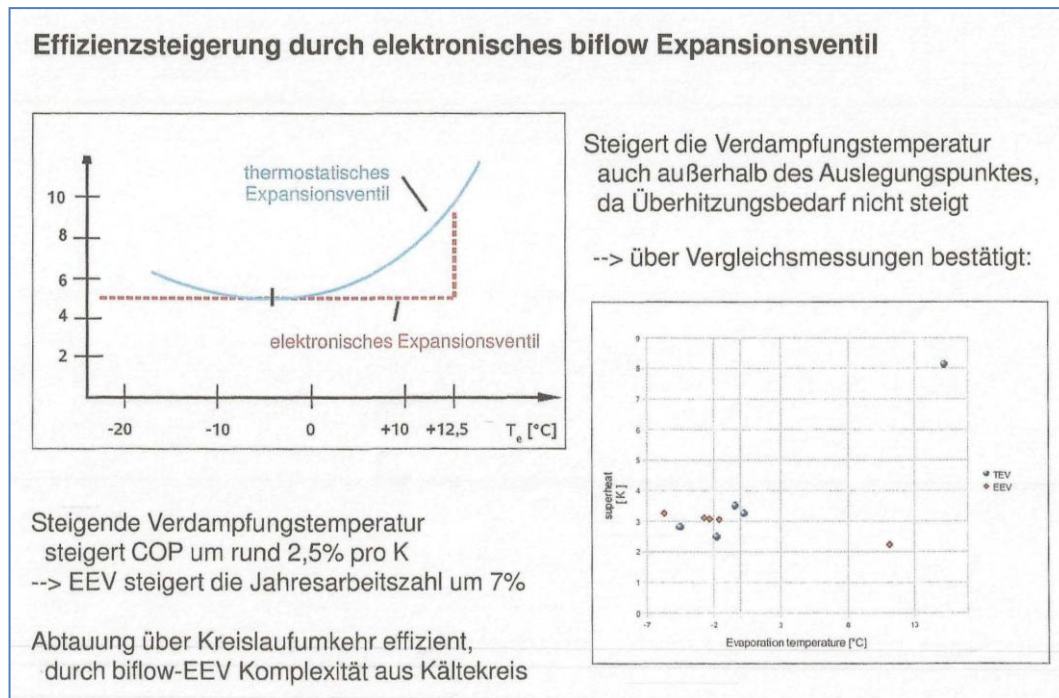
Abb. 44: elektronisches Expansionsventil<sup>41</sup>

Beim Betrieb des elektronischen Expansionsventils wird das Nadelventil mittels einer Schraubenkonstruktion – mit linearem Hub durch elektrische Signale gedreht, um den Kältemittelstrom zu regulieren. In der Spulenkonstruktion befinden sich verschiedene Spulentwicklungsanordnungen, die Polaritäten werden durch die angelegten elektrischen Signale geändert. Durch Anlegen der entsprechenden Signalkombination in Form von Impulsen zwingt die Spule den Rotor des Ventils zu einer schrittförmigen Bewegung. Durch Anlegen mehrerer Impulse bewegt sich der Ventilmechanismus durch eine Reihe von Schritten in die gewählte Richtung, sodass das Ventil die benötigte Stellung einnimmt. Durch das elektronische Expansionsventil kann die Verdampfungstemperatur gesteigert werden und diese steigert pro °C den COP um rund 2,5%.

Folgende Abbildung zeigt die Arbeitsweisen des thermostatischen Expansionsventils und des elektronischen Expansionsventils:

---

<sup>41</sup> (Danfoss GmbH, 2010)



Für einen stabilen Betrieb ist in allen Prozesszuständen eine optimale Sauggasüberhitzung von ca. 5K nötig. Gegenüber dem thermostatischen Expansionsventil reagiert das elektronische Expansionsventil auf Temperaturveränderungen im Prozess schneller und ist in der Lage, die Sauggasüberhitzung von z.B. 5K konstant zu halten. Mit einem präzisen Drucksensor wird der Niederdruck und mit einem Minitauchtemperatursensor wird die Sauggastemperatur erfasst. Mittels eines Schrittmotors wird das Expansionsventil verstellt, bis die Sollsauggasüberhitzung genau erreicht ist. Anhand der Abbildung ist nachvollziehbar, dass das elektronische Expansionsventil EEV über den gesamten Verdampfungstemperaturbereich die Sauggasüberhitzung von 5K konstant hält, während das thermostatische Expansionsventil beispielhaft bei -20 2K und bei +12,5 10K Sauggasüberhitzung erzeugt.

### **8.3 Optimierung durch Unterdimensionierung der Heizleistung der Wärmepumpe:**

Gemäß den einschlägigen Norm EN 12831 ist die Leistung der Wärmepumpe nach dem errechneten Wert der Heizlastberechnung zu dimensionieren. Dies ist jene

<sup>42</sup> (Danfoss GmbH, 2010)

Leistung um bei Normaußentemperaturen in Völs von  $-16^{\circ}\text{C}$  die der Berechnung zugrunde gelegten Normrauminnentemperaturen zu erreichen. Die Heizlastberechnung für die gegenständlichen Gebäude ergibt einen Wert von

$$700 \text{ m}^2 \times 40 \text{ kWh/m}^2 = 28 \text{ KW}.$$

Die Praxis zeigt daß in den den Berechnungen Reserven von ca. 15% bis 20% enthalten sind und auch die Innere Wärme ;Beleuchtung, Elektrogeräte , Personen keine Berücksichtigung findet . Die Normaußentemperatur wird nur an wenigen Tagen erreicht. Der Großteil der Heizarbeit liegt im Bereich von  $0^{\circ}\text{C} - 6^{\circ}\text{C}$ , wobei bei diesen Außentemperaturen nur ca. 50% bis 60% der Leistung erforderlich sind.

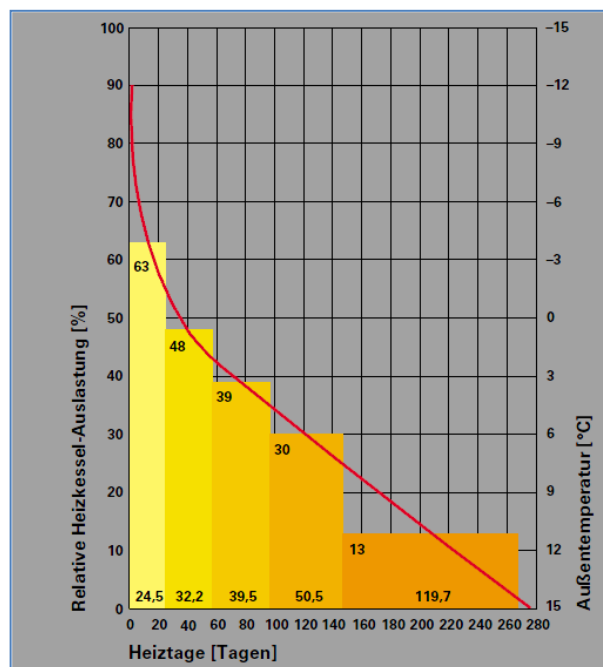


Abb. 46: Auslastungsstufen nach DIN 4702<sup>43</sup>

Da eine Wärmepumpe ihre Leistung in Pulsen abgibt, d.h. die Heizleistung entsprechend der Rahmenbedingungen Verdampfungs- und Kondensations temperatur konstant ist, ist es sinnvoll, die Heizleistung nicht auf die an nur wenigen Tagen erforderlichen 100% auszulegen sondern auf ca. 70% zu reduzieren. Gegenständlich wurde die Heizleistung auf ca. 70% und somit auf 20 KW dimensioniert.

<sup>43</sup> (Viessmann Werke GmbH & Co. KG, 2005)

#### **8.4 Optimierung durch Reduktion und Anpassung der Vorlauftemperatur an den Bedarf:**

Die Effizienz einer Wärmepumpe ist maßgeblich abhängig von der zu erbringenden Vorlauftemperatur: Je niedriger diese sein kann, desto effizienter arbeitet die Wärmepumpe. Niedertemperaturverteilsysteme wie Fußbodenheizungen benötigen bei  $-15^{\circ}\text{C}$  maximale Vorlauftemperaturen von ca.  $35^{\circ}\text{C}$ . Die Anpassung der erforderlichen Vorlauftemperatur an die Außentemperatur wird durch die Heizkurve – auch Heizkennlinie – vorgegeben bzw. eingestellt. Diese beschreibt den Zusammenhang zwischen der Außentemperatur und der dem Heizkreis zugehörigen Vorlauftemperatur.

Um die Räume eines Gebäudes bei unterschiedlichen Außentemperaturen auf ein kontinuierliches Temperaturniveau zu erwärmen, müssen die vom Heizwasser durchströmten Heizflächen mit jeweils einer bestimmten Vorlauftemperatur versorgt werden. Die Heizkurve ist abhängig von der Dämmung des Gebäudes, vom erforderlichen Wärmebedarf und vom Wärmeverteilsystem. Der Verlauf der Heizkurve ist leicht gekrümmt, da die Wärmeabgabe der Heizflächen bei unterschiedlichen Temperaturen nicht linear verläuft. Es gibt grundsätzlich zwei Parameter: die Steilheit (Neigung) und die Parallelverschiebung. Die Parallelverschiebung bestimmt den Startwert (Fußpunkt) der Heizkurve und bildet somit den Standard des Hauses ab. Die Steilheit der Heizkurve definiert, um wie viel sich die Vorlauftemperatur je nach Außentemperatur ändern soll. Ein Wert von 0,5 heißt also, dass die Vorlauftemperatur im Mittel um  $0,5^{\circ}\text{C}$  steigt, wenn die Außentemperatur um  $1^{\circ}\text{C}$  sinkt. In Wirklichkeit wird nicht ein linearer Zusammenhang zwischen Außen- und Vorlauftemperatur zugrunde gelegt, sondern eine gebogene Kurve, weil die Wärmeabgabe der Fußbodenheizung nicht linear von der Vorlauftemperatur abhängt.

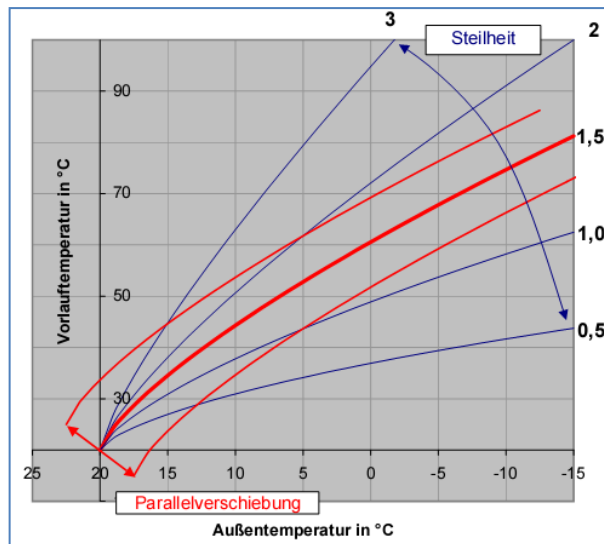


Abb. 47: Heizkurve<sup>44</sup>

Die Leistung der Wärmepumpe wird ohne Leistungsregelung auf 100% auf die errechnete Leistung bei Normaußentemperatur dimensioniert bzw. im gegenständlichen Fall auf 70%. Der Bedarf des Gebäudes ist abhängig von der Außentemperatur und steigt von 0% (Heizgrenze) kontinuierlich bis zu 100% (Normaußentemperatur). Es wäre also ideal, die Leistung des Wärmeerzeugers der Wärmepumpe an den tatsächlichen Bedarf anzupassen und zu regulieren.

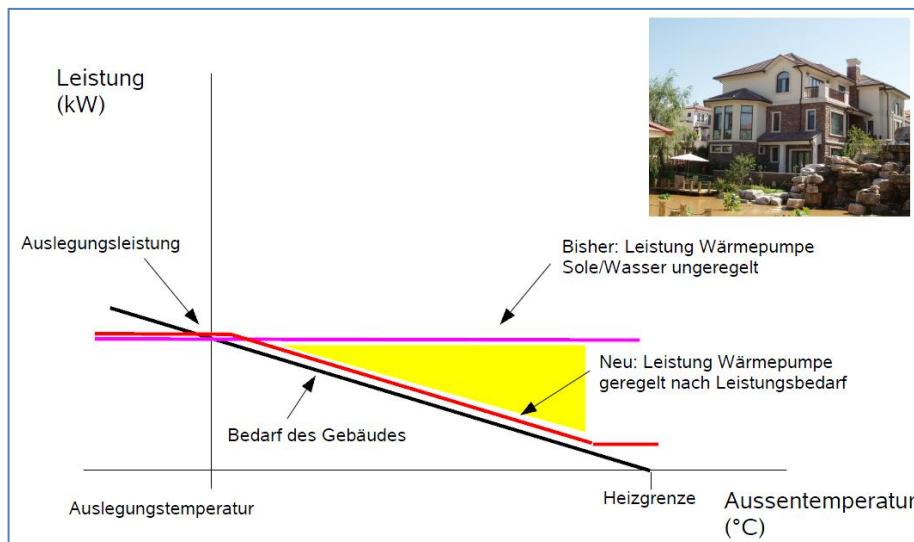


Abb. 48: Leistungsbedarf Wärmepumpe in Abhängigkeit der Außentemperatur<sup>45</sup>

### 8.4.1 Regelung durch Modulation:

Die Anpassung der Leistung durch Modulation an die tatsächliche Heizlast wäre insofern ideal sofern der Wirkungsgrad bzw. COP im Teillastbetrieb dem optimalen

<sup>44</sup> (KarstenG, 2012)

<sup>45</sup> (Bruderer, 2008)

Wirkungsgrad bei 100% Volllast entsprechen würde. Die Industrie hat Möglichkeiten der Modulation von Wärmepumpen entwickelt. Es ist jedoch erforderlich, die Effizienz dieser Entwicklungen näher zu betrachten, um entscheiden zu können, ob der Einsatz dieser Technologien gesamthaft tatsächlich eine Effizienzverbesserung bringt oder nicht.

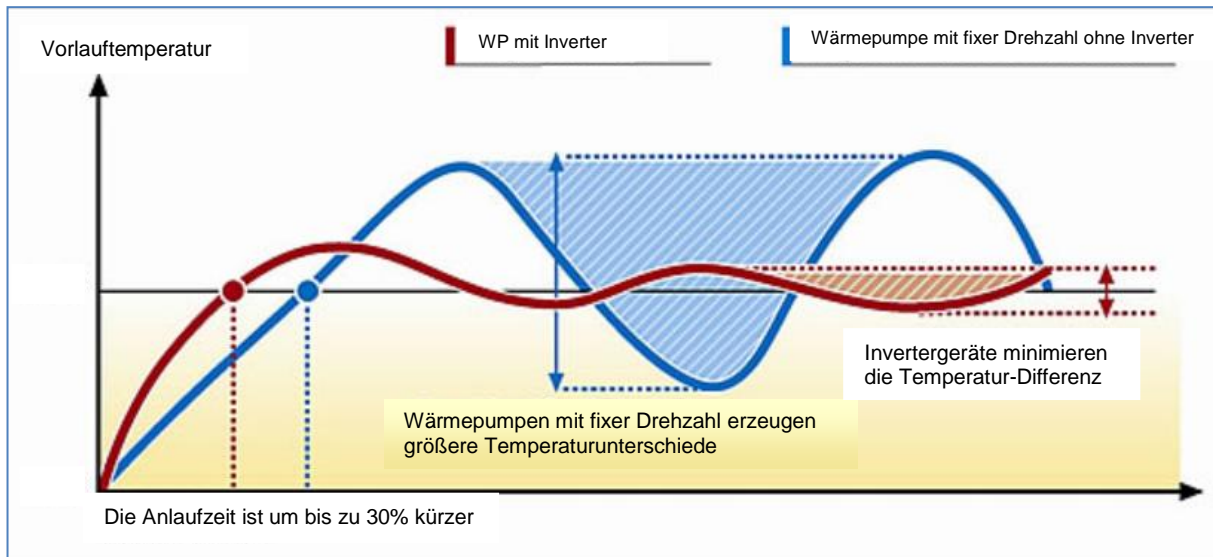
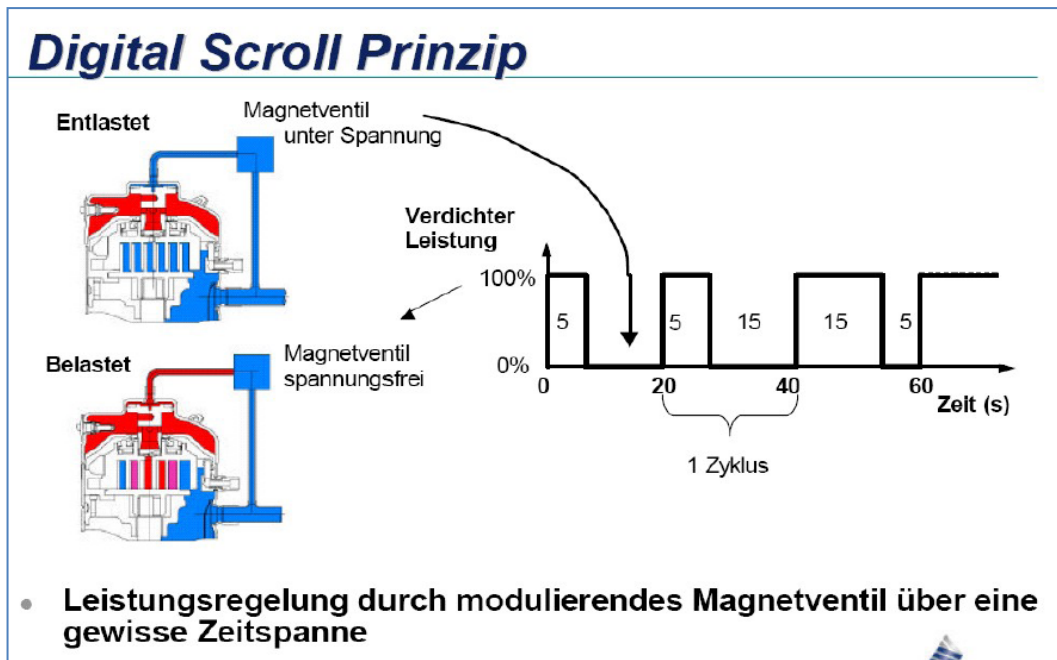


Abb. 49: Temperaturdifferenzverlauf Wärmepumpe mit Inverter

#### 8.4.2 Digitale Leistungsregelung und Modulation mit Digitalscroll:

Die Firma Emerson Electric Co. hat ein System entwickelt, bei dem der Verdichter – ausgeführt als Scroll Verdichter – immer mit voller Drehzahl betrieben wird. Die Leistungsanpassung an den Wärmebedarf der Anlage erfolgt durch die zeitweise digitale Druckentlastung des Verdichters durch Anheben des Scroll Verdichters von etwa 1 mm. Die Leistungsregelung erfolgt durch ein modulierendes Magnetventil über eine gewisse Zeitspanne. Dabei wird in Abhängigkeit der tatsächlich geforderten Leistung der Verdichter für kurze Zeit mit 100% Leistung betrieben und für einen gewissen Zeitspannenzyklus mit 0% Kälteleistung. In dieser Zeitspanne wird keine Kälte bzw. Heizleistung erbracht, jedoch ist ein Energieaufwand erforderlich, der sich naturgemäß je nach Teillastbetrieb als Verlust bemerkbar macht.



Abb. 50: Digital Scroll Prinzip<sup>46</sup>

Die Industrie verspricht hier hervorragende COP-Werte aufgrund geringerer Leistungsaufnahme im Vergleich zur Invertertechnik.

#### **8.4.3 Effizienzvergleich des eingebauten Verdichters mit 100% Leistung Danfoss Performer Scroll Verdichter Typ HLH068T4 zu einem Digital Scroll Verdichter, Typ Copland Scroll ZPD30KCE-TFD bei einem typischen Betriebspunkt, Übergangszeit:**

Verdampfungstemperatur: +5°C

Kondensationstemperatur: +30°C

##### Effizienzvergleich bei 100% Leistung:

Der nicht modulationsfähige Danfoss Verdichter hat bei diesem Betriebspunkt eine Heizleistung von 21.203 W und eine Leistungsaufnahme von 3.067 W, dies ergibt einen COP von:

$$21203 \div 3067 = 6,91.$$

<sup>46</sup> (Bruderer, 2008)

Datenblatt, Leistungsdaten		Performer Scroll-Verdichter. Typ HLH068T4								
Leistungsdaten bei 50 Hz, ARI Nennbedingungen										R410A
Verflüs.temp. in °C (tc)	Verdampfungstemperatur in °C (to)									
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	
<b>Kälteleistung, Q0 in W</b>										
30	6 373	8 020	9 864	12 005	14 542	17 574	21 203	25 526	-	
35	5 733	7 482	9 343	11 416	13 799	16 592	19 896	23 810	-	
40	4 833	6 753	8 700	10 773	13 071	15 695	18 743	22 316	-	
45	-	5 759	7 861	10 003	12 286	14 809	17 671	20 972	-	
50	-	-	6 752	9 033	11 369	13 860	16 605	19 703	-	
55	-	-	-	7 789	10 247	12 775	15 471	18 436	-	
60	-	-	-	-	8 847	11 480	14 197	17 097	-	
65	-	-	-	-	-	9 902	12 709	15 613	-	
<b>Leistungsaufnahme, Pol in W</b>										
30	3 114	3 157	3 183	3 191	3 176	3 135	3 067	2 966	-	
35	3 422	3 474	3 512	3 533	3 534	3 511	3 461	3 382	-	
40	3 774	3 832	3 879	3 909	3 922	3 912	3 878	3 815	-	
45	-	4 239	4 290	4 326	4 346	4 347	4 324	4 275	-	
50	-	-	4 753	4 792	4 816	4 823	4 807	4 768	-	
55	-	-	-	5 315	5 339	5 347	5 336	5 302	-	
60	-	-	-	-	5 923	5 929	5 918	5 886	-	
65	-	-	-	-	-	6 576	6 561	6 527	-	

Abb. 51: Datenblatt Danfoss Scroll<sup>47</sup>

Der modulierbare Digitalscroll Copeland ZBD30KCE-TFD erreicht bei 100% Vollast beim gleichen Betriebspunkt eine Kälteleistung von 14,4 KW + eine Leistungsaufnahme von 2,82 KW = Heizleistung 17,22 KW; COP 6,106.

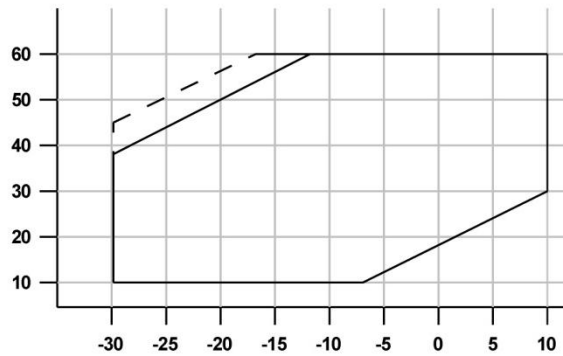
Der Effizienzwert (COP) ist bereits bei 100% Vollast beim modulierbaren Digitalscroll im Verhältnis von 6,91 zu 6,106 um 13% schlechter als beim nicht modulierfähigen Verdichter.

<sup>47</sup> (Danfoss GmbH)

50Hz

ZBD30KCE-TFD

R404A



Minimale Verdampfungstemperatur bei:  
 ——— 25°C Sauggastemperatur  
 - - - 10K Sauggasüberhitzung

Sauggastemperatur 20,0°C

Verdampfungstemperatur °C

Flüssigkeitsunterkühlung 0,0K

Verfl °C	Kälteleistung, kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	5,15	6,12	7,31	8,73	10,40					
20	4,51	5,47	6,63	8,00	9,59	11,40	13,50			
30	3,92	4,82	5,91	7,18	8,65	10,35	12,25	14,40	15,35	16,80
35	3,64	4,50	5,53	6,73	8,13	9,72	11,55	13,60	14,45	15,85
40		4,19	5,14	6,27	7,57	9,07	10,75	12,70	13,50	14,85
45			4,75	5,78	6,98	8,37	9,94	11,75	12,50	13,75
50			4,35	5,28	6,36	7,62	9,06	10,70	11,40	12,55
55				4,75	5,71	6,83	8,13	9,61	10,25	11,30
60					5,04	6,01	7,14	8,45	9,02	9,94
	Leistungsaufnahme, kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	1,44	1,55	1,65	1,76	1,89					
20	1,63	1,77	1,87	1,97	2,08	2,21	2,38			
30	1,91	2,08	2,21	2,32	2,41	2,51	2,64	2,82	2,90	3,05
35	2,08	2,27	2,42	2,53	2,63	2,72	2,84	2,99	3,06	3,19
40		2,48	2,65	2,77	2,87	2,96	3,07	3,20	3,26	3,38
45			2,89	3,03	3,14	3,24	3,33	3,45	3,51	3,60
50			3,16	3,32	3,44	3,54	3,64	3,74	3,79	3,87
55				3,62	3,76	3,87	3,97	4,06	4,11	4,18
60					4,11	4,23	4,33	4,42	4,46	4,53

Abb. 52: Datenblatt Copeland Scroll<sup>48</sup>

<sup>48</sup> (Emerson Electric Co., 2012)

## Bestimmung der Leistungsaufnahmen/Verlustleistung des Digitalscrolls bei 50% Teilleistung:

**Bestimmung der Leistungsaufnahme von Digital Scrolls**

$Pel = \% \text{ Vollast} * Pel \text{ Tabelle} + \% \text{ Leerlauf} * 0.1 * Pel \text{ Vollast}$

Pel Tabelle: Leistungsaufnahme am Betriebspunkt  
Pel Vollast: max. Leistungsaufnahme bei extremsten Betriebsbedingungen (Anwendungsfenster rechts oben)

Beispiel:  
ZBD30 bei +5°C / 30°C 50% Leistungsregelung  
 $Pel = 50\% * 2,82 + 50\% * 0,1 * 4,53$

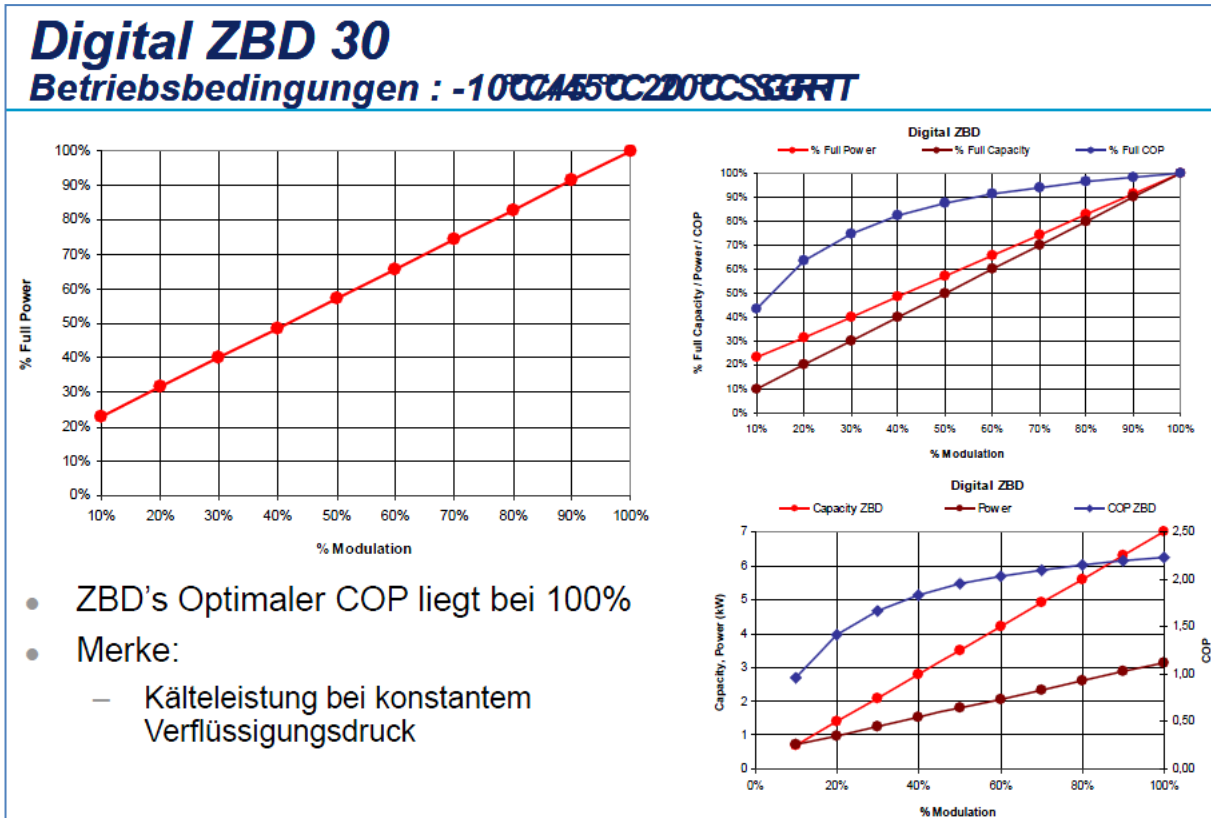
	Leistungsaufnahme, kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	1,44	1,55	1,65	1,76	1,89					
20	1,63	1,77	1,87	1,97	2,08	2,21	2,38			
30	1,91	2,08	2,21	2,32	2,41	2,51	2,64	2,82	2,90	3,05
35	2,08	2,27	2,42	2,53	2,63	2,72	2,84	2,99	3,06	3,19
40		2,48	2,65	2,77	2,87	2,96	3,07	3,20	3,26	3,38
45			2,89	3,03	3,14	3,24	3,33	3,45	3,51	3,60
50			3,16	3,32	3,44	3,54	3,64	3,74	3,79	3,87
55				3,62	3,76	3,87	3,97	4,06	4,11	4,18
60					4,11	4,23	4,33	4,42	4,46	4,53

	Leistungsaufnahme, kW									
	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10
10	1,44	1,55	1,65	1,76	1,89					
20	1,63	1,77	1,87	1,97	2,08	2,21	2,38			
30	1,91	2,08	2,21	2,32	2,41	2,51	2,64	2,82	2,90	3,05
35	2,08	2,27	2,42	2,53	2,63	2,72	2,84	2,99	3,06	3,19
40		2,48	2,65	2,77	2,87	2,96	3,07	3,20	3,26	3,38

Abb. 53: Bestimmung Leistungsaufnahme von Digitalscrolls

Die Leistungsaufnahme bei 50% Teilleistung beträgt somit 1,636 und ist aufgrund der Verluste um 16% höher als die Leistungsaufnahme bei 50% ohne Verluste. Mit Berücksichtigung des schlechteren Effizienzwertes des Digitalscrolls bei 100% Betrieb ergibt sich mit Berücksichtigung der Verluste im 50% Teillastbetrieb eine Effizienzverschlechterung von ca. 25% gegenüber dem unregulierten Danfoss Verdichter. Die Diagramme des Herstellers zeigen, dass die Verluste umso höher werden, je höher die Teilleistung wird. Der elektrische Energieaufwand steigt in der Relation, der COP fällt bei 10% Teilleistung auf 45% ab.

Abb. 54: Betriebsbedingungen und COP-Entwicklung Digitalscroll<sup>49</sup>

#### 8.4.4 Modulation durch Frequenzumformung, Drehzahlregelung des Verdichters Inverter-Betrieb:

Eine weitere Möglichkeit der Leistungsregulierung besteht darin, für geeignete Scroll oder Hubkolbenverdichter mittels Frequenzumformer die Drehzahl zu regeln und dadurch eine Leistungsanpassung durchzuführen. Auch dieses System ist kein Idealsystem ohne Teillastverluste sondern fallen auch Umwandlungsverluste vom Frequenzumformer an, welche in der Größenordnung von 3% (bei Volleistung von 100%) bis 15% (bei 40% Teilleistung) liegen können. Weiters sinkt im Teillastbetrieb auch der Effizienz-COP-Wert des Verdichters. Der Teillastwirkungsgrad kann bei 40% bis zu 0,8 betragen, ist also mit 20% Verlusten behaftet.

<sup>49</sup> (Emerson Electric Co.)

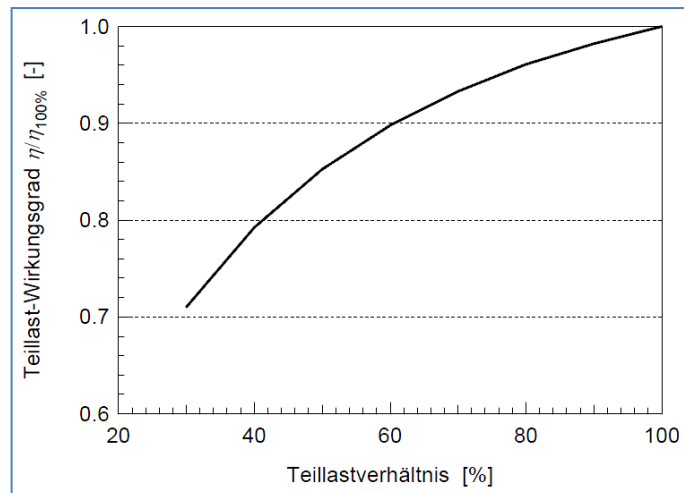


Abb. 55: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades eines typischen, regelbaren Kompressors in Funktion des Teillastverhältnisses (nicht aus Messungen)<sup>50</sup>

Das folgende Diagramm zeigt firmenunabhängig die Leistungszahl bei einem leistungsgeregelten idealen Kompressor ohne Teillastverluste als besten Wert der Ein-Aus-Regelung und geregelten Kompressoren mit Berücksichtigung der Verluste. Es ist ersichtlich, dass die Ein-Aus-Regelung die höchste Effizienz ergibt, da die Drehzahlregelung aufgrund der Verluste die Leistungszahl massiv reduziert.

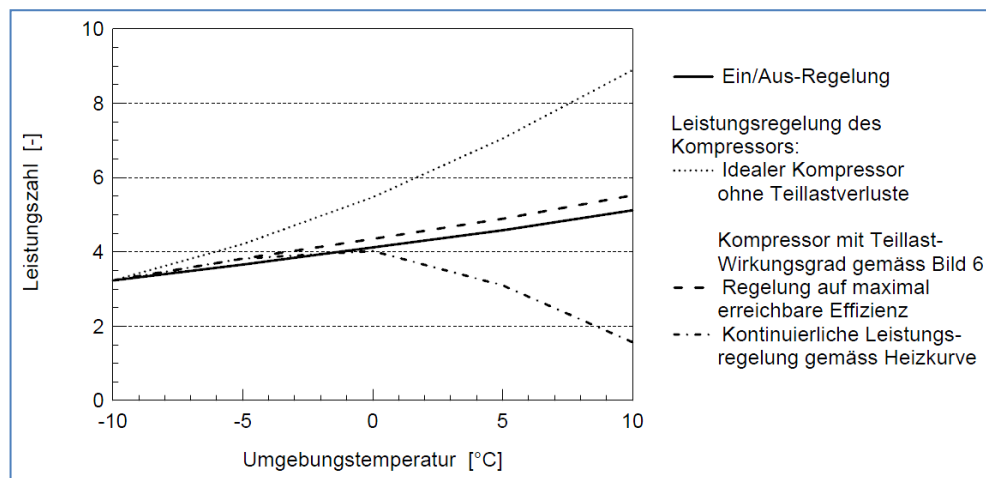


Abb. 56: Leistungszahl (COP) mit und ohne Leistungsregelung des Kompressors ohne Berücksichtigung des Ventilators in Funktion der Umgebungstemperatur<sup>51</sup>

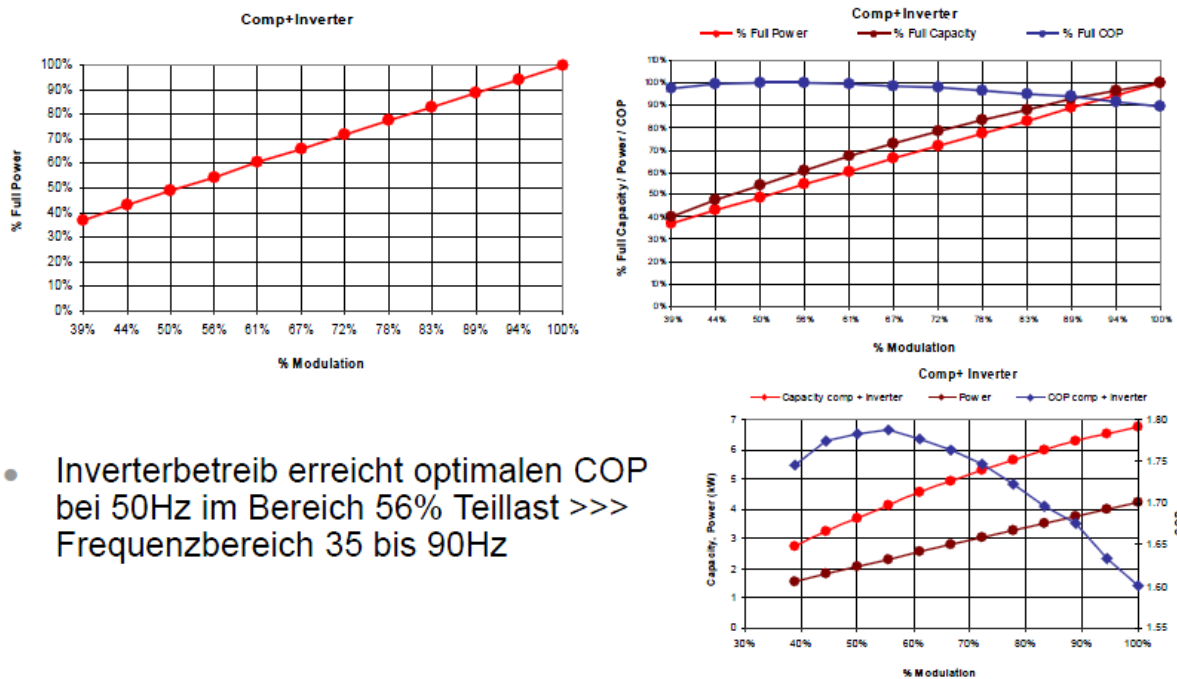
Produktspezifische Unterlagen zeigen, dass Frequenzumformer geregelte Verdichter den höchsten Wirkungsgrad bei Teillast mit 50% aufweisen und die Effizienz sich bei Vollast (100%) entsprechend reduziert.

<sup>50</sup> (Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte, 2010)

<sup>51</sup> (Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte, 2010)

# Verdichter + Inverter

Betriebsbedingungen : -10°C/45°C/220°C/SGRT



- Inverterbetrieb erreicht optimalen COP bei 50Hz im Bereich 56% Teillast >>> Frequenzbereich 35 bis 90Hz

Abb. 57: Betriebsbedingungen Verdichter Inverterbetrieb<sup>52</sup>

# Digital ZBD 30 vs Verd. + Inverter

Betriebsbedingungen : -10°C/45°C/220°C/SGRT

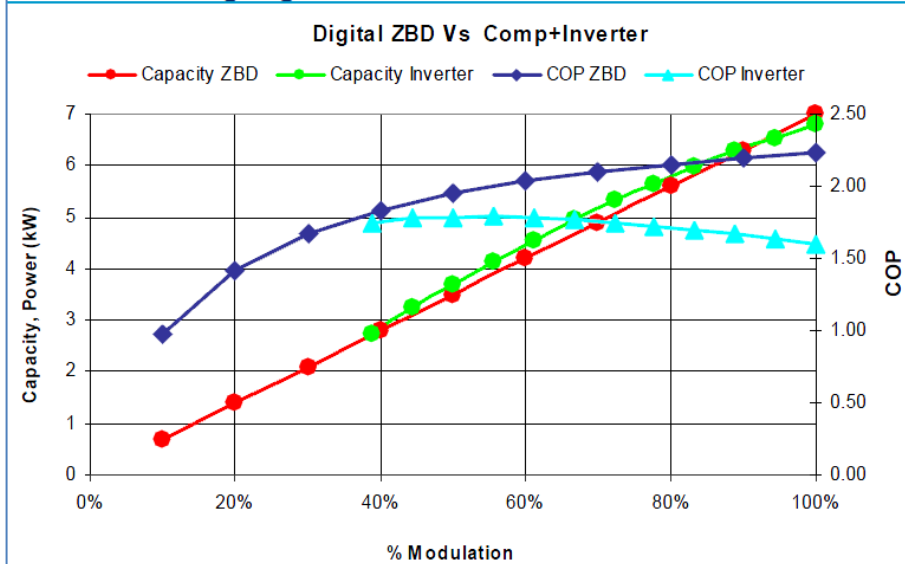


Abb. 58: COP Digitalscroll, COP Inverter<sup>53</sup>

<sup>52</sup> (Emerson Electric Co.)

<sup>53</sup> (Emerson Electric Co.)

### 8.4.5 Optimierung der EIN-AUS-Regelung über Pufferspeicher:

Durch Zwischenschaltung eines Pufferspeichers wird eine Stufenladung ermöglicht. Bei einer Stufenladung des Wärmespeichers ist der Massenstrom über den Wärmeerzeuger konstant. Der Wärmeerzeuger kann die Rücklauftemperatur nur um eine bestimmte Temperaturdifferenz anheben. Damit wird die Speichertemperatur bei jedem Durchgang um eine kleine Differenz angehoben. Dies führt vor allem im ersten Ladezyklus zu besseren Leistungszahlen als bei der Schichtladung. Es stehen damit um eine geringfügige Erhöhung witterungsgeführte Vorlauftemperaturen zur Verfügung.

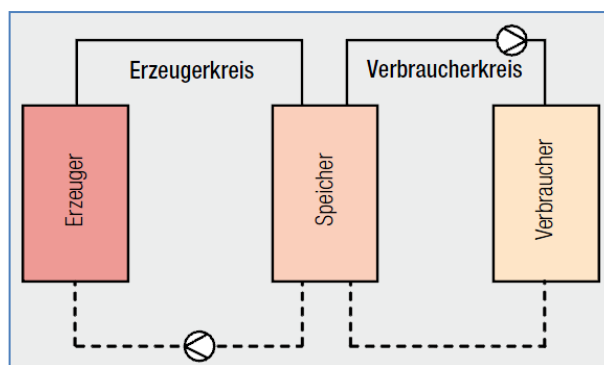


Abb. 59: Der Massenstrom über dem Erzeugerkreis muss immer größer dimensioniert sein als der Massenstrom über den Verbrauchern:

$$m_{WE} > m_{Verbraucher}^{54}$$

Idealerweise sollte zwischen den Temperaturen der Vorlauftemperatur an der Wärmepumpe während der Laufzeit und im Heizkreis keine Differenz bestehen. Nur so können minimale Systemtemperaturen und maximale Effizienz der Wärmepumpe erreicht werden. Entscheidend für die mittlere Heizleistung über das Zeitfenster des Wärmeabgabesystems ist dessen mittlere Temperatur (entspricht Mittelwert zwischen Vor- und Rücklauf) gemittelt über das Zeitfenster. Als Zeitfenster wird der Zeitraum zwischen zwei Einschaltungen der Wärmepumpe definiert. Als das Optimum sollte Gleichheit angestrebt werden. Da eine Wärmepumpe eine feste Leistung ergibt, sofern sie nicht moduliert wird, gibt diese ihre Energie in Pulsen ab, sofern der Leistungsbedarf des Abgabesystems nicht gleich der Heizleistung des Wärmeerzeugers ist. Dies trifft jedoch nur im Auslegungspunkt bei Normaußentemperaturen zu. Im überwiegenden Betrieb führt dies dazu, dass der Heizkreis während einer Heizphase aufgeheizt wird und während der Pause wieder abkühlt. Für die Abgabeleistung des Heizsystems ist nicht alleine die Temperatur

<sup>54</sup> (Kunz, et al., 2008)



während der Heizphase entscheidend sondern auch während der Pause. Das zeitliche Mittel über das gesamte Zeitfenster ist entscheidend. Während der Heizphase liegt der Vorlauf der Wärmepumpe um die Spreizung  $\Delta T$  höher als der Rücklauf. Ohne Pufferüberhöhung hätte der Heizkreis dieselbe Temperatur. Standardmäßig wird in Regelungen eine Temperaturüberhöhung im Pufferspeicher von 5K eingestellt. Der Temperatursollwert soll um 5K höher als die erforderlich errechnete Vorlauftemperatur des Heizkreises sein. Dies führt zu höheren Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe, was die Effizienz und die Arbeitszahl reduziert.

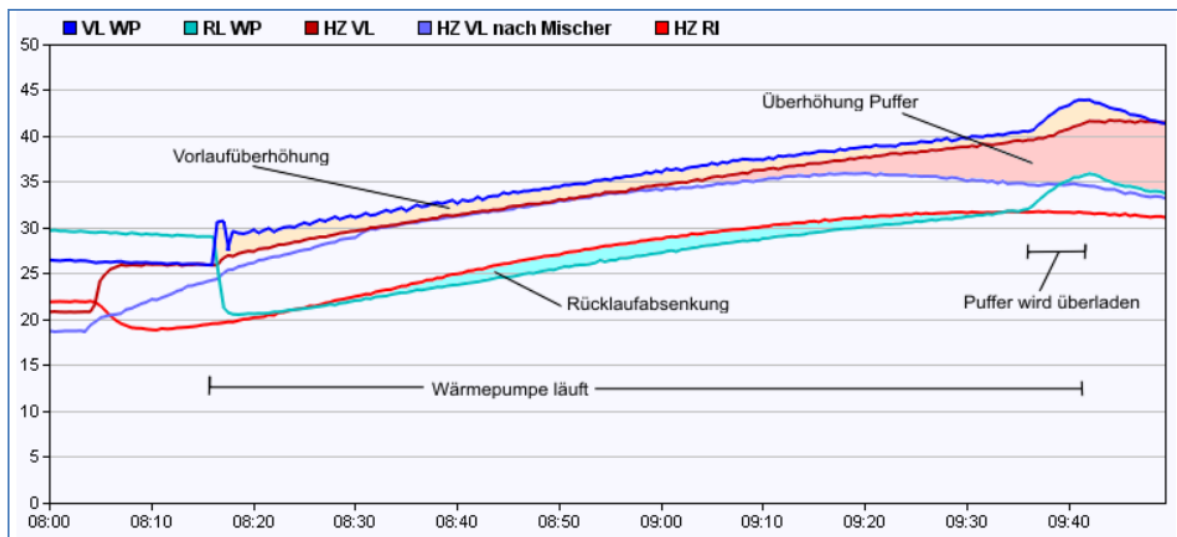


Abb. 60: Die Pufferüberhöhung von 5 K führt zu viel höheren Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe als nötig und damit zu einem Mehrverbrauch (Aufheizphase nach Nachtabschaltung)<sup>55</sup>

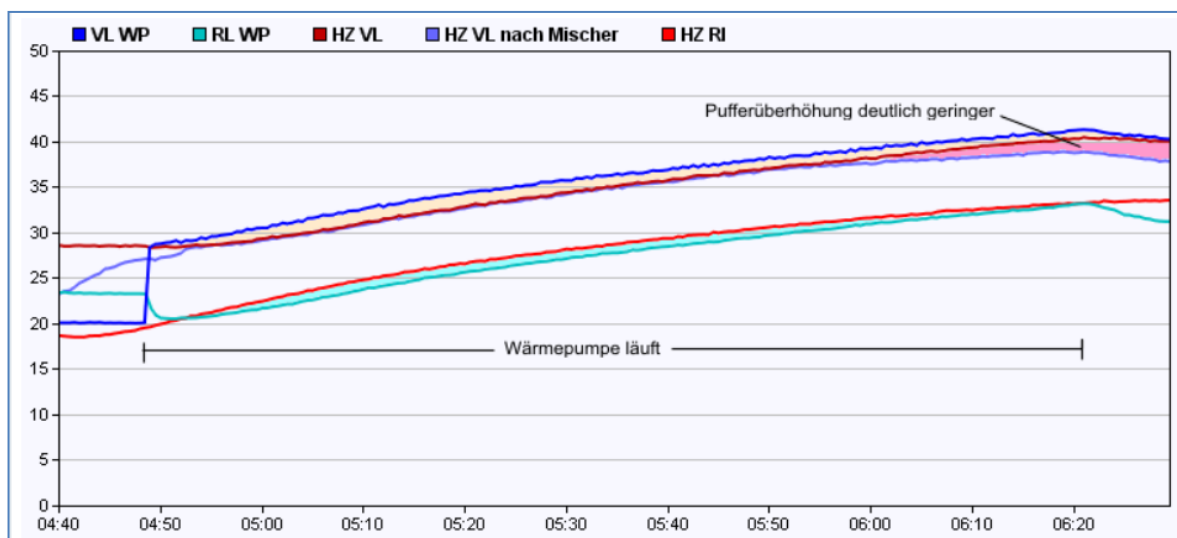


Abb. 61: Nach der Reduktion der Pufferüberhöhung auf 1 K ist die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe nur noch geringfügig höher als die des Heizkreises während eines Heizzyklusses<sup>56</sup>

<sup>55</sup> (Meyer)

<sup>56</sup> (Meyer)

Die Wärmepumpe wird im Ein-Aus-Betrieb über die Rücklauftemperatur in Abhängigkeit der Außentemperatur geregelt mit dem Ziel, die Temperaturüberhöhung so gering als möglich zu halten indem diese im Mittel nur 1°C bis 2°C über der für die Heizkreise erforderlichen Vorlauftemperatur liegt. Die Schalthysterese kann bei der Heizgrenze und bei -15°C individuell eingegeben werden. Zur Vermeidung von Takten wird die Hysterese bei Einstellung Heizgrenze höher als bei Auslegungsbedingung gewählt. Durch entsprechende Anpassung ist eine geringe Vorlauftemperaturerhöhung von 1-2 K gemäß Datenaufzeichnung erreichbar.

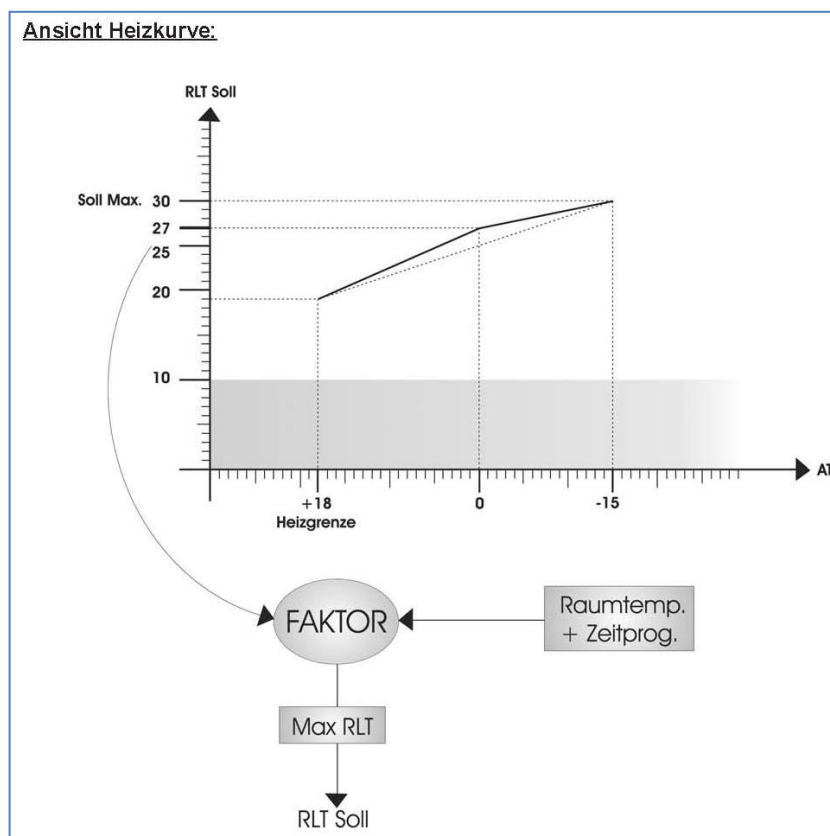


Abb. 62: Heizkurve Rücklauftemperaturregelung<sup>57</sup>

<sup>57</sup> (Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H., 2003)

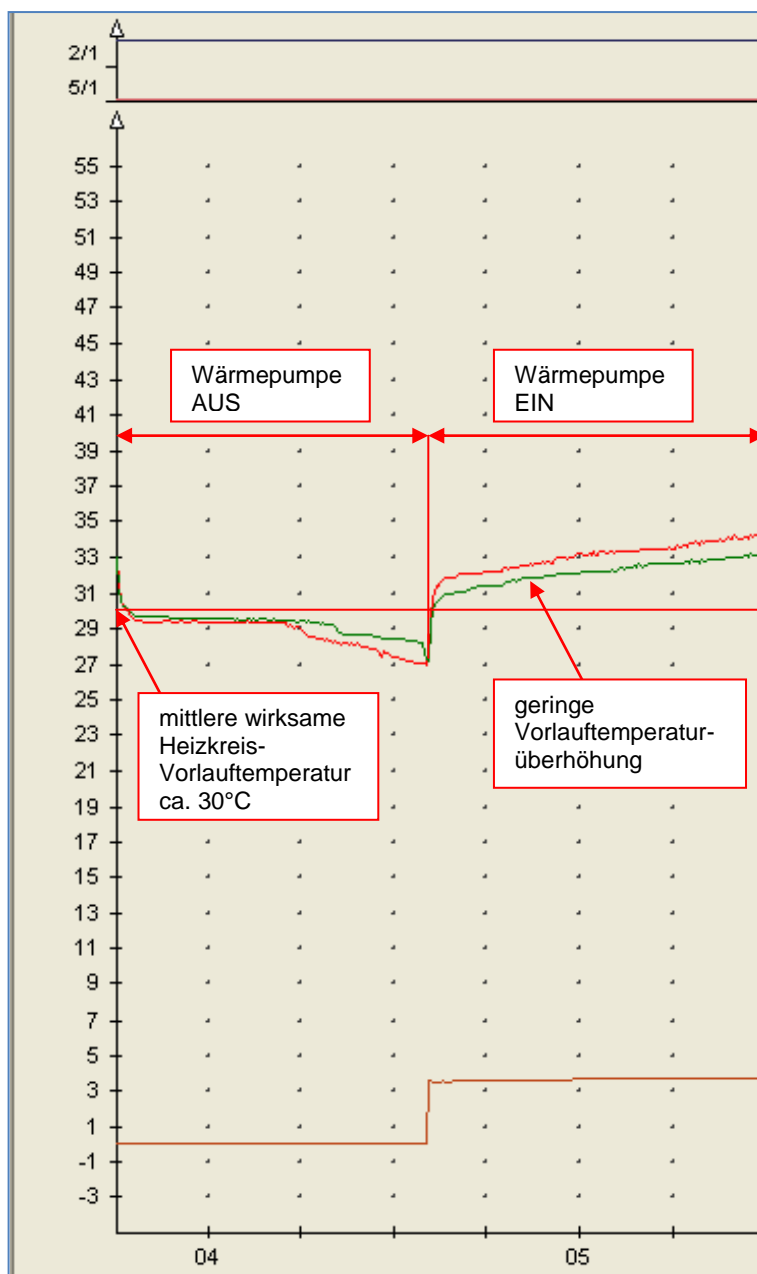


Abb. 63: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Detail Vorlauftemperaturüberhöhung und mittlere wirksame Heizkreisvorlauftemperatur

## 9 Mögliche Optimierungsmaßnahmen am Warmwasserbereitungssystem:

### 9.1 Allgemeine Anforderungen:

Gegenständlich sind durch das zentrale Warmwasserbereitungssystem 10 eigene Nutzereinheiten, davon 7 Wohnungen und 3 Büroeinheiten mit Warmwasser zu

versorgen. Das Verteilsystem ist mit einer Zirkulationsanlage ausgerüstet. Ziel ist es, mit der thermischen Solaranlage den größtmöglichen Anteil der Energie für die Warmwasserbereitung und Deckung der Zirkulationsverluste bereit zu stellen und im Winter diese Energie über die Wärmepumpe zu erbringen. In der Relation zur Leistung für die Raumheizung liegt der Energieaufwand für die Warmwasserbereitung und Abdeckung der Verteilverluste in der Größenordnung von ca. 35% .

## 9.2 Hygienische Anforderungen:

Gemäß der ÖNORM B 5019 soll aus hygienischen Gründen das Warmwasser bevorzugt über einen zentralen Plattenwärmeaustauscher im Durchflusssystem aufbereitet und über ein Zirkulationssystem verteilt werden.

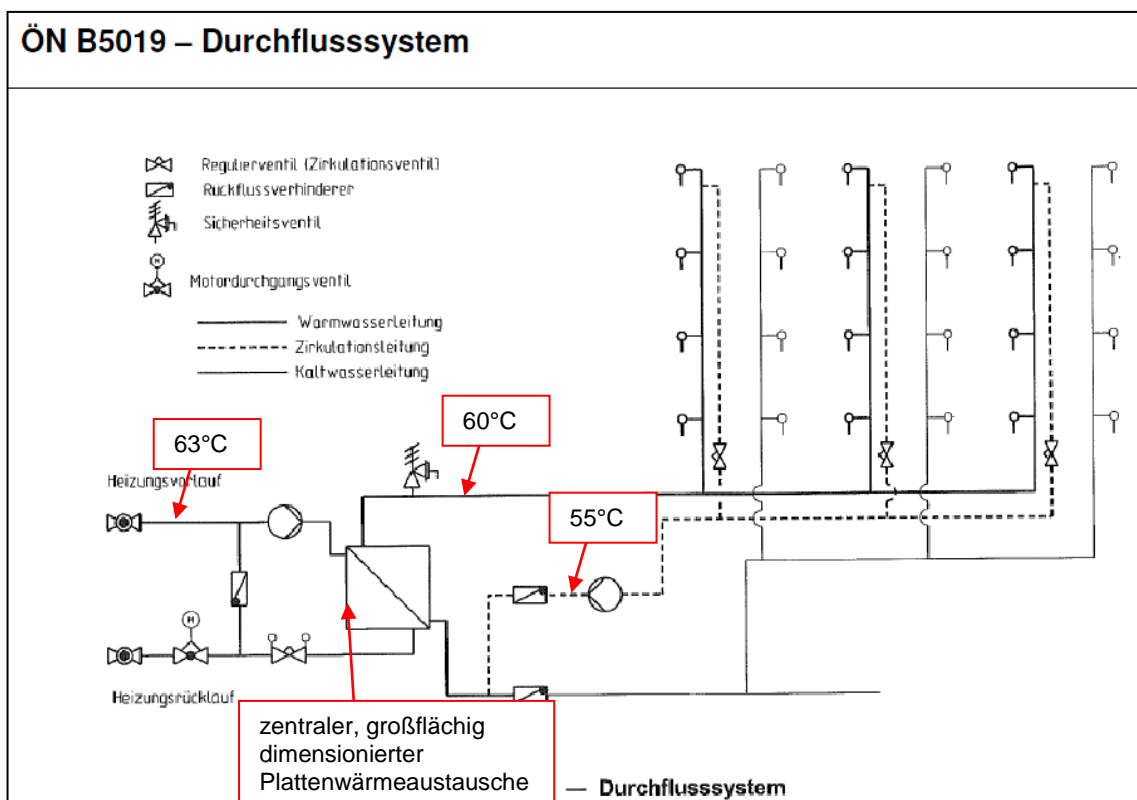


Abb. 64: Warmwasserbereitung, Durchflusssystem ÖNB 5.019

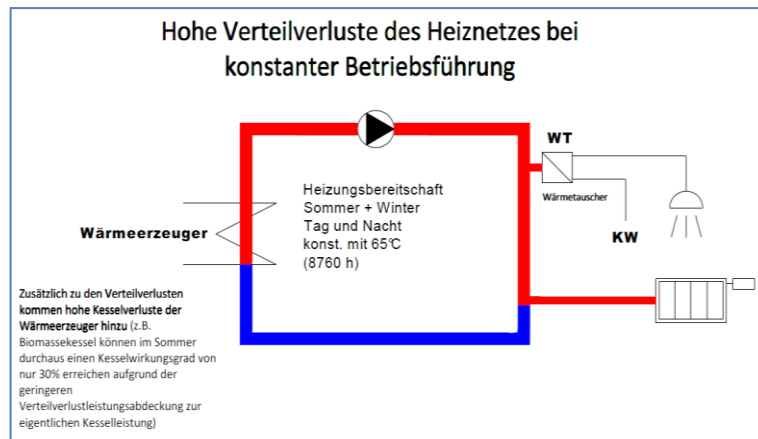
Dabei ist folgendes zu beachten:

- Temperaturverlust im gesamten Verteilsystem (inkl. Zirkulation) max. 5K,
- Sicherstellung von mind. 55°C im gesamten Zirkulationssystem,
- Keine Abschaltung der Zirkulationspumpe,

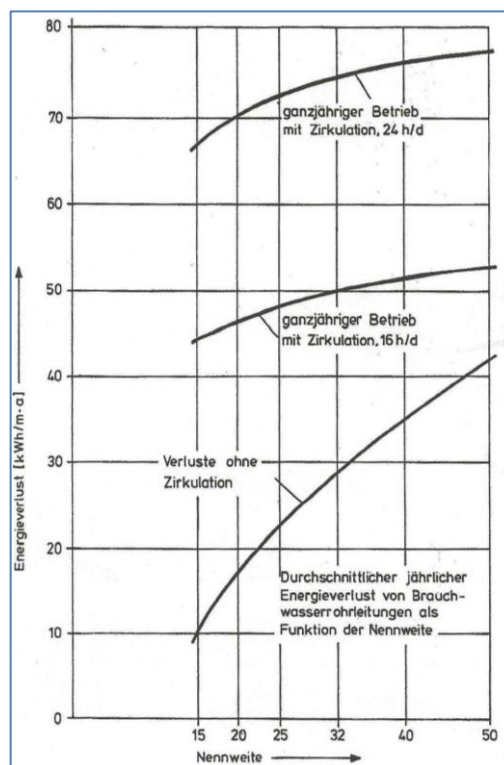
- Zirkulation möglichst nahe an der Entnahmestelle, max. 6 m Entfernung bis zur letzten Entnahmestelle (3-Liter-Regel in D).
- Die Verteilsysteme ohne Zirkulation sind nur mit geringem Dämmwert zu isolieren.

### **9.3 Problemkreis Zirkulation, Wärmeverteilverluste:**

Mit Aufnahme der Legionellenproblematik bei der Brauchwasserbereitung und -verteilung in die Hygienenorm B 5019 in Österreich und in die Trinkwasserverordnung in Deutschland wurde vorgegeben, die Brauchwasser- und Zirkulationsleitungen konstant auf 55°C zu halten. Die Zirkulationsunterbrechung zur Energieeinsparung war nicht mehr zulässig. Weiters wurden Überwachungen und Probeentnahmen je nach Risikostufe vorgesehen. Die Industrie entwickelte dazu die dezentralen Wohnungsstationen, in welchen ein Plattenwärmeaustauscher im Durchflussprinzip das Warmwasser erwärmt und die Wärmeleistung für die Heizung abgenommen wird. Die Leistung wird heizungsseitig über ein sogenanntes 2-Leiter-Netz mit einer Vorlaufleitung und einer Rücklaufleitung bereit gestellt, wobei der Vorlauf für die Warmwasserbereitung über das Jahr mit einer konstanten Vorlauftemperatur von 65°C und der Rücklauf mit ca. 40°C bis 55°C betrieben wird. Durch dieses System entfällt gegenüber dem herkömmlichen 4-Leiter-System die Warmwasser- und Zirkulationsleitung. Die Werbung der Industrie ging in die Richtung, dass damit die bekannt hohen Zirkulationsverluste von Warmwasser- und Zirkulationsleitungen der Vergangenheit angehören würden.

Abb. 65: Verteilverlust konstante Betriebsführung Zweileiter<sup>58</sup>

Die hohen Wärmeverteilverluste von Zirkulationssystemen, welche von den Temperaturniveaus, von der Güte der Wärmedämmung und von der Dimension der Rohrleitungen und somit verlustverursachenden Oberflächen und der Betriebsdauer abhängig sind, waren immer bekannt.

Abb. 66: Energieverlust durch Zirkulation<sup>59</sup>

Die Wärmeverluste der verschiedenen Systeme sind anhand folgender Gleichungen berechenbar:

<sup>58</sup> (GPG Gebäudetechnik GmbH, 2011)

<sup>59</sup> (Bundesinnung der Sanitär- und Heizungsinstallateure)

Wärmedurchgang:

$$q_R = k_R \times \Delta\vartheta \quad \text{Gleichung 30}$$

Wärmestrom bei

$$\text{Wärmeleitung: } q_R = \lambda \times L \times \Delta\vartheta \quad [\lambda] = W \div (m \times K) \quad \text{Gleichung 31}$$

$$\text{Wärmeübergang: } q_R = \alpha \times A \times \Delta\vartheta \quad [a] = W \div (m^2 \times K) \quad \text{Gleichung 32}$$

$$\text{Wärmedurchgang: } q_R = k \times A \times \Delta\vartheta \quad [k] = W \div (m^2 \times K) \quad \text{Gleichung 33}$$

Wärmedurchgangskoeffizient:

$$\text{linear: } k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \Sigma \left( \frac{s}{\lambda} \right)_j + \frac{1}{\alpha_a}} = \frac{1}{R_{\alpha i} + \Sigma R_{\lambda, j} + R_{\alpha a}} \quad \text{Gleichung 34}$$

$$\text{Zylinder: } k \times A = \frac{2 \times r \times L}{\frac{1}{\alpha_i \times r_j} + \Sigma \left( \frac{1}{\lambda_j} \ln \left( \frac{r_{j+1}}{r_j} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a \times r_a}} \quad \text{Gleichung 35}$$

$$k^* = k \frac{A}{L} = k \times U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \times r_j} + \Sigma \left( \frac{1}{\lambda_j} \ln \left( \frac{r_{j+1}}{r_j} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a \times r_a}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i \times \pi \times d_i} + \Sigma \left( \frac{1}{2 \times \pi \times \lambda_j} \ln \left( \frac{d_{j+1}}{d_j} \right) \right) + \frac{1}{\alpha_a \times \pi \times d_a}} \quad \text{Gleichung 36}$$

$q_R$  .....Wärmeverlustleistung (W/m)  
 $k_R$  .....Wärmedurchgangskoeffizient des Rohres  
 $\Delta\vartheta$  .....Temperaturdifferenz Wasser/Umgebung (K)

$d_i$  .....Innendurchmesser der Dämmung (= Rohraußendurchmesser) (m)  
 $d_a$  .....Außendurchmesser der Dämmung (m)  
 $\alpha_i$  .....innerer Wasser(Rohrwand) Wärmeübergangskoeffizient (W/m<sup>2</sup>K)  
 $\alpha_a$  .....äußerer (Dämmungsoberfläche/Luft) Wärmeübergangskoeffizient (W/m<sup>2</sup>K)  
 $\lambda$  .....Wärmeleitfähigkeit der Wärmedämmung (W/mK)

Im Zuge des Masterprojektes Hollmann, Burger wurden die verschiedenen Systeme nachgerechnet und anhand von Praxismessungen nachgewiesen, dass das propagierte 2-Leiter-System Wohnungsstationen im Dauerbetrieb die höchsten Wärmeverteilungsverluste aufweist und bei diesem System aufgrund der konstanten notwendig hohen Vorlauftemperaturen, Wärmepumpensysteme, Brennwertsysteme und die Nutzung von thermischen Solaranlagen ausscheidet bzw. nicht effizient sind. Diese Untersuchungsergebnisse, wurden der Wohnbauförderungsstelle Tirol zur Verfügung gestellt und wurden auf Basis dieser Erkenntnisse die Wohnbauförderungsrichtlinien mit 01.07.2012 abgeändert und sind derartige Systeme nicht mehr förderungswürdig und entsprechen aus Energieeffizienzgründen nicht mehr dem Stand der Technik. Diese Untersuchungsergebnisse zeigen weiters, dass das Zirkulationssystem 3-Leiter Rohr-in-Rohr mit optimierter Wärmedämmung auch bei

Einhaltung der Normvorgaben mit 55°C Zirkulationsdauerbetrieb nur ein Drittel der Wärmeverteilverluste des 2-Leiter-Systems aufweist.

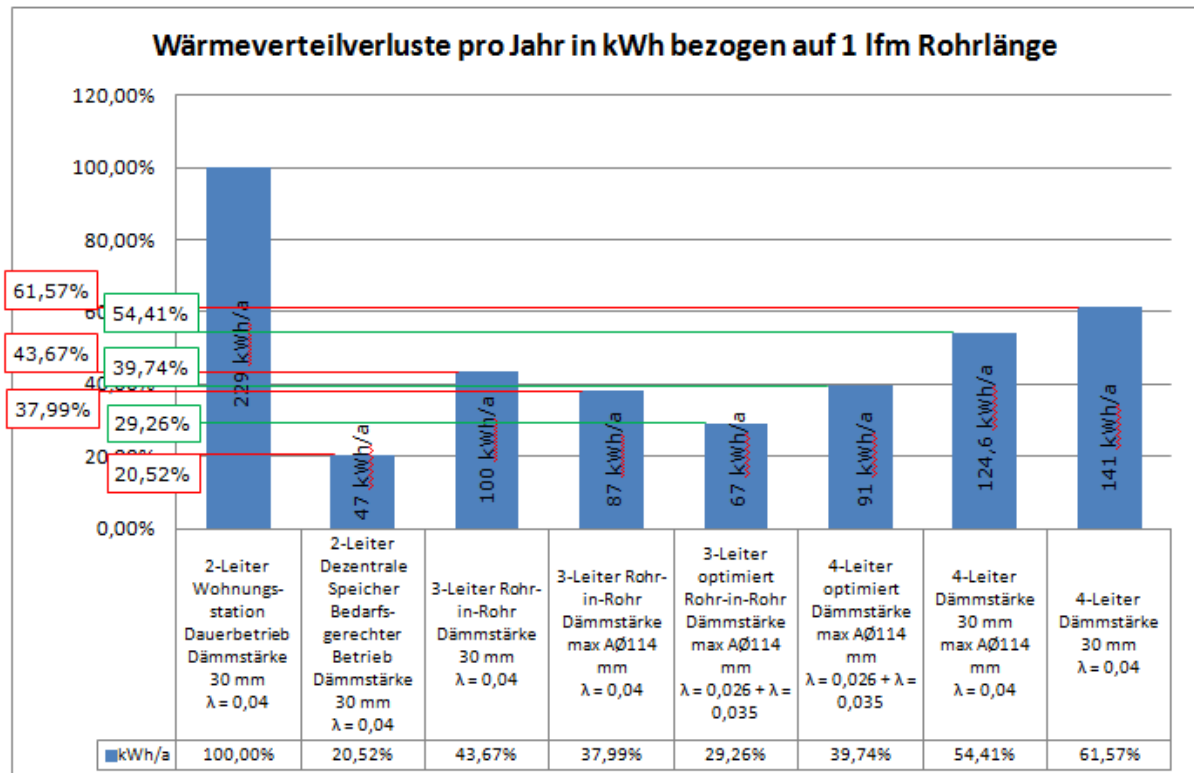


Abb. 67: Darstellung der Wärmeverteilverluste Zweileiter bis Vierleiter

Bei der gegenständlichen Arbeit war Zielsetzung, ein Warmwasserbereitungskonzept zu entwickeln, das alle Vorgaben und Rahmenbedingungen erfüllt.

## **10 Energieeffiziente Warmwasserbereitung über eine Wärmepumpe:**

Die besondere Eigenheit des Wärmepumpensystems ist jene, dass sich mit Erhöhung der notwendigen Vorlauftemperatur der Energieaufwand am Verdichter und damit die Energieeffizienz drastisch reduziert. Aus diesem Grund sind Wärmepumpensysteme nur für Niedrigstwärmeverteilsysteme wie Fußbodenheizungen de facto effizient und sinnvoll.

Will man die Vorgaben der Hygienenormen einhalten, so sind Warmwassertemperaturen im Zirkulationssystem von 55°C und Eintritt in dieses System von 60°C erforderlich. Wärmepumpen mit aktuell gängigen Kältemitteln wie R410a erzeugen im normalen Druckgaskondensationsbetrieb Vorlauftemperaturen von 58°C bis 60°C. Mit



Berücksichtigung der Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung sind daher diese Vorgaben sehr schwer oder kaum bewältigbar.

Im Zuge eines Forschungsprojektes an der TU Dresden wurde für die Lösung dieses Problems eine 2-Kreis-Wärmepumpe mit differenzierter Wärmeauskoppelung aus einem Wärmepumpenkreislauf weiterentwickelt und patentiert. Das Prinzip der Heißgasnutzung beim Wärmepumpenprozess war immer schon bekannt und wird dabei ein Vorkondensator, ein Enthitzer in Serie eingebaut, bei welchem die um ca. 15°C bis 30°C höhere Heißgastemperatur gegenüber der Kondensationstemperatur genutzt wird, ohne dass die Kondensationstemperatur angehoben wird.

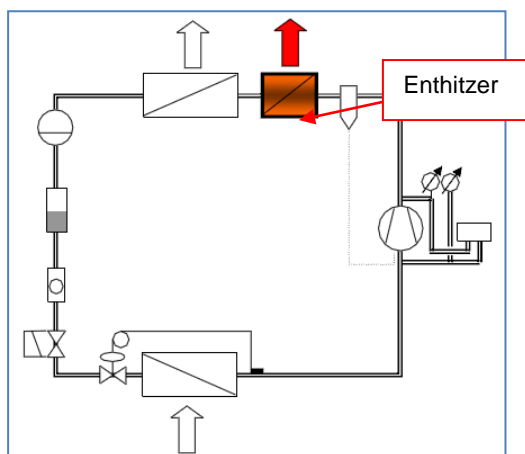


Abb. 68: Kältekreischema mit Enthitzer<sup>60</sup>

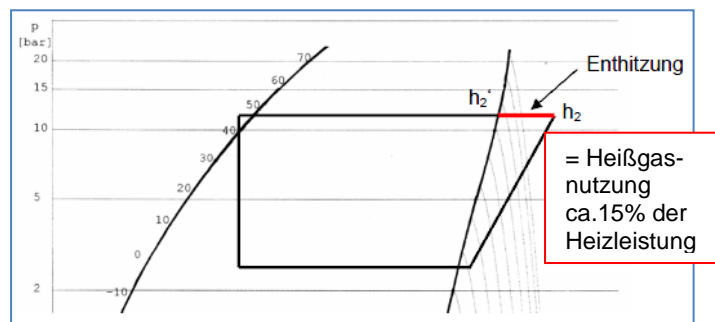


Abb. 69: mögliche Heißgasnutzung über Enthitzung<sup>61</sup>

$$Q_{E'} = m_{KM'} \times (h_2 - h_2')$$

Gleichung 37

Dieses Prinzip hat den Vorteil, dass während des normalen Heizbetriebes, wo für das Niedertemperatursystem Vorlauftemperaturen von maximal 35°C energieeffizient erzeugt werden, parallel dazu über den Heizkreistauscher durch Vorkondensation des Heißgases Vorlauftemperaturen für den Warmwasserspeicher von 60°C erzeugt werden kann. Die Leistung dieses Heizgastauschers ist jedoch physikalisch auf ca. 15% bis 18% der Heizleistung beschränkt und liegt hier der gravierende Nachteil dieser hoch effizienten Technologie. Diese wird in der Praxis auch von einigen Anbietern produziert und ist für den Einfamilienhausbau ohne hochwertige Dämmstandards, wo die Leistung für die Warmwasserbereitung ohne Zirkulation nur ca. 15% bis 20% der Heizleistung entspricht, eine höchst effiziente technische Lösung. Für größere Anlagen jedoch – wie gegenständlich – wo aufgrund der

<sup>60</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

<sup>61</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

Zirkulationsverluste und dem höherem Warmwasserverbrauch aufgrund mehrerer Nutzereinheiten die Leistung für die Warmwasserbereitung bis zu 100% der Heizleistung erfordert , nicht realisierbar.

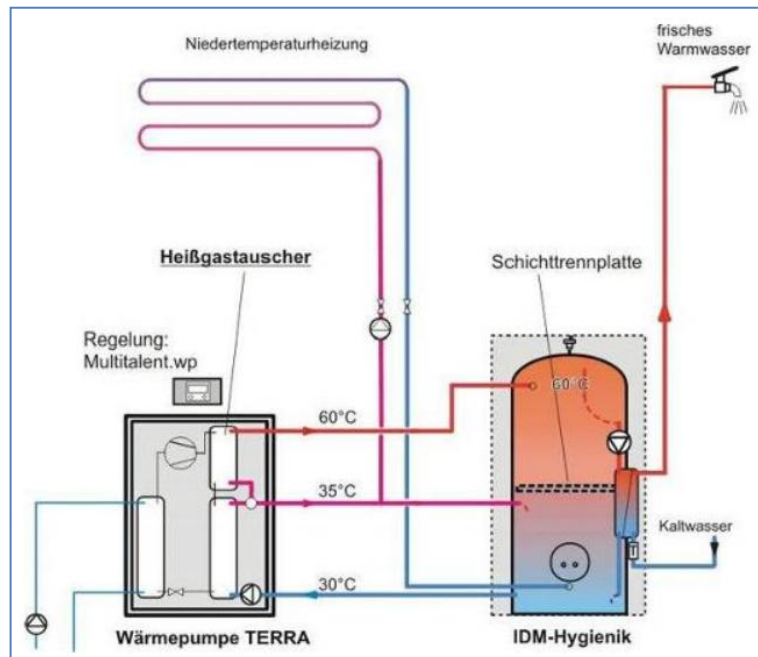
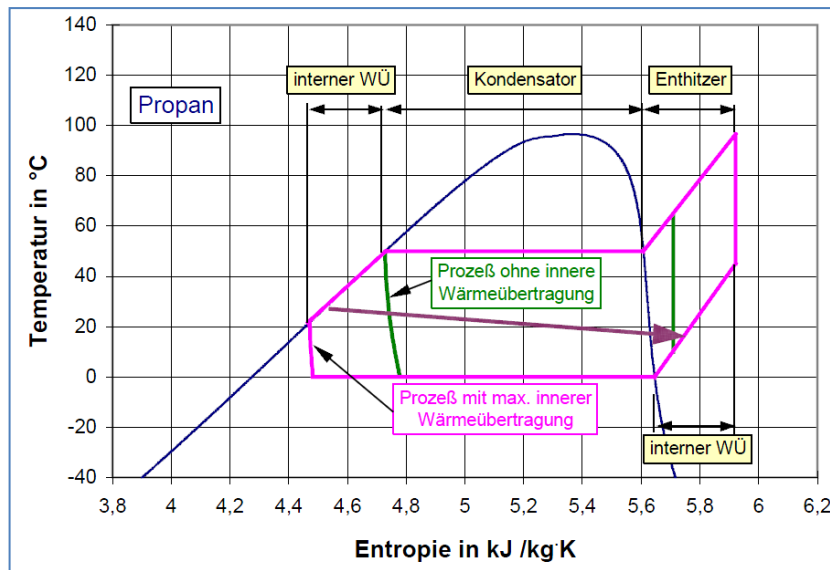


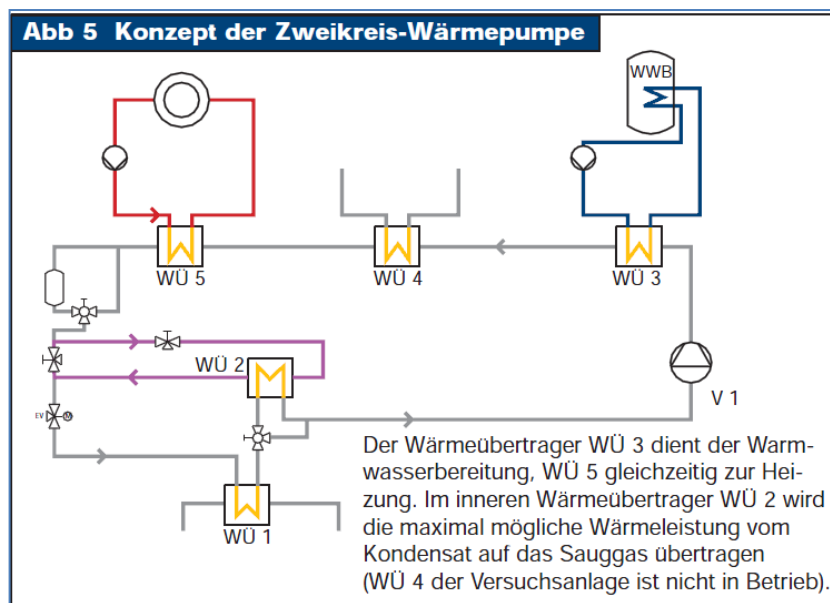
Abb. 70: Frischwasserprinzip von IDM<sup>62</sup>

Beim Forschungsprojekt der TU Dresden wurde durch Einbau eines weiteren Wärmetauschers als Unterkühler vor dem Kondensator, welcher eine Vorwärmung des Kaltwassers bewirkt, diesem Umstand Rechnung getragen und kann mit diesem System die Leistung für die Warmwasserbereitung im unteren Temperaturniveau erhöht werden, jedoch bleibt die Enthitzeleistung auf hohem Temperaturniveau gleich. Die möglichen Leistungen sind im T,s-Diagramm nachvollziehbar dargestellt, dies jedoch für die Versuchsanlage mit dem Kältemittel Propan.

<sup>62</sup> (Industrievertretung Lawin)

Abb. 71: Der Prozess der Zweikreis-Wärmepumpe im T,s-Diagramm<sup>63</sup>

Das hydraulische Konzept dieser Versuchsanlage 2-Kreis-Wärmepumpe ist in folgender Abbildung ersichtlich:

Abb. 72: Konzept der Zweikreis-Wärmepumpe Versuchsanlage TU Dresden<sup>64</sup>

## 10.1 Anforderungen an die Frischwasserstation:

Aus hygienischer Sicht zur Vermeidung von Legionellen ist eine Frischwasserstation als ideal anzusehen, da im Leitungsnetz kein Warmwasser im niedrigen Temperaturbereich in Warmwasserspeichern bevorratet wird, sondern das Warmwasser im

<sup>63</sup> (Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik, 2001)

<sup>64</sup> (Bine Informationsdienst, 2001)

Durchlaufprinzip direkt über einen externen Wärmetauscher erwärmt und verbraucht wird.

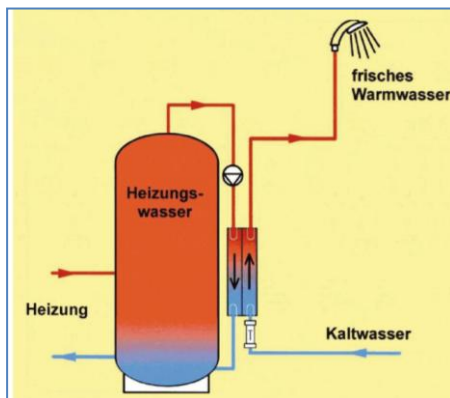


Abb. 73: Schema Frischwassermodul<sup>65</sup>

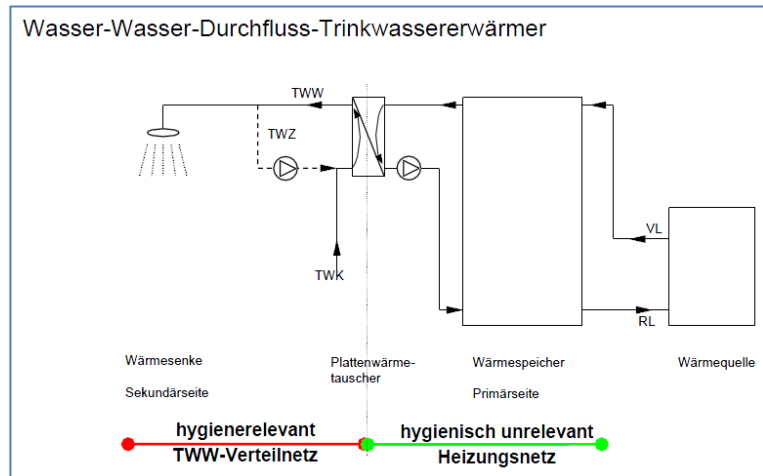


Abb. 74: Wasser-Wasser-Durchfluss-Trinkwassererwärmer<sup>66</sup>

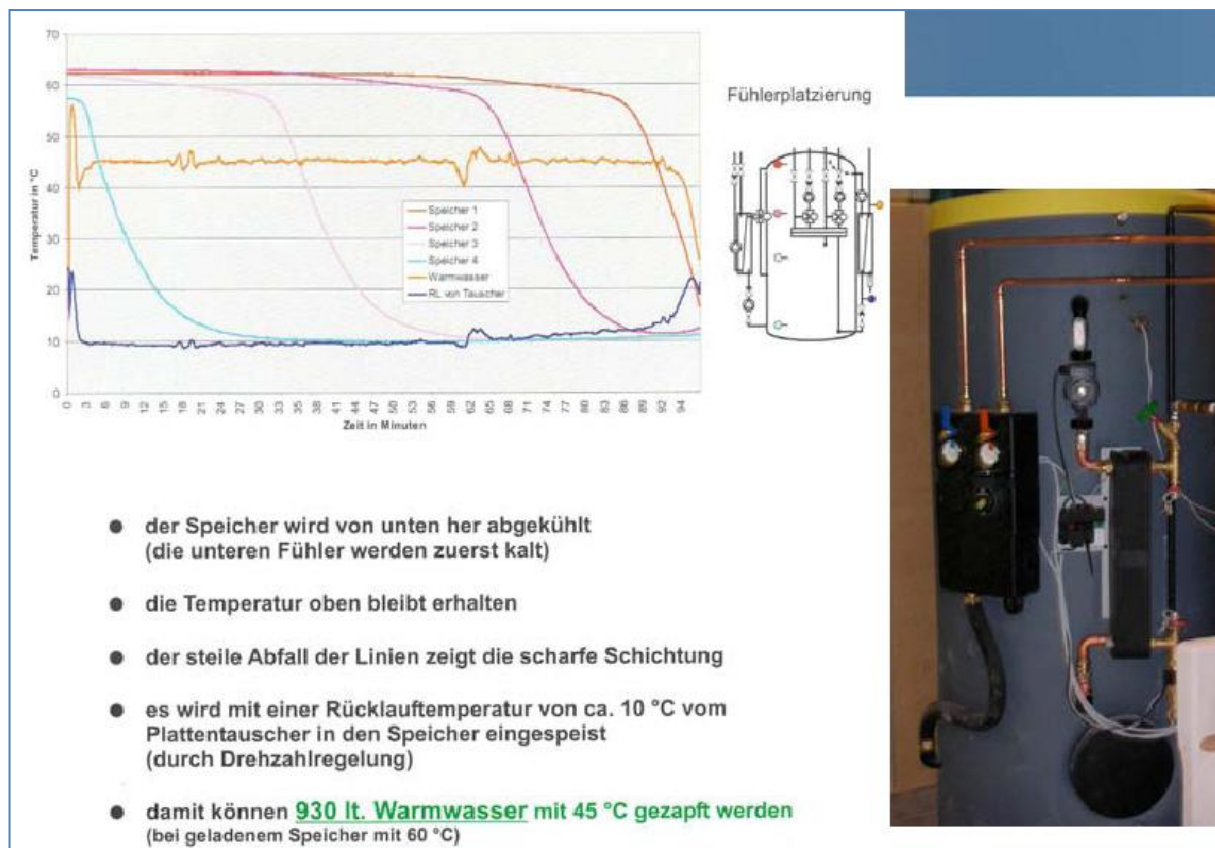
Entscheidend für einen effizienten Wärmepumpenbetrieb sind geringstmögliche Temperaturdifferenzen zwischen Puffervorlauf- und Warmwassernutztemperatur. Dieses Verhältnis ist abhängig von der thermischen Länge und von der Wärmetauscherfläche und den Wärmeübergangszahlen. Die im Handel erhältlichen kompakten Frischwasserstationen benötigen zu hohe Temperaturdifferenzen im Bereich von 10°C bis 20°C.

## **10.2 Erhaltung der Schichtung im Speicher durch niedrigst mögliche Rücklauftemperaturen:**

Durch Drehzahlregelung der Ladepumpe kann der Speicherinhalt gut ausgenutzt werden und eine stabile Schichtung hergestellt werden. Ohne Zirkulationsbetrieb erzielt man auch niedrige Rücklauftemperaturen.

<sup>65</sup> (NawaRo Tech GmbH)

<sup>66</sup> (Varmeco - Zimpel, Thomas)

Abb. 75: Temperaturverlauf im Speicher<sup>67</sup>

Sobald jedoch über die Frischwasserstation auch Zirkulationssysteme zu versorgen sind, fällt die thermische Leistung im Zirkulationsbetrieb wesentlich ab und aufgrund des höheren Zirkulationsrücklaufes stellen sich höhere Rücklauftemperaturen ein, welche die Schichtung zerstören und für eine energieeffiziente Solareinbindung schädlich sind. Um dieses Problem in den Griff zu bekommen, werden seitens der Industrie Lösungen gesucht.

### **10.2.1 Lösung über exergieoptimierte Frischwasserkaskade:**

Bei diesem System werden zwei Frischwasserstationen parallel zueinander geschaltet. In der Kaltwasserleitung zwischen dem ersten und dem weiteren Modul befindet sich ein Trennventil, das bei geringer Zapfung das Kaltwasser nicht zum zweiten durchlässt. Die Zirkulationsleitung wird von der anderen Seite in das zweite Gerät herangeführt. So kann die hohe Temperatur des Zirkulationsrücklaufs das erste Modul nicht erreichen und dieses liefert unabhängig vom aktuellen Zirkulationsvolumenstrom eine niedrige Rücklauftemperatur. Der Rücklauf des kaltwasserseitigen

<sup>67</sup> (AEE Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie)

Moduls kann also immer in die kälteste Schicht des Pufferspeichers eingeleitet werden. Die Einleitung der Rücklaufleitung des zirkulationsseitigen Moduls erfolgt getrennt davon in wärmere Speicherschichten.

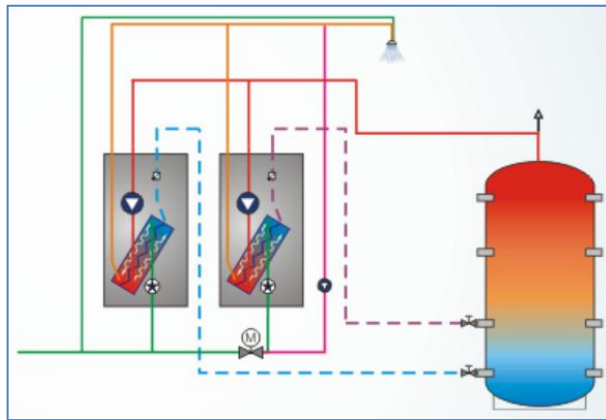


Abb. 76: Frischwasserkaskade<sup>68</sup>

### **10.2.2 Lösung über eine zweite Zirkulationsstation:**

Es gibt auch die Möglichkeit, eine zweite kleine Ministation als Plattentauscher einzubauen und wird der Zirkulationsrücklauf im oberen Bereich des Speichers ohne Zerstörung der Schichtung eingeführt.

---

<sup>68</sup> (Horn, 2011)

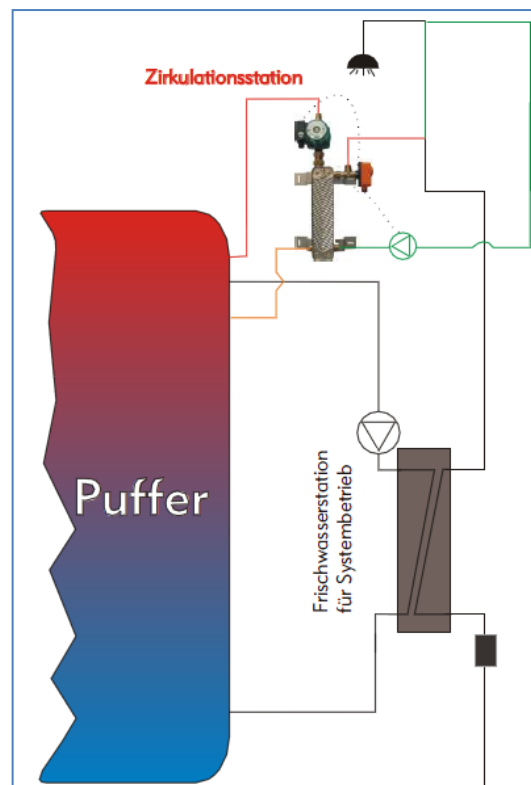


Abb. 77: schematische Darstellung der „Ministation für Zirkulation“:  
Die klare hydraulische Trennung entsprechend der zu bewältigenden Leistung, und im Falle einer thermischen Desinfektion muss nicht die Hauptstation „herhalten“<sup>69</sup>

Diese beiden Varianten erfordern einen hohen apparativen und regelungstechnischen Aufwand .

## **11 Durchgeführte Lösung der Warmwasserbereitung bei höchst möglicher Effizienz der Wärmepumpe unter Einhaltung der Komfort- und Hygieneanforderungen:**

### **11.1 System für höchstmögliche Effizienz der Wärmepumpe:**

Gemäß der neuen ÖNORM B 5019 aus dem Jahr 2011 Punkt 9.1 dürfen Anlagen bei mikrobiologischer Überprüfung auch mit abweichenden Wassertemperaturen von 45°C bis 50°C, somit auch mit Zirkulationsunterbrechung betrieben werden und sofern sich keine oder nur geringe Legionellenkonzentrationen bei den Überprüfungsintervallen zeigen, kann die Überprüfung bis zu 4 Jahre ausgedehnt werden.

<sup>69</sup> (Schwarz, 2011)

## 9 Sonderfälle

### 9.1 Abweichende Wassertemperatur

Werden die unter 6.4 geforderten Wassertemperaturen nicht eingehalten, hat durch Sachverständige im Rahmen einer Systemanalyse eine eingehende technische und mikrobiologische Prüfung und Bewertung stattzufinden.

Die mikrobiologischen Untersuchungen auf Legionellen gemäß 7.2 haben

- bei bestehenden Anlagen, die mit konstanter Betriebstemperatur über einen Zeitraum von 3 oder mehr Jahren betrieben wurden und unverändert weiter betrieben werden, nach Tabelle 10 jedoch zumindest jährlich zu erfolgen,
- bei allen anderen Anlagen vierteljährlich zu erfolgen.

Wenn die Werte nach Tabelle 8 in drei aufeinander folgenden Beprobungen erreicht werden, darf auf die Frequenz der regelmäßigen Untersuchung nach Tabelle 10 zurückgegangen werden.

Im Falle der Überschreitung der Werte nach Tabelle 8 ist gemäß Abschnitt 8 vorzugehen.

Abb. 78: abweichende Wassertemperatur Sonderfall ÖNB 5.019<sup>70</sup>

Bei der gegenständlichen Optimierung wurde ein abgesenktes Temperaturniveau auf 42°C bis 48°C Nutzwasser beim Verbraucher und eine Zirkulationshaltetemperatur von 40°C mit Zirkulationsunterbrechungen gewählt.

Wie die Untersuchungen zu den Wärmeverteilverlusten zeigen, liegt in der Absenkung des Temperaturniveaus und in der Reduktion der Zirkulationszeiten ein erhebliches Energieeinsparpotential. Weiters lässt sich durch die Temperaturabsenkung die Energieeffizienz der Wärmepumpe erheblich steigern. Um jedoch den hygienischen Anforderungen zu genügen, wurden über die frei programmierbare Regelung folgende Funktionen programmiert, durch welche einerseits die hygienischen Anforderungen und andererseits auch die Anforderungen an die Komfortbedingungen erfüllt werden.

Über die Wärmepumpe wird der Pufferspeicher 1 zu 2/3 – entspricht einem Volumen von ca. 750 l – auf eine Speichertemperatur von 48°C bis 50°C geladen. Bei Unterschreiten der Speichertemperatur von 40°C wird die Wärmepumpe angefordert und heizt das Speichervolumen wiederum auf 48°C Pufferspeichertemperatur auf. Durch diese Betriebsweise sind pro Tag je nach Verbrauch 3 bis 5 Ladezyklen erforderlich, welche einen Zeitraum von ca. 1 h benötigen.

---

<sup>70</sup> (ÖNORM B 5019 - Hygienerrelevante Planung, Ausführung, Betrieb, Wartung, Überwachung und Sanierung von zentralen Trinkwasser-Erwärmungsanlagen, 2011)





Abb. 79: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Warmwasserladungen

Durch die mehrfachen Ladungen pro Tag und durch die abgesenkten Systemtemperaturen ergeben sich wesentliche Effizienzvorteile beim Betrieb über die Wärmepumpe. Die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe beträgt beim Ladebeginn ca. 38°C und beim Ladeende ca. 52°C. Die Datenaufzeichnung der Vorlauftemperatur und die Energieaufnahme der Wärmepumpe zeigen den stetigen Anstieg in Dreieckform. Die mittlere Ladetemperatur und mittlere Leistungsaufnahme der Wärmepumpe liegt bei ca. 45°C Vorlauftemperatur. Wie die Datenaufzeichnung der Leistungsaufnahme zeigt, kann auch die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe über den Ladezeitraum gemittelt werden und ergibt sich dadurch bei einer mittleren Vorlauftemperatur von 45°C eine für den Warmwasserbetrieb noch sehr hohe Leistungsziffer bzw. hoher COP-Wert von im Mittel 4,60.

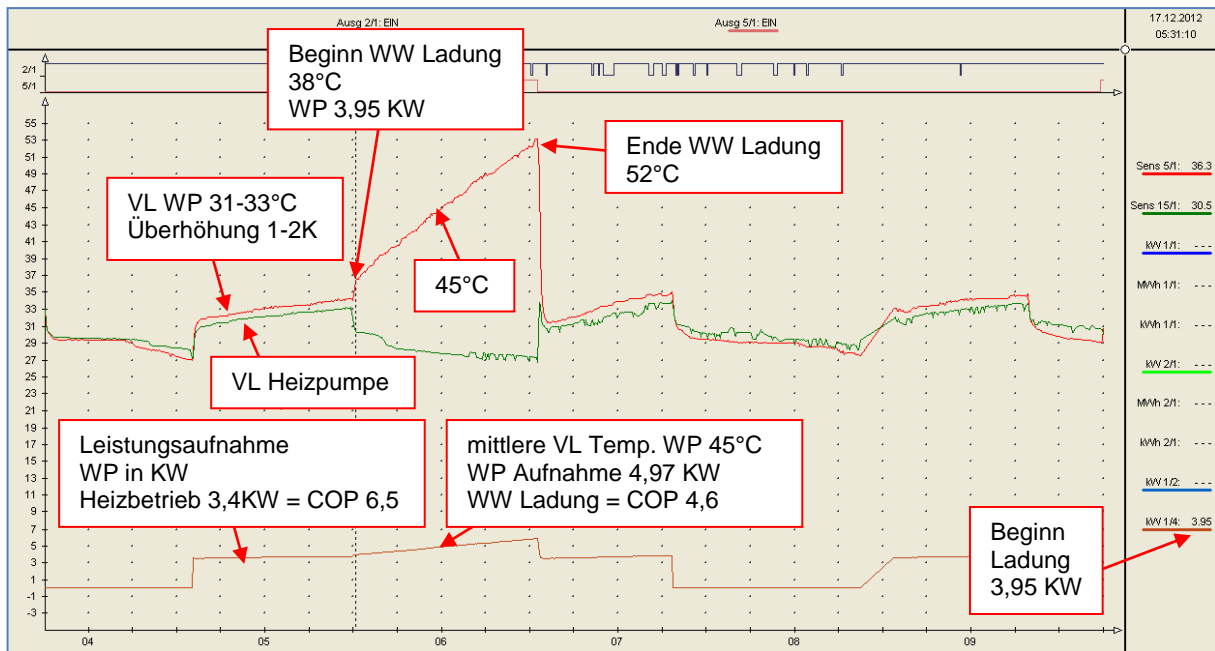


Abb. 80: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Detail Warmwasserladung

## 11.2 Legionellenschutzfunktion:

Diese programmierte Funktion erlaubt die thermische Desinfektion des Warmwasser- und Zirkulationsrohrnetzes bei einstellbaren Vorgaben hinsichtlich Zeitpunkt, Desinfektionstemperatur und Dauer. So kann nach einem frei wählbaren Tages- oder Wochenprogramm zu definierten Zeiten das gesamte Warmwasser und Zirkulationsleitungsnetz thermisch desinfiziert werden. Dabei wird 1x wöchentlich die Wärmepumpe auf die maximal zulässige Vorlauftemperatur betrieben und die noch restliche Energie zur Erreichung von 60°C wird über die Elektroheizpatrone zugeführt. Über eine einstellbare Zeitdauer von ca. 20 Minuten wird das gesamte Netz thermisch desinfiziert. Die Messung der Legionellenkonzentration in der Praxis zeigt, dass trotz abgesenkter Betriebsweise bei wöchentlicher Desinfektion keine Legionellen nachweisbar und somit die hygienischen Anforderungen erfüllt sind.

## 11.3 Zirkulationsbetrieb:

Aus der Vor- und Rücklauftemperatur der Zirkulation wird die Temperaturdifferenz errechnet. Bei zu kleiner Temperaturdifferenz erkennt die Regelung eine Überversorgung der Zirkulation und reduziert die Leistung der Zirkulationspumpe

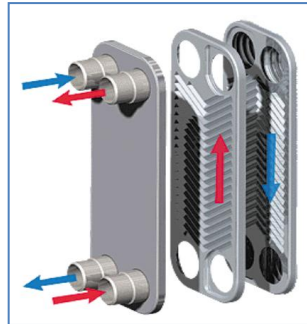
entsprechend der Abweichung. Bei zu großer Temperaturdifferenz errechnet die Regelung eine Unterversorgung der Zirkulation und erhöht die Leistung der Zirkulationspumpe entsprechend der Abweichung. Die Regelung hält die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf der Zirkulation konstant auf dem vorgeschriebenen Sollwert. Es erfolgt eine Variation des Massenstromes durch eine gepulste Modulation der Pumpenleistung. Bei Überschreitung einer einstellbaren Rücklauftemperatur schaltet der Regler die Pumpe aus.

#### **11.4 Haltetemperaturregelung:**

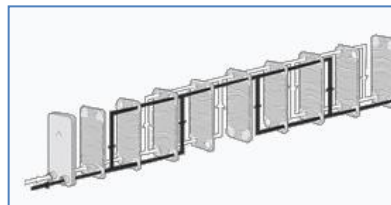
Unabhängig von einer Warmwasserzapfung aktiviert die Regelung die Primärpumpe und versorgt die Station mit Heißwasser, um die vorgegebene Haltetemperatur am Warmwasserausgangsstutzen zu halten, dies wiederum gepulst über Drehzahlregelung. Diese Funktion dient der Vorwärmung des Plattenwärmetauschers. Bei einer Zapfung steht somit wesentlich schneller das Warmwasser mit der gewünschten Solltemperatur zur Verfügung. In der Zeit von 23:00 Uhr bis 5:00 Uhr wird diese Haltetemperaturregelung über ein Zeitprogramm unterbrochen. Weiters wird die Solltemperatur auf 40°C abgesenkt. Über einen Strömungssensor wird die Absolutwertregelung am Frischwasserstationsaustrittsstutzen angefordert. Über eine Drehzahlregelung der Pumpe wird eine konstante Auslauftemperatur von 45°C bewerkstelligt, dies bei geringst möglichen Rücklauftemperaturen.

#### **11.5 Optimierte Dimensionierung und Konstruktion der Frischwasserstation:**

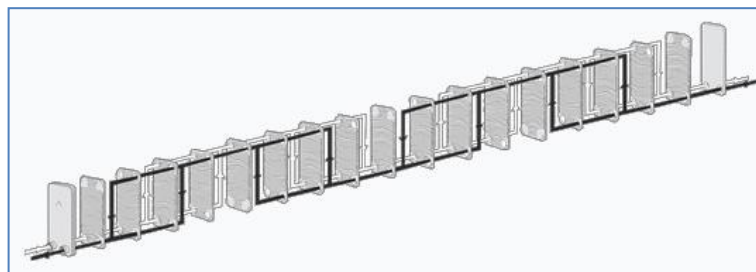
Herkömmliche im Handel erhältliche Frischwasserstationen arbeiten mit Plattenwärmetauschern im Gegenstromprinzip mit einfachem Kreislauf.

Abb. 81: Funktion Plattenwärmetauscher<sup>71</sup>

Optimierte Frischwasserstationen arbeiten mit einem zweifachen Kreislauf in nur einem Plattenwärmetauscher. Durch die Zweiwegigkeit kühlt das heiße Pufferwasser während des Zapfvorgangs besser aus und erhält man dadurch niedrigere Rücklauftemperaturen.

Abb. 82: Funktion Zweiwegigkeit Plattenwärmetauscher<sup>72</sup>

Für das gegenständliche Optimierungsprojekt wurde ein spezieller Wärmetauscher, welcher 4 Kreisläufe in einem Wärmetauscher vereint, konzipiert.

Abb. 83: Funktion Vierwegigkeit Plattenwärmetauscher<sup>73</sup>

Durch die nochmalige Verdoppelung der thermischen Länge zu einem Wärmetauscher mit zwei Kreisläufen erhält man nochmals eine weiter ausgekühlte Rücklauf temperatur. Der Wärmetauscher wurde von seiner Fläche und vom Druckverlust so dimensioniert, dass er bei einer Leistung von 30 l/min Warmwasser (entspricht 1.800 l Wassermenge/Stunde) das Kaltwasser von 12°C auf 45°C erwärmt. Auf der Speicherseite ist nur eine Vorlauftemperatur von 47°C, also 2°C Temperaturdifferenz notwendig und die Rücklauftemperatur wird theoretisch bis auf 15°C abgekühlt. Der

---

<sup>71</sup> (Sonne Heizt Energietechnik GmbH)

<sup>72</sup> (Sonne Heizt Energietechnik GmbH)

<sup>73</sup> (SWEP International AB, 2012)

Wärmetauscher weist eine Wärmetauscherfläche von 7,5 m<sup>2</sup> auf und eine thermische Länge von 13.

		<b>SSP G7</b> (v 7.0.3.12)	
<b>SWEP</b> A DOVER COMPANY			
<b>EINPHASIG - Design</b> <b>WT-TYP : B25Tx121/4P</b>			
<b>Name des Mediums Seite 1 : Wasser</b> <b>Name des Mediums Seite 2 : Wasser</b>			
<b>Flow Type : Counter-Current</b>			
<b>TECHN. VORGABEDATEN</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Leistung	kW	68,95	
Eintrittstemperatur	°C	47,00	12,00
Austrittstemperatur	°C	15,00	45,00
Durchfluss	kg/s	0,5157	0,5000 ← = 30 l/min
Max. Druckverlust	kPa	50,0	50,0
Thermische Länge		13,0	13,4
<b>AUSLEGUNGSERGEBNISSE</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Wärmetauscherfläche	m <sup>2</sup>	7,50	
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>	9,2	
MTD	K	2,47	
Wärmedurchgangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> , °C	4190/3730	
Druckverlust - total	kPa	47,5	44,7
- in den Anschlüssen	kPa	0,617	0,580
Anschlussdurchmesser	mm	24,0	24,0
Kanäle-Anzahl		15	15
Gesamtplattenzahl		121	
Flächenreserve	%	12	
Verschmutzungsfaktor	m <sup>2</sup> , °C/kW	0,029	
Reynoldszahl		779	716
Anschlußgeschwindigkeit	m/s	1,15	1,11
<b>PHYSIKALISCHE KENNWERTE</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Referenztemperatur	°C	31,00	28,50
Viskosität	cP	0,781	0,824
Wand-Viskosität	cP	0,801	0,803
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	995,4	996,1
Spez. Wärmekapazität	kJ/kg, °C	4,179	4,179
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	0,6170	0,6130
Min. Flüssigkeitstemp. an der Wand	°C	13,67	
Max. Flüssigkeitstemp. an der Wand	°C		45,92
Wärmeübergangskoeff.	W/m <sup>2</sup> , °C	9430	9100
Minimum Wandtemperatur	°C	29,86	29,69
Kanalgeschwindigkeit	m/s	0,153	0,148
Wandschubspannung	Pa	24,5	23,1

Abb. 84: Auslegungsberechnung Plattenwärmetauscher vierwegig<sup>74</sup>

<sup>74</sup> (SWEP International AB, 2012)

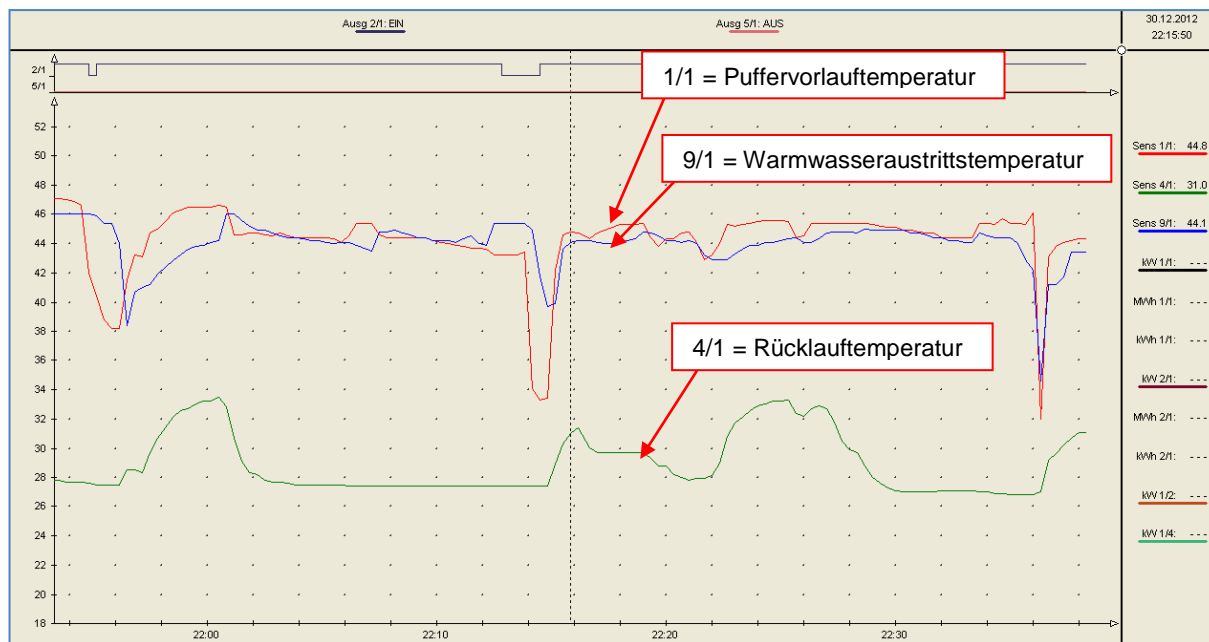


Abb. 85: Datenaufzeichnung Warmwasserbereitung 17.12.2012

Im Normalbetrieb bei geringeren Wasserleistungen liegt die gemessene Temperaturdifferenz im Bereich von 1°C bis 3°C und die Rücklauftemperatur im Bereich von 25°C.

Bei der Warmwasserproduktion entwickelt sich je nach Durchsatz die Rücklauftemperatur ideal niedrig. Beim Betrieb der Zirkulation ohne Zapfung erhöht sich die Rücklauftemperatur zwangsläufig, da die Rücklauftemperatur der Zirkulationsleitung im Bereich von 35°C bis 36°C liegt. Die Rücklauftemperatur vom Wärmetauscher kann daher nur physikalisch bedingt geringfügig darüber liegen. Für diesen Zweck wird ein automatisch gesteuertes Umschaltventil eingebaut, das bei höheren Temperaturen in den entsprechenden Temperaturbereich des Puffers umleitet und damit eine Zerstörung des niederen Temperaturniveaus in den Pufferspeichern 2 und 3 für die Solarenergienutzung verhindert.

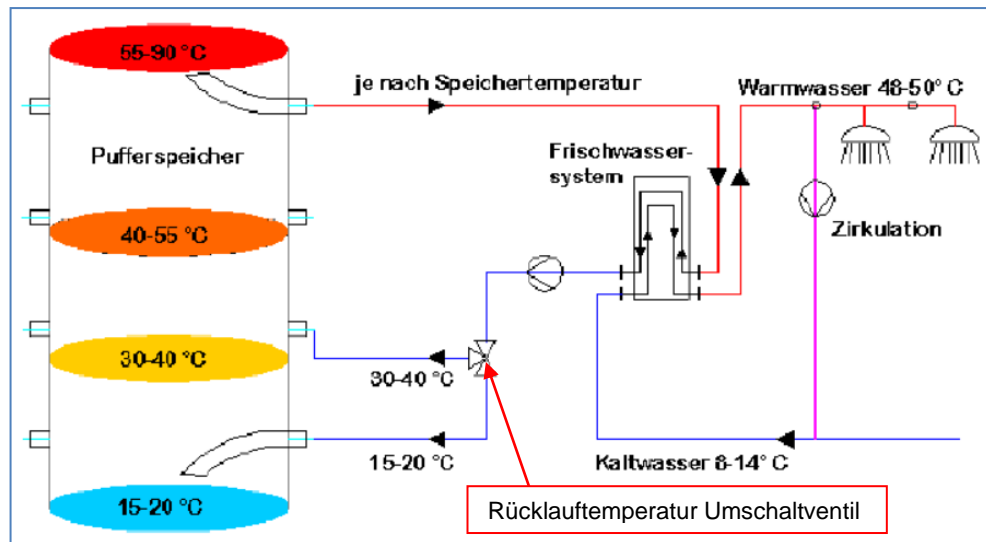


Abb. 86: Funktion Rücklaufftemperatur Umschaltventil<sup>75</sup>

## 11.6 Optimierung der Regelfunktionen:

Die angeführten Regelfunktionen konnten über die frei programmierbare Regelung ideal nutzer- und bedarfsgerecht programmiert werden, wie die folgende Funktionsübersicht zeigt.

<sup>75</sup> (Sonne Heizt Energietechnik GmbH)

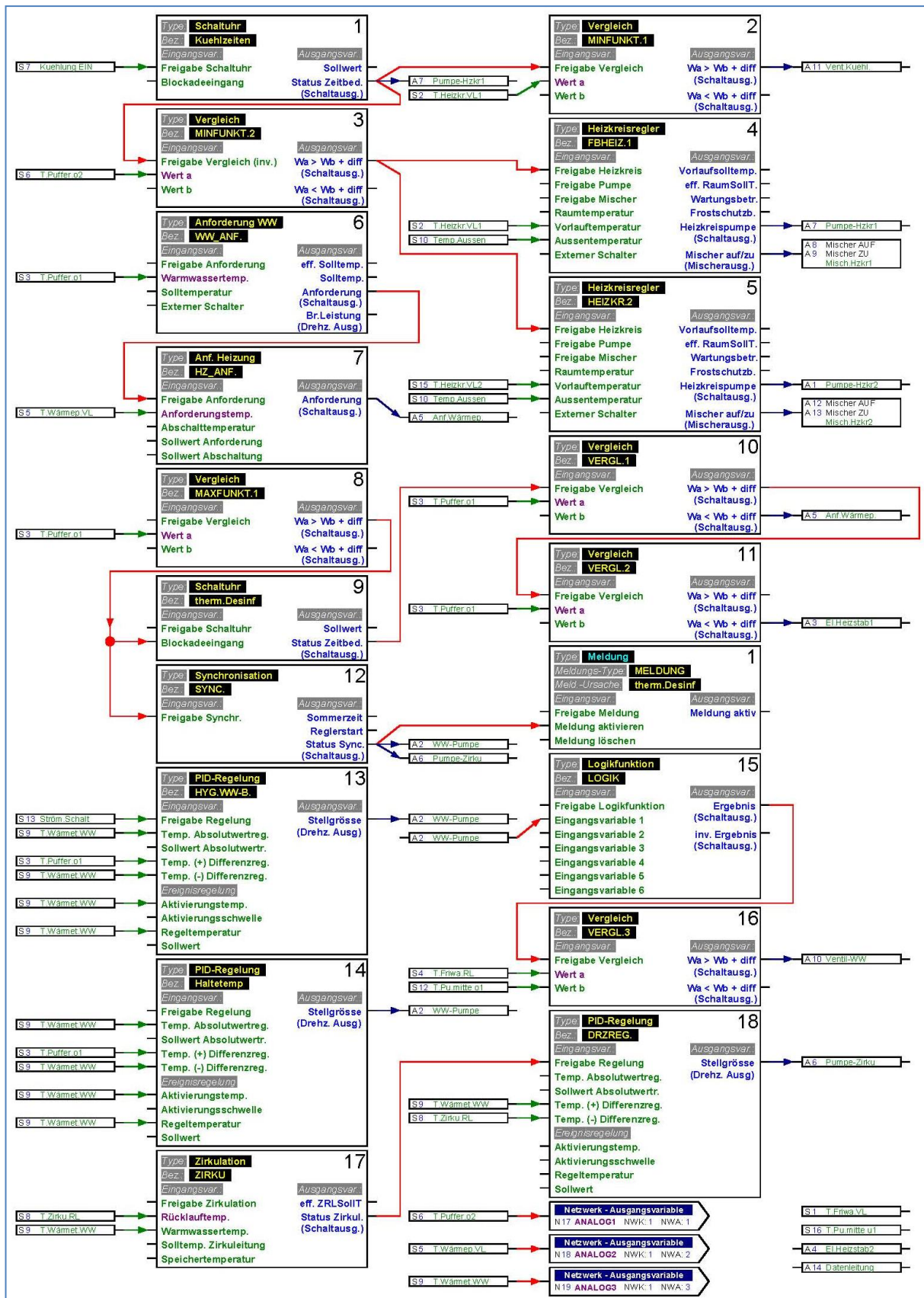


Abb. 87: Funktionsprogrammierung TA UVR 1611



## **12 Durchgeführte Optimierungsmaßnahmen bei der Wärmepumpe und Warmwasserbereitung und Feststellung der Effizienzverbesserung:**

Die derzeit am Markt erhältlichen modulierenden Wärmepumpen mit Frequenzumformertechnik und digitaler Pulsweitenmodulation weisen im Teillastbetrieb wie in dieser Arbeit untersucht noch zu hohe Verluste auf und sind wegen der weiteren Nachteile noch nicht empfehlenswert. Deshalb wurde eine Wärmepumpe ohne Leistungsregelung gewählt.

Bei der Auswahl des Gerätes wurde die Umsetzung der aufgezeigten Optimierungsmaßnahmen bei den Komponenten berücksichtigt. Bei den am Markt erhältlichen Geräten werden die aufgezeigten Optimierungsmaßnahmen bei den Komponenten nur zum Teil oder überhaupt noch nicht umgesetzt. Nur wenige Geräte sind mit elektronischen Einspritzventilen und Economizer-Zwischenkreis-Wärmetauscher ausgerüstet. Bei den Wärmetauschern, bei Verdampfer und Kondensator sind meist die Komponenten so dimensioniert, dass die Übertragungstemperaturdifferenzen im Bereich von 4°C bis 6°C liegen. D.h. das aufgezeigte Potential durch optimierte Wärmetauscher, welche die für die Effizienz verantwortliche Temperaturdifferenz zwischen Verdampfungs- und Kondensationstemperatur reduzieren, wird von der Industrie derzeit noch nicht ausreichend umgesetzt. Die verwendete Standardpumpe stellt somit die bestmögliche am Markt erhältliche Lösung dar, welche ein elektronisches Einspritzventil und einen Zwischenkreiswärmeaustauscher verwendet. Das Leistungsspektrum des verwendeten Verdichters ist nicht bestmöglich gewählt. Jedoch sind für am Markt erhältliche Lösungen gute Leistungszahlen möglich.

### Technische Daten HP16S18W-WEB

Leistungsdaten <sup>1)</sup>		Kältekreislauf	
	<b>W10W35</b>	<b>W10W50</b>	
Heizleistung	22,88	20,79 kW	Arbeitsmittel R410A
Kälteleistung	19,36	16,05 kW	Füllmenge 3,5 kg
Leistungsaufnahme	3,52	4,74 kW	
Leistungszahl	6,50	4,38 -	

Verdichter	
Bauart <sub>571</sub>	Scroll
Drehzahl	2900 min <sup>-1</sup>
max. Leistungsaufnahme	3,34 kW
Blockierstrom LRA	74 A
Ölmenge	1,66 l

Abb. 88: Leistungsdaten Wärmepumpe<sup>76</sup>

Bei der Warmwasserbereitung wurde durch die Verwendung eines vierwegigen großflächig dimensionierten Plattenwärmeaustauschers eine geringe Temperaturdifferenz zwischen Puffervorlauf- und Wasseraustrittstemperatur erreicht, sodass bei mehrfachen Ladungen Pufferspeichertemperaturen von 50°C ausreichen. Dies ergibt für die Warmwasserladung eine mittlere Vorlauftemperatur bei der Wärmepumpe von nur 45°C und damit auch eine hohe Leistungsziffer bei der Warmwasserbereitung. Die messtechnische Auswertung eines Feldtestes des Fraunhofer Instituts zeigt mittlere Arbeitszahlen von 2007 bis 2010 von 3,71, mit Berücksichtigung der Leistung der Grundwasserpumpe.

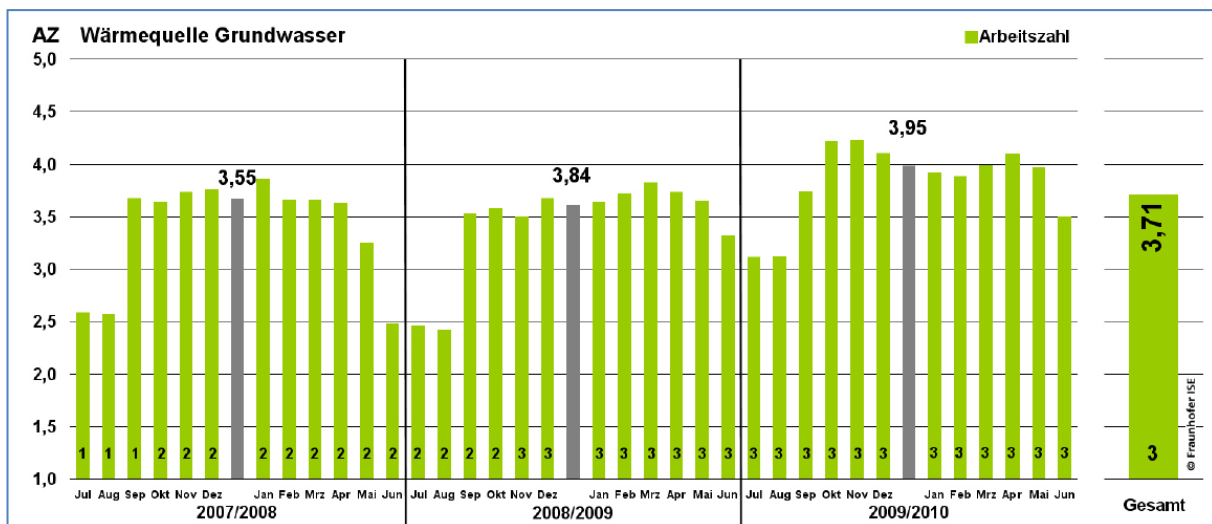


Abb. 89: Arbeitszahlen von Wasser-Wärmepumpen für verschiedene Zeitperioden im Beobachtungszeitraum Juli 2007 bis Juni 2010 und Anzahl der jeweils ausgewerteten Wärmepumpen<sup>77</sup>

Die gemessenen Jahresarbeitszahlen in Vorarlberg zeigen Werte von 3,07 bis 3,55

<sup>76</sup> (Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H.)

<sup>77</sup> (Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, M. Miara u.a., 2011)

( Abbildung 21) Die gegenständlich eingesetzte Wärmepumpe hat laut Datenblatt des Herstellers beim Betriebspunkt W10/W35 (= Grundwasservorlauftemperatur 10°C, Heizungsvorlauftemperatur 35°C) einen COP-Wert von 6,5. Seit Inbetriebnahme des Systems von September bis Ende Dezember 2012 betragen die notwendigen Vorlauftemperaturen 26°C bis maximal 35°C bei -13°C Außentemperatur. Die Jahresauswertung wird aller Wahrscheinlichkeit einen höheren COP aufgrund der im Mittel niedrigen Vorlauftemperatur ergeben. Für die weitere Betrachtung wird jedoch von einem COP von 6,5 ausgegangen. Mit Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Grundwasserpumpe reduziert sich der COP auf 6,0. Für die Warmwasserbereitung ergibt sich gemäß Datenblatt beim Betriebspunkt W10/W50 ein COP von 4,38. Da für die Warmwasserladung im Mittel nur 45°C Vorlauf notwendig war, ergibt sich laut Messung der Leistungsaufnahme beim Betriebspunkt W10/W45 ein COP von 4,6. Mit Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Grundwasserpumpe reduziert sich dieser auf ca. 4,3. Auf Basis der bisherigen Aufzeichnungen ergeben sich ca. 65% Heizbetrieb und ca. 35% Warmwasserbetrieb. Dies ergibt gemittelt eine Prognose der Jahresarbeitszahl von ca. 5,4. Genaue Daten wird die Jahresaufzeichnung liefern, jedoch auch mit Berücksichtigung von Toleranzen wird die Jahresarbeitszahl deutlich über 5,0 liegen. Bezogen auf die mittlere gemessene Arbeitszahl gemäß Feldtest von 3,71 bedeutet dies eine wesentliche Effizienzsteigerung im Bereich von 35% bis 45%. Im Zuge dieser Arbeit und durch die Messungen wurde deutlich, dass sich durch Verwendung von optimierten Wärmepumpenverdichtern Fabrikat Copeland - welche bereits laut Verdichterkennblatt wesentlich bessere COP-Werte aufweisen - sowie durch Verwendung von optimierten Wärmetauschern auf der Verdampfer-Kondensatorseite mit Temperaturdifferenzen von 0,8°C bis 1,5°C und durch Verwendung von optimierten Zwischenkreiswärmetauschern noch eine wesentliche Effizienzsteigerung möglich ist. Der Bau einer derartigen optimierten Sondermaschine wurde bereits beauftragt. Es liegen noch keine Messergebnisse vor.

Bei der Warmwasserbereitung konnte durch Verwendung des vierwegigen großflächigen Plattenwärmeaustauschers die geringe Grädigkeit von 1°C bis 2°C erreicht werden. Durch die Haltetemperatur und Zirkulationsregelung auf 40°C liegen an der Zapfstelle Warmwassertemperaturen von 42°C bis 48°C vor. Die Messungen haben gezeigt, dass durch die thermischen Desinfektionsmaßnahmen und durch die

hygienische Frischwasserbereitung keine Legionellenbelastung vorliegt. Durch die temperaturabgesenkte Betriebsweise, welche als Sonderfall mit Überwachung den Normvorgaben entspricht, lassen sich die Zirkulations- und Wärmeverteilverluste massiv senken. Durch die Vierwegigkeit des Wärmetauschers, die hohe thermische Länge wird im Warmwasserbereitungsfall die Rücklauftemperatur auf 23°C bis 28°C ideal abgekühlt und kann so ohne Zerstörung des niederen Temperaturniveaus in den Pufferspeicherbereich für die Solarladung eingeleitet werden.

### **13 Optimierungsmöglichkeiten der thermischen Solaranlage:**

#### **13.1 Grundlagen und Wirkungsgrad:**

Das Grundprinzip einer Solaranlage besteht darin, die Sonnenstrahlung im Absorber zu bündeln und in Wärme umzuwandeln. Wie bei allen thermodynamischen Prozessen treten auch hier Verluste auf. Aus der Energiebilanz des Absorbers kann der maximal mögliche Wirkungsgrad abgeleitet werden. Für die Energiebilanz gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik<sup>78</sup>.

$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{G}_{G,Abs} - \dot{Q}_{Ref,Abs} - \dot{Q}_{Str,Abs} - \dot{Q}_{Konv,Abs} - \dot{Q}_{Leit,Abs} \quad \text{Gleichung 38}$$

Der nutzbare Globalstrahlungsanteil  $\dot{G}_{G,Abs}$  wird vermindert durch die Transmissionsverluste der Kollektorabdeckung:

$$\dot{G}_{G,Abs} = A_{bd} \times \dot{G}_G \quad \text{Gleichung 39}$$

Eine weitere Minderung wird durch die Reflexionsanteile verursacht:

$$\dot{Q}_{Ref,Abs} = \rho_{Abs} \times A_{bd} \times \dot{G}_G = (1 - \alpha_{Abs}) \times A_{bd} \times \dot{G}_G \quad \text{Gleichung 40}$$

Geringe Verluste treten durch Abstrahlungsverluste in Abhängigkeit der Absorberoberflächentemperatur auf:

$$\dot{Q}_{Str,Abs} = \varepsilon_{Abs} \times \sigma_S \times (T_{Abs}^4 - T_U^4) \times A_{Abs} \rightarrow 0 \quad \text{Gleichung 41}$$

Aufgrund des geringen Emissionsgrades ist dieser Anteil vernachlässigbar.

Konvektive Verluste über die Kollektor – und Rohrleitungsoberflächen:

$$\dot{Q}_{Konv,Abs} = k_{Koll} \times A_{Abs} \times (T_{Abs} - T_U) \quad \text{Gleichung 42}$$

---

<sup>78</sup> (Watter)

Zusammengefasst gilt:

$$\dot{Q}_{Nutz} = \alpha_{Abd} \times \alpha_{Abs} \times \dot{G}_G - k_{Koll} \times A_{Abs} \times (T_{Abs} - T_U) \tag{Gleichung 43}$$

- $T_{Abd}$  ..... Transmissionskoeffizient der Absorberabdeckung
- $\alpha_{Abs}$  ..... Absorptionsgrad des Kollektors
- $\dot{G}_G$  ..... Globalstrahlung [kW]
- $k_{Koll}$  ..... Wärmedurchgangskoeffizient [W/(m²K)]
- $A_{Abs}$  ..... Oberfläche Absorber [m²]
- $T_{Abs}$  ..... Temperatur Wärmeträgermedium [K]
- $T_U$  ..... Temperatur Umgebung [K]

Für den solaren Wirkungsgrad gilt:

$$\eta = \frac{Q_{Nutz}}{G_G} \tag{Gleichung 44}$$

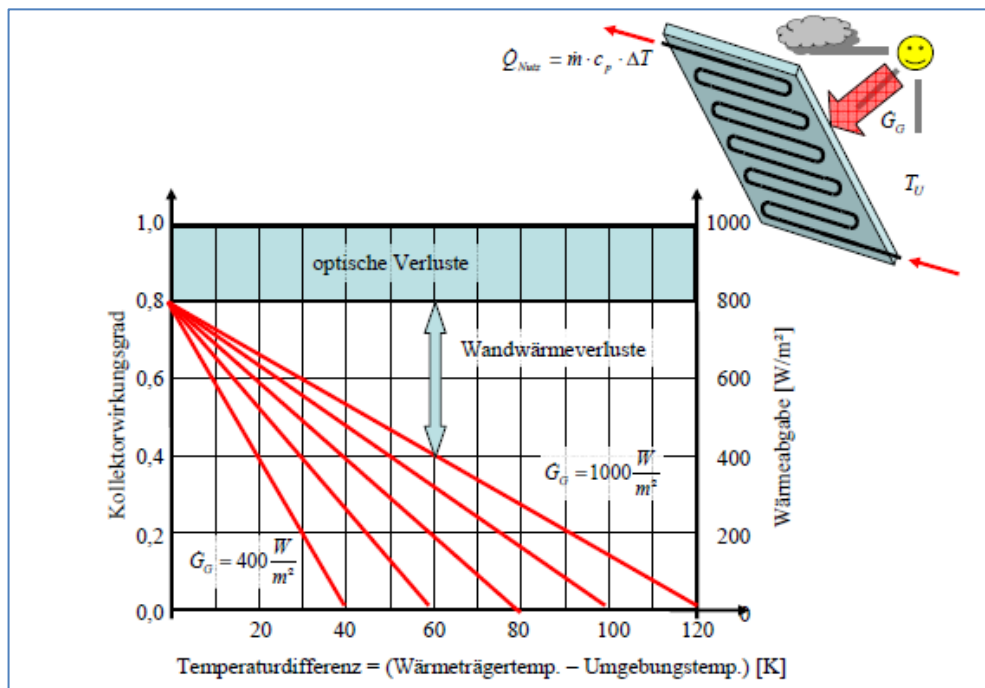


Abb. 90: Absorberwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur<sup>79</sup>

Die Wirkungsgradlinien können durch Polynome zweiten Grades angenähert ermittelt werden.<sup>80</sup>

$$\eta = \eta_0 - \frac{K1 \times (T_{Abs} - T_U) + K2 \times (T_{Abs} - T_U)^2}{\dot{G}_G} \tag{Gleichung 45}$$

Die vom Wärmeträger abgeführte Nutzwärme durch das Glykolgemisch wird berechnet:

$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \tag{Gleichung 46}$$

<sup>79</sup> (Watter)

<sup>80</sup> (ÖNORM EN 12975: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren, 2011)

Zusammengefasst ergibt sich, dass der Wirkungsgrad und die Effizienz von thermischen Solaranlagen von der Qualität des Kollektors, von der Wirkungsgradkurve und von einem geringen Emissionsanteil bzw. sehr guter Isolierung abhängig ist und weiters hauptsächlich von der Einbindung in das System. Je niedriger die Temperaturdifferenz zwischen Kollektortemperatur und Umgebungstemperatur, desto höher der Kollektorwirkungsgrad und Ertrag. Aus diesem Grund können Optimierungen nur in diesem Bereich erfolgen.

### 13.2 Qualität des Kollektormoduls:

Beim gegenständlichen Projekt werden hoch effiziente TiNOX-beschichtete GREEN one TEC-Flachkollektoren, Vertrieb Austria Email AG verwendet, die sich durch eine sehr flache Wirkungsgradkurve auszeichnen. Das heißt, dass auch bei höheren Temperaturdifferenzen im Winter noch entsprechend hohe Wirkungsgrade und Erträge zur Verfügung stehen. Beispielhaft weist der Kollektor bei typischen Temperaturen im Winter: 35°C Kollektortemperatur, 5°C Außentemperatur und Strahlung von 800 W/m<sup>2</sup> einen Wirkungsgrad von 65% auf. Das heißt bei einer Einstrahlung von 800W/m<sup>2</sup> ergeben sich noch nutzbar 520 W/m<sup>2</sup> Kollektorfläche an Leistung.

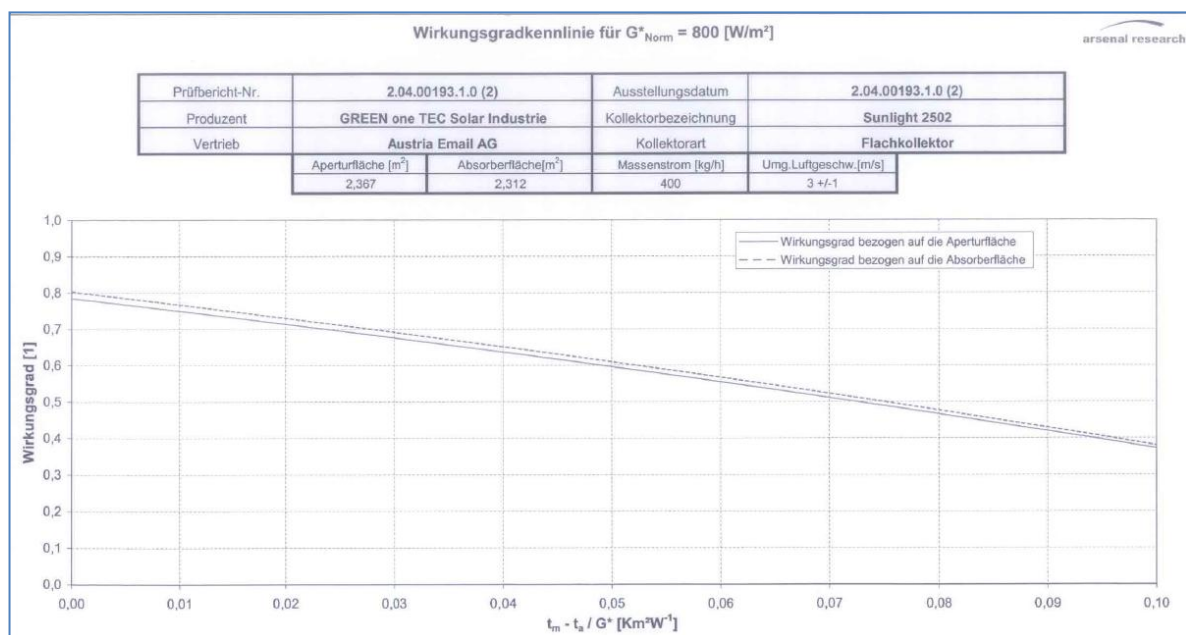


Abb. 91: Wirkungsgradkennlinie GREEN one TEC<sup>81</sup>

<sup>81</sup> (arsenal research, 2003)

### **13.3 Für thermische Solaranlagen optimiertes Anlagenkonzept:**

Entsprechend den physikalischen Zusammenhängen steigt der Wirkungsgrad mit niedrigen Kollektortemperaturen, d.h. es muss ein Medium zur Einbindung der Energie mit niedrigem Temperaturniveau zur Verfügung stehen. Gegenständlich wurde das hydraulische Konzept wie folgt aufgebaut:

### **13.4 Solarvorrang für Warmwasserbereitung:**

In der Übergangszeit und im Sommerbetrieb wird der Warmwasser-Pufferspeicher 1 mit 1.000 l vorrangig über die Solaranlage bis zu einer einstellbaren Temperatur von beispielhaft 60°C geladen. Dabei wird über die drehzahlregelbaren Umwälzpumpen der Durchfluss primär- und sekundärseitig so reduziert, dass bereits zu Beginn einer Solarladung der Pufferspeicher mit hohem Temperaturniveau geladen wird, nach dem Prinzip des low-flow-Systems. Hat der Pufferspeicher 1 den eingestellten Wert erreicht, schalten die beiden 3-Wege-Ventile um und werden mit voller Drehzahl der Umwälzpumpen und höchstem Durchfluss die Heizungspufferspeicher 2 und 3 sowie in weiterer Folge der Speicher 4 über die Temperaturdifferenzregelung geladen. Die Pufferspeicher 2 und 3 werden für den optimalen Solarertrag bewusst auf niedrigstem Temperaturniveau gehalten. In diese Pufferspeicher wird der Rücklauf der Fußboden- und Heizkörpergruppe, welcher im Mittel mit 25°C einströmt, weiter der Rücklauf des Frischwassermoduls, welcher ebenfalls aufgrund der dargestellten Optimierungsmaßnahmen mit niedriger Temperatur in diesem Bereich einströmt, eingeleitet. Die Einbindung der Wärmepumpe im Heizbetrieb wurde bewusst auf das obere Drittel dieser Pufferspeicher 2 und 3 reduziert, damit – sofern Solarenergie vorhanden ist – niedriges Temperaturniveau in ausreichender Menge zur Verfügung steht. Im Winterbetrieb bzw. im Übergangsbetrieb kann somit bereits mit niedrigsten Kollektortemperaturen im Bereich von 30°C bis 35°C nutzbare Energie in das Pufferspeicher-Heizsystem eingebunden werden und so die Solarenergie auf höchstem Wirkungsgradniveau nutzbar gemacht werden. Für die beiden Kollektorfelder mit 22,5 m<sup>2</sup> an der Fassade und mit 40 m<sup>2</sup> (Aufstellung 45°) am Dach sind eigene Regelsysteme und Pumpen vorgesehen, sodass jeweils nur jene Kollektorfläche arbeitet, welche vom Temperaturniveau her einen Eintrag ermöglicht.

### 13.5 Optimierung der Temperaturdifferenz der Wärmeübertragung:

In Systemen mit solarem Pufferspeicher und Frischwasserstationen werden zwei Wärmetauscher zwischen Solarkreis und Trinkwasser eingesetzt, wobei bei jedem Wärmetauscher bei der Übertragung von Wärme ein Temperaturgefälle auftritt. Wenn das Kollektorfeld mit höchstem Wirkungsgrad, d.h. auf möglichst niedrigem Temperaturniveau arbeiten soll, müssen diese Temperaturdifferenzen an den Wärmetauscher in wirtschaftlich vertretbarem Rahmen minimiert werden. Je geringer die Temperaturdifferenz gewünscht wird, umso höher muss die Wärmeübertragungsfläche des Wärmetauschers sein, was naturgemäß mit höheren Kosten verbunden ist. Über Simulationsprogramme wurde untersucht, bei welcher Auslegung der Wärmetauscher die Kosten der Solarnutzwärme niedrigst möglich sind. Aufgrund dieser Berechnungen ergab sich, dass das Minimum dann erreicht ist, wenn man die Wärmetauscher so auslegt, dass ihre mittlere logarithmische Temperaturdifferenz bei Nennleistung etwa 5K beträgt.

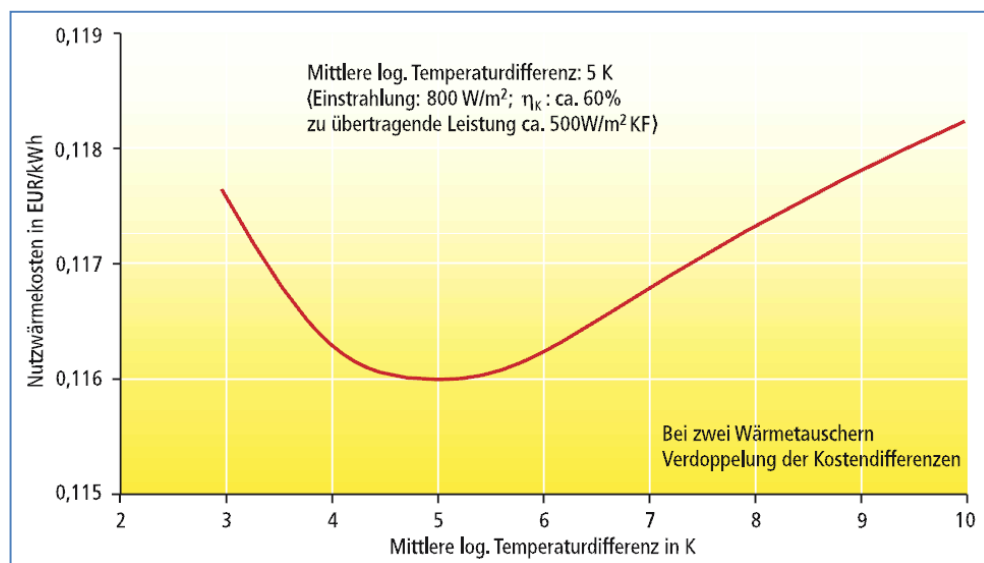


Abb. 92: Kosten der solaren Nutzwärme bei unterschiedlicher Auslegung des Wärmetauschers<sup>82</sup>

Die Praxismessungen von ausgeführten Anlagen zeigen, dass bei der Temperaturdifferenz und der Dimensionierung der Wärmetauscher gespart wird bzw. die Tragweite nicht bekannt ist. Es sind durchaus zwischen Vorlauf Solar und Vorlauf Pufferspeicher Temperaturdifferenzen von 20°C bis 30°C in der Praxis messbar, wie folgender Praxisfall zeigt:

<sup>82</sup> (Ladener & Spaete, 1999)



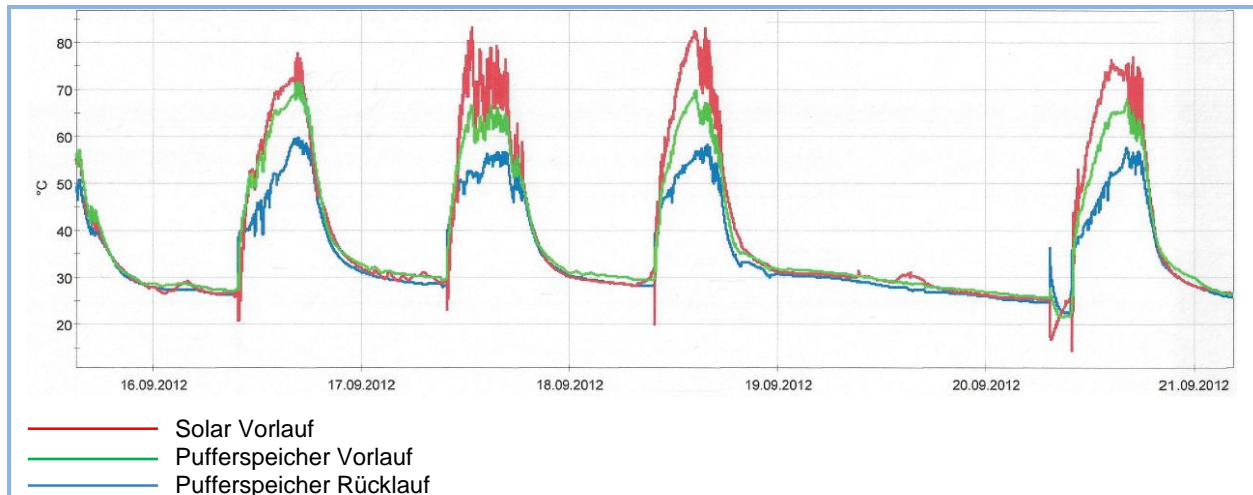


Abb. 93: Datenaufzeichnung Gerichtsgutachten

Gegenständlich wurde ein optimierter Wärmetauscher hinsichtlich des Wärmeübertragungswertes ( $\alpha$ -Wert) und hinsichtlich der Fläche mit einer mittleren Temperaturdifferenz von  $1,5-2^{\circ}\text{C}$  gewählt und eingebaut.

Diese idealen Werte der Wärmeübertragung sind nur durch spezielle Plattenprägungen möglich, welche entsprechende Turbulenzgrade zur optimalen Wärmeübertragung bei hohen  $\alpha$ -Werten erzeugen, jedoch die Druckverluste für Durchströmungen der Kanäle in Grenzen halten.

Abb. 94: Plattenprägung Wärmetauscherplatten<sup>83</sup>

Anhand der Wärmetauscherberechnung ist nachvollziehbar, dass derart geringe Temperaturdifferenzen machbar sind. Die Wärmeübertragungsfläche beträgt  $10,5 \text{ m}^2$ , der  $\alpha$ -Wert  $2.530 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

<sup>83</sup> (SWEP International AB, 2012)

		SSP G7	
<b>SWEP</b> <small>A DOVER COMPANY</small>			
<b>EINPHASIG - Design</b>			
<b>WT-TYP : B25Tx102</b>			
Name des Mediums Seite 1 : <b>Wasser</b>			
Name des Mediums Seite 2 : <b>Wasser</b>			
Flow Type : <b>Counter-Current</b>			
<b>TECHN. VORGABEDATEN</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Leistung	kW	24,29	
Eintrittstemperatur	°C	28,00	19,50
Austrittstemperatur	°C	21,00	26,50
Durchfluss	kg/s	0,8300	0,8300
Max. Druckverlust	kPa	25,0	25,0
Thermische Länge		4,67	4,67
<b>AUSLEGUNGSERGEBNISSE</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Wärmetauscherfläche	m <sup>2</sup>	6,30	
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>	3,85	
MTD	K	1,50	
Wärmedurchgangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> , °C	2530/2570	
Druckverlust - total	kPa	4,55	4,44
- in den Anschlüssen	kPa	1,66	1,66
Anschlussdurchmesser	mm	24,0	24,0
Kanäle-Anzahl		50	51
Gesamtplattenzahl		102	
Flächenreserve	%	0	
Verschmutzungsfaktor	m <sup>2</sup> , °C/kW	-0,006	
Reynoldszahl		326	309
Anschlußgeschwindigkeit	m/s	1,84	1,84
<b>PHYSIKALISCHE KENNWERTE</b>		<b>SEITE 1</b>	<b>SEITE 2</b>
Referenztemperatur	°C	24,50	23,00
Viskosität	cP	0,901	0,933
Wand-Viskosität	cP	0,916	0,917
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	997,2	997,5
Spez. Wärmekapazität	kJ/kg, °C	4,180	4,181
Wärmeleitfähigkeit	W/m, °C	0,6063	0,6037
Min. Flüssigkeitstemp. an der Wand	°C	20,29	
Max. Flüssigkeitstemp. an der Wand	°C		27,22
Wärmeübergangskoeff.	W/m <sup>2</sup> , °C	5380	5250
Minimum Wandtemperatur	°C	23,79	23,73
Kanalgeschwindigkeit	m/s	0,0737	0,0722
Wandschubspannung	Pa	6,06	5,83

Abb. 95: Auslegungsberechnung Plattenwärmeaustauscher vierwegig<sup>84</sup>

Die Praxismessungen zeigen, dass zwischen Vorlauf Solar und Einspeisung in den Pufferspeicher geringste Temperaturdifferenzen von 1,0°C bis 4°C – je nach Durchsatz und Leistung vorliegen.

<sup>84</sup> (SWEP International AB, 2012)

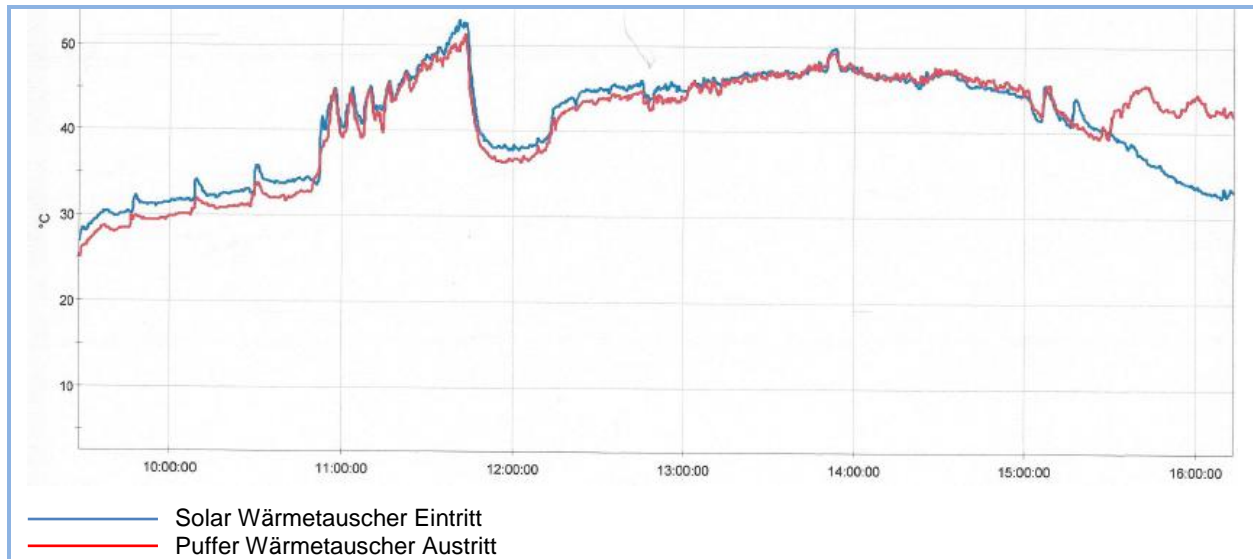


Abb. 96: Datenaufzeichnung 19.11.2012

Die Temperaturdifferenzen im Solar- bzw. Pufferkreis liegen je nach Leistung und Durchsatz im Bereich von 5°C bis 8°C.

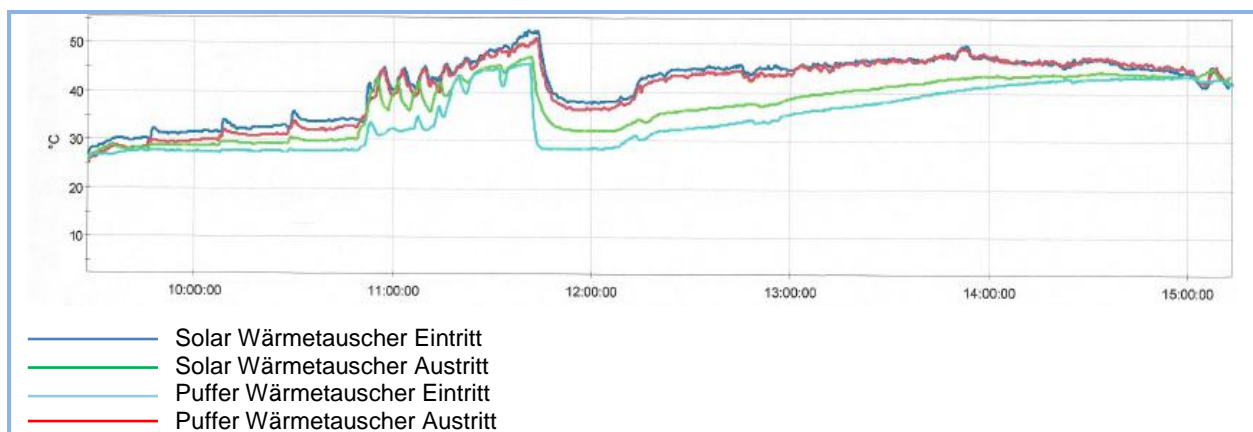


Abb. 97: Datenaufzeichnung 19.11.2012

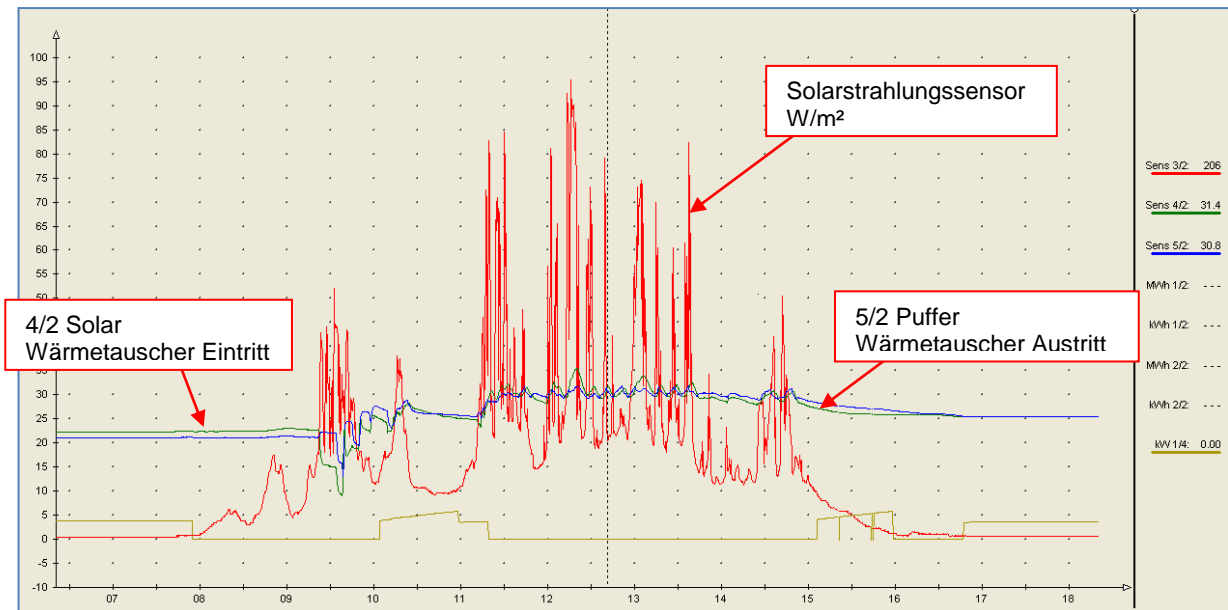
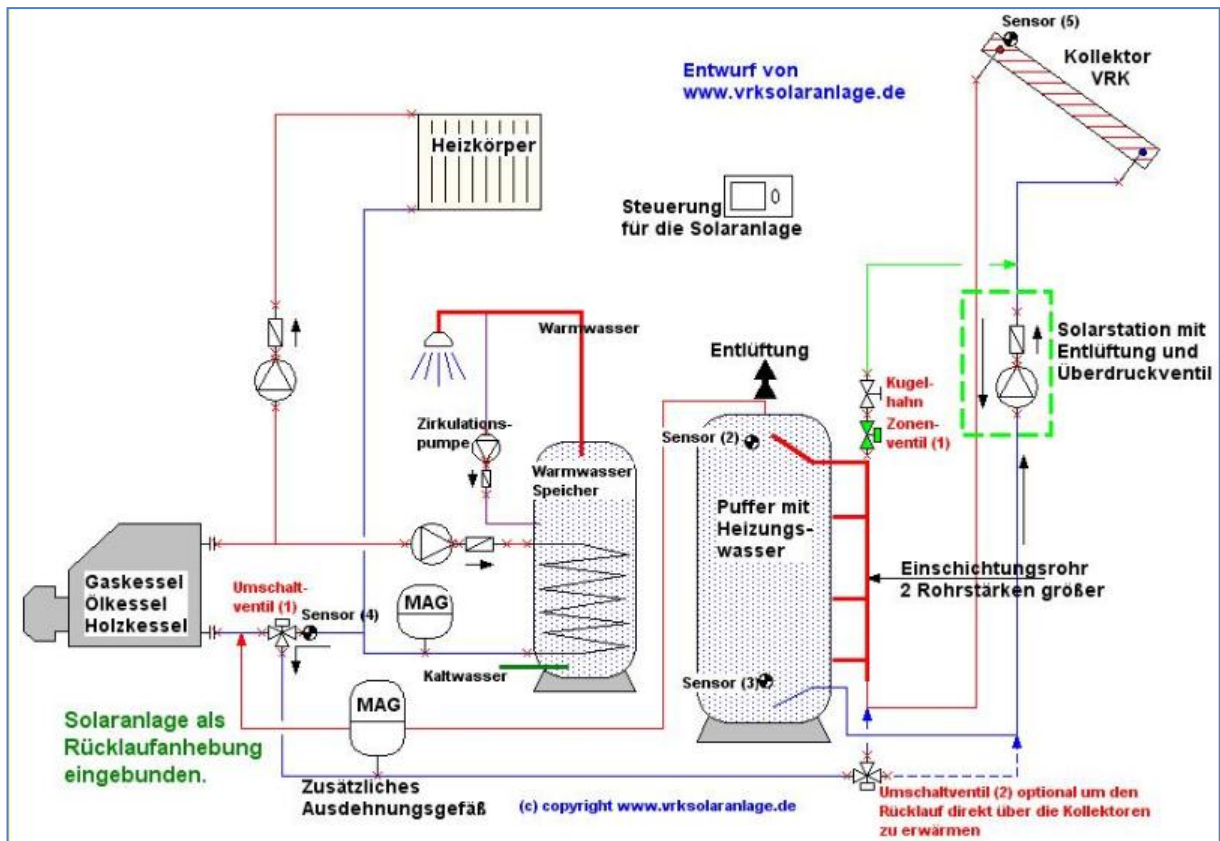


Abb. 98: Am 16.12.2012 konnten von 9:00 Uhr bis 15:00 Uhr 26 kWh Solarertrag in das Heizsystem bei Puffertemperaturen von 30°C bis 35°C eingebracht werden.

Um den Temperatur- und Wirkungsgradverlust durch die Grädigkeit/den Hub des Wärmetauschers auszuschalten, werden Versuchsanlagen gebaut, welche ohne Wärmetauscher Heizungswasser aus dem Pufferspeicher direkt und ohne Frostschutz zur Solaranlage fördern.

Abb. 99: Glykolfreie Solaranlage<sup>85</sup>

Für eine Frostschutzfunktion wird bei Kollektortemperaturen unter  $4^{\circ}\text{C}$  die Solarpumpe drehzahlregelt betrieben und Energie aus dem Vorspeicher durch das Solarregister gepumpt. Bei der Versuchsanlage war der Energieaufwand für die Frostschutzfunktion von Jänner bis April 2008 in einem geringfügigen Bereich von 22,8 kWh bei einer Laufzeit von 5,79 h.

Der Jahresertrag der Anlage lag bei 7.891,3 kWh und ergibt für die Heizungsunterstützung einen sehr hohen spezifischen Wert von ca.  $400\text{ kWh/m}^2$ . Der Energieaufwand für die Frostschutzfunktion liegt bei 0,5%, ist also vernachlässigbar.

Es ist also nachvollziehbar, dass sich eine überlegte Einbindung der Heizungsunterstützung bei niedrigstem Temperaturniveau durch geringstmögliche Temperaturdifferenzen beim Wärmetauscher oder durch eine Null-Temperaturdifferenz bei glykolfreien Anlagen erheblich auf den Ertrag der Anlage auswirkt.

<sup>85</sup> (www.vrksolaranlage.de)

## **13.6 Optimierung der Regelsysteme:**

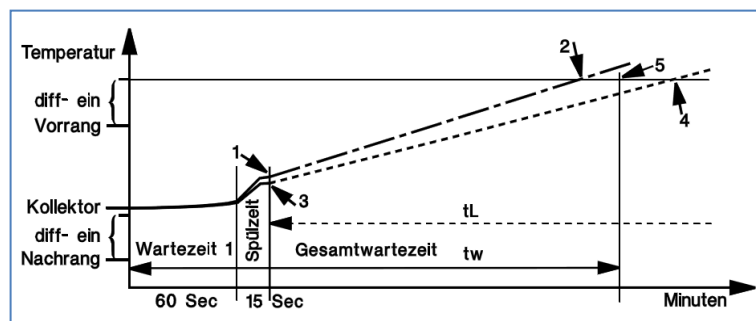
### **13.6.1 Programmierung einer Startfunktion:**

Über die frei programmierbare Regelung war es möglich, die Regelfunktionen optimiert und anlagenspezifisch zu programmieren. Bei Solaranlagen kommt es mitunter vor, dass der Kollektorfühler zu spät vom erwärmten Wasser umspült wird, d.h. die Anlage „springt“ zu spät an. Gegenständiglich wurde ein Strahlungssensor, welcher die Sonneneinstrahlung in  $W/m^2$  misst, installiert. Um Energieverluste zu vermeiden, wird der Intervallbetrieb innerhalb eines Zeitfensters und ab einer gewissen Einstrahlung unter ständiger Beobachtung der Kollektortemperatur gestartet. Der Strahlungssensor gibt die Startfunktion frei, dann erfolgt ein Spülvorgang. Die maximale Wärmezeit zwischen den Spülungen oder die Strahlungsschwelle kann festgelegt werden, wobei die Startversuche, der Aktivierungsgrad und die Anzahl der Versuche seit dem letzten korrekten Solarlauf protokolliert werden. Die Startfunktion ergibt eine bessere Nutzung bei teilweise bewölkten Tagen.

### **13.6.2 Solarvorrang:**

Erst wenn die Temperatur des übergeordneten Vorrangspeichers – gegenständiglich Puffer 1 – für die Brauchwasserbereitung die eingestellte Max-Schwelle überschritten hat, wird beim Puffer mit dem nächstniedrigen Rang die Vollladung der Heizungsspeicher durchgeführt, dies in Abhängigkeit der eingestellten Temperaturdifferenzen. Der Vorrangtimer schaltet die Pumpe für die Wartezeit ab. Nach der Spülzeit errechnet der Computer die Zunahme der Kollektortemperatur und erkennt, ob die eingestellte Gesamtwartezeit zum Erhitzen des Kollektors auf die Vorrangtemperatur reicht. In diesem Fall wird bis zum Umschalten auf den Vorrang gewartet. Wenn der Computer feststellt, dass die Zunahme innerhalb der Zeit ( $t_w$ ) nicht ausreichen wird, bricht er den Vorgang ab und aktiviert den Vorrangtimer erst nach der Ladelaufzeit ( $t_L$ ) wieder.

Eingangsvariable:	Ausgangsvariable:
Freigabe Startfunktion Solarstrahlung = Strahlungssensor Bezugstemperatur = Eingang des Kollektorsensors <b>beteiligte Funktionen</b> = Eintrag der in die Funktionsliste eingetragenen Solarfunktionen für das Kollektorfeld	Status Spülvorgang Festlegung des Ausganges für die Spülung
<b>Gesamte Menüansicht:</b>	
BEZ.: SOLSTART FUNKTIONSSTATUS: EINGANGSVARIABLE: AUSGANGSVARIABLE:	
Aktivierungszeit: 07.00 - 20.00 Uhr Laufzeit: 15 Sek Intervall: 20 Min Aktiv.Grad.: 20 Startversuche: 13 erfolglos: 11 seit letzt.Lauf: 6	Zeitfenster für die Erlaubnis der Startfunktion Spülzeit maximale Wartezeit zwischen den Spülungen oder Strahlungsschwelle - siehe Beschreibung unten Summe der Startversuche des aktuellen Tages davon erfolglos Anzahl der Versuche seit dem letzten korrekten Solarlauf

Abb. 100: Startfunktion Spülung<sup>86</sup>Abb. 101: Funktion Vorrangschaltung<sup>87</sup>

### 13.6.3 Optimierung der Temperaturdifferenzregelung:

Ein Temperatursensor misst die Temperatur der Solarflüssigkeit am Kollektorausgang. Ein zweiter Sensor misst die Temperatur im Speicher. Die Temperatursignale der Fühler werden in einem Steuergerät verglichen. Die Pumpe wird über ein Relais eingeschaltet, wenn die Einschalttemperaturdifferenz erreicht ist. Die Höhe der Einschalttemperaturdifferenz wird standardmäßig im Bereich von 5°C eingestellt und wurde hier optimiert auf 2,0°C. Die Ausschalttemperaturdifferenz liegt normalerweise bei 3K. Diese wurde ebenfalls verringert auf 1K. Durch zu hohe Temperaturdifferenzen wird der Kollektorwirkungsgrad verschlechtert. Aus diesem Grund sind diese Temperaturdifferenzen anzunähern, jedoch zu überwachen, damit kein Negativwärmeaustausch erfolgt.

<sup>86</sup> (HeizungsDiscount24, 2011)

<sup>87</sup> (HeizungsDiscount24, 2011)

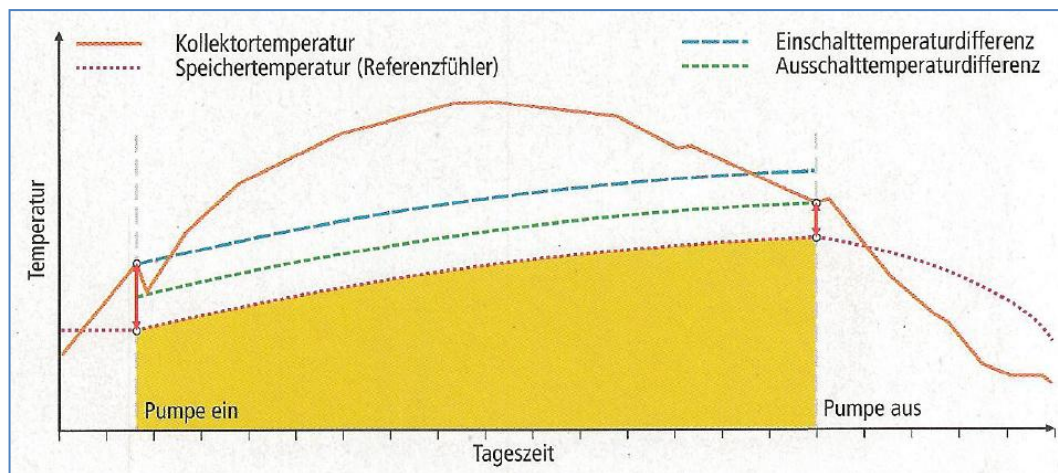


Abb. 102: Funktion einer Temperaturdifferenzregelung dargestellt am täglichen Verlauf von Kollektor- und Speichertemperatur (schematisch)<sup>88</sup>

### 13.6.4 Kühlfunktion:

Durch die Dimensionierung der Solarkollektorfläche auf die Heizungsunterstützung haben Solaranlagen mit teilsolarer Heizung während der Sommermonate einen nicht nutzbaren Überertrag. Mit der Kühlfunktion kann beim Überschreiten einer kritischen Temperatur am Pufferspeicher drehzahlregelt ein Teil der überschüssigen Energie aus dem unteren Speicherbereich über den Kollektor abgegeben werden. Anlagenstillstände untertags infolge einer Abschaltung durch Übertemperatur lassen sich somit oft vermeiden. Über ein einstellbares Zeitfenster, beispielhaft 0:00 Uhr bis 6:00 Uhr wird die Kühlung ab einer momentanen Speichertemperatur unten im Rücklauf ab 95°C effektiv. Die Pumpe läuft mit verminderter Drehzahl, Stufe 15. Eine Abschaltung der Kühlfunktion erfolgt bei einer Temperaturabsenkung auf 90°C. Die angeführten regelungstechnischen Optimierungen wurden bedarfsabhängig auf die spezielle Anlage konzipiert, programmiert und sind in diesen Logikfunktionen nachvollziehbar.

<sup>88</sup> (Ladener & Spaete, 1999)



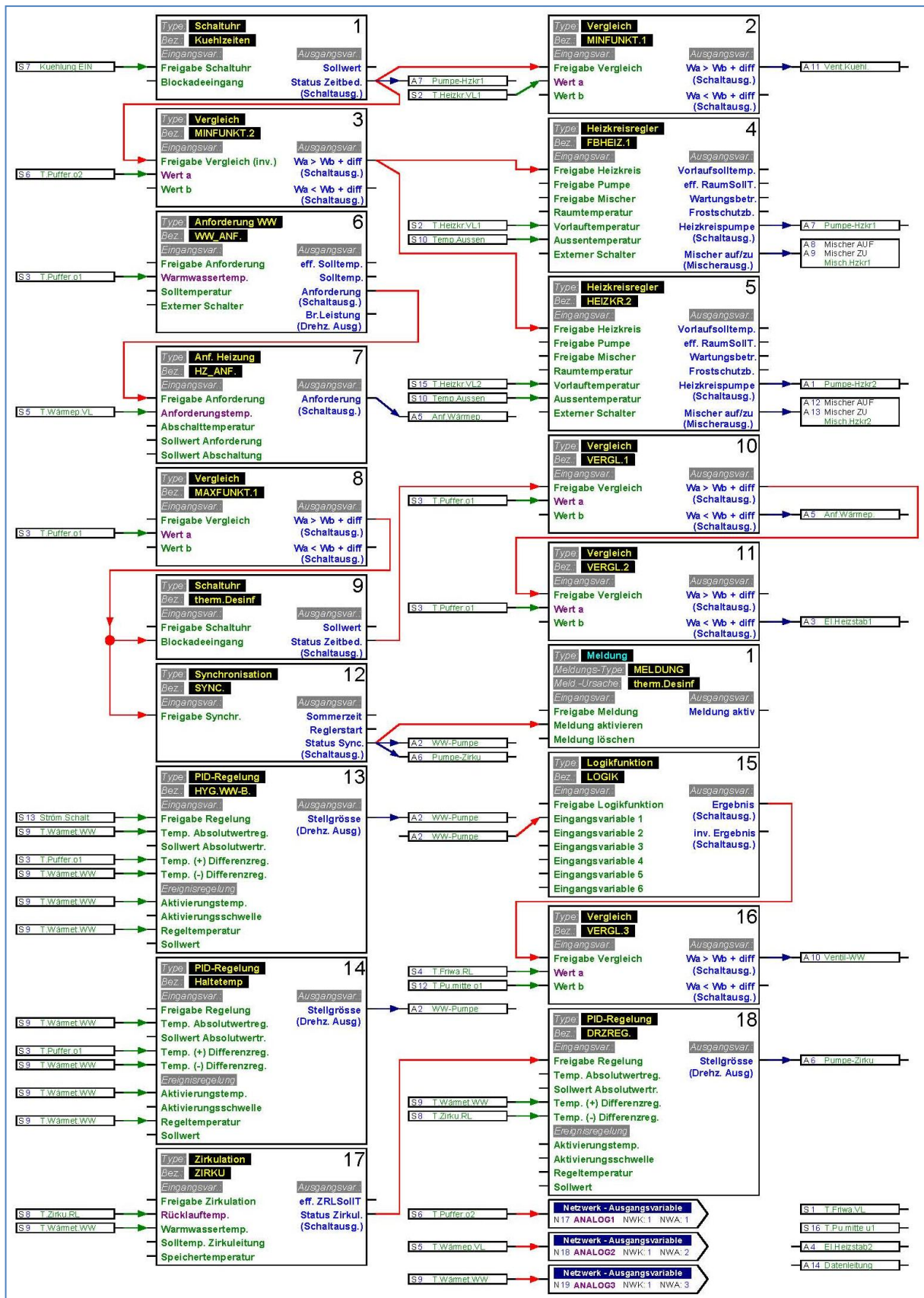


Abb. 103: Funktionsprogrammierung TA UVR 1611

## 14 Optimierung durch Einzelraumregelung:

Der Baukörper des Hauses B46 ist für eine passive Solarenergienutzung ideal südwestlich abgewinkelt und mit großflächigen bodenbündigen nach Süden orientierten Glasflächen konzipiert. Das Büro im Dachgeschoß ist ost-, süd- und westseitig vollkommen verglast ausgeführt. Der Standort weist hohe jährliche mittlere Einstrahlungswerte von ca. 1.400 kWh/m<sup>2</sup> auf. Es gibt auch bei niedrigstem Sonnenstand am 21.12.2012 eine Sonnenscheindauer von ca. 9:00 Uhr bis 15:30 Uhr. Die Situation ist ideal zur Nutzung der passiven Sonnenenergie für Heizzwecke.

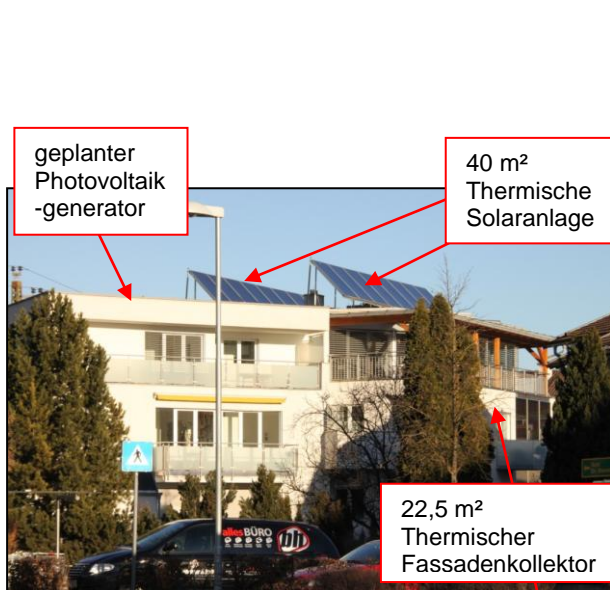


Abb. 104: Haus B46, Völs

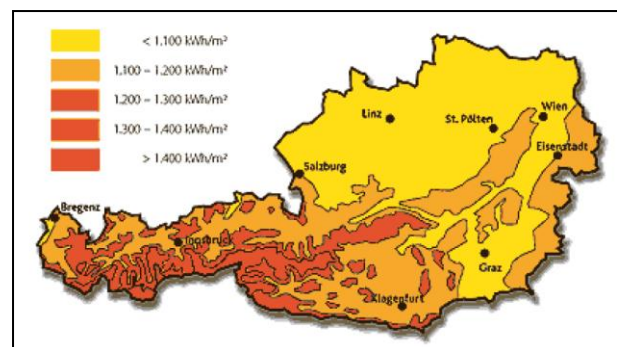


Abb. 105: Sonneneinstrahlung in Österreich<sup>89</sup>

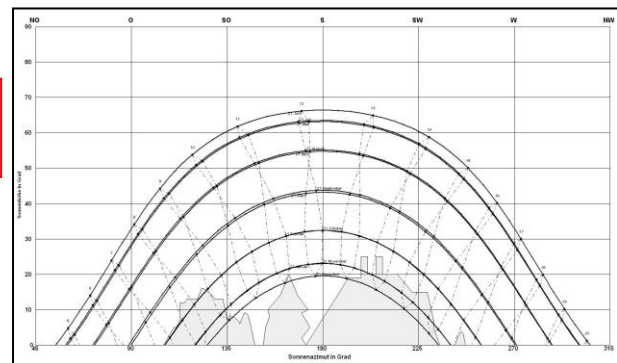


Abb. 106: Sonnenazimut Innsbruck<sup>90</sup>

Wie bereits dargestellt, trägt bereits eine niedrige Fußbodenheizungs oberflächentemperatur und damit die Nutzung des Selbstregelleffektes wesentlich dazu bei, die passive Solarenergie, welche durch die Glaselemente in den Räumen zur Verfügung steht, zu nutzen. Durch punktgenaue Raumtemperaturregelsysteme kann die Nutzung passiver Solarenergie und interner Wärme durch Personen noch wesentlich verstärkt werden. An der Technischen Universität Dresden wurde das energetische Einsparpotential durch Einzelraumregelungen für Flächenheizungen

<sup>89</sup> (Öko-Therm-Systems GmbH)

<sup>90</sup> (Energetika)

ermittelt. Die gemessenen Monatsmittelwerte der operativen Raumtemperatur zeigen gegenüber der unregelmäßigen Betriebsweise bei intermittierendem Betrieb einen relativ konstanten Verlauf der Raumtemperatur entsprechend dem eingestellten Sollwert.

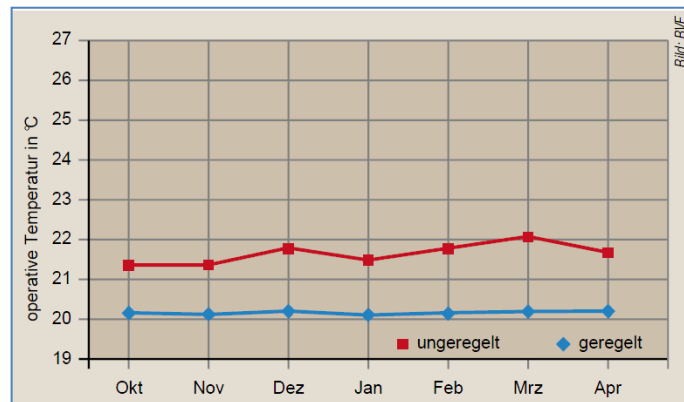


Abb. 107: Monatsmittelwerte der operativen Raumtemperatur der Zonen 1, 2, 5, 6, 8, 9, 11 (Geregelte/Ungeregelte Variante  $H_{Vent} = 1,0$ ; intermittierender Betrieb)<sup>91</sup>

Der Heizwärmebedarf ist bei intermittierendem Betrieb (mit abgesenktem Heizbetrieb jeweils nur in der Zeit von 23:00 Uhr bis 05:00) und raumtemperaturgeregelter Betriebsweise gegenüber unregelmäßiger Betriebsweise um ca. 12% gesunken. Bei durchgehendem Betrieb reduziert sich der Heizwärmebedarf gegenüber der unregelmäßigen Betriebsweise um ca. 21%. Die Untersuchungen und Messergebnisse zeigen aber auch, dass der Heizwärmebedarf bei geregelter Betriebsweise bei durchgehendem Betrieb nur um ca. 2% höher liegt als bei intermittierender Betriebsweise.

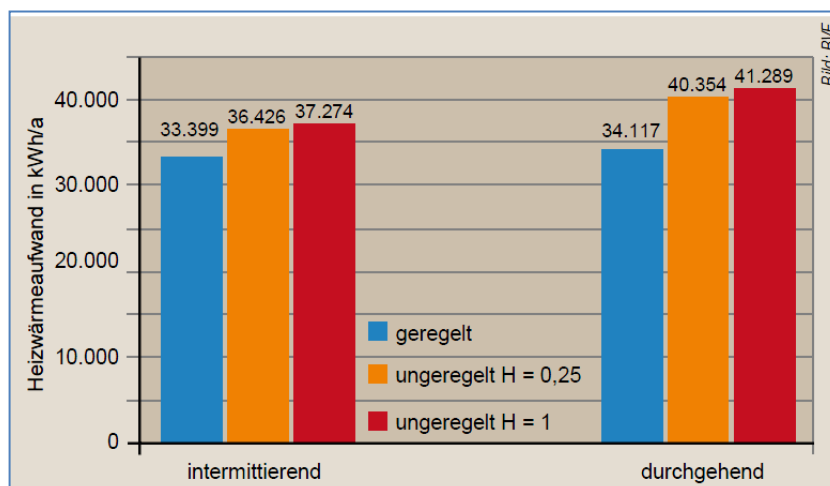


Abb. 108: Heizwärmebedarf in kWh/a bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen<sup>92</sup>

Wiedargestellt, kann bei durchgehendem Betrieb ohne Absenkung die Vorlauftemperatur um ca. 3°C bis 4°C gegenüber intermittierender Betriebsweise

<sup>91</sup> (Plate, 2010)

<sup>92</sup> (Plate, 2010)

reduziert werden, was bei Wärmepumpenbetriebsweise eine Effizienzverbesserung bzw. Einsparung von ca. 6 % bis 10% ergibt. Aus diesem Grund ergibt sich beim Wärmepumpenbetrieb bei durchgehender Betriebsweise ein zusätzliches Einsparpotential in der Größenordnung von 4% bis 8% aufgrund der Möglichkeit der abgesenkten Vorlauftemperatur. Bei 2-Punkt-Regelsystemen wird der Volumenstrom in Abhängigkeit der Hysterese des Regelgerätes meist zwischen 0,5°C und 1°C zu- und weggeschaltet. Es ergeben sich dadurch Raumtemperaturregelabweichungen von 0,5°C bis 1,5°C. Für höchstmögliche Genauigkeit wurde gegenständlich ein hochgenauer lernfähiger Raumtemperaturregler mit 0,1°C Temperaturvorwahl mit einem stetigen motorischen Stellantrieb verwendet. Zum Aufrechterhalten der Raumtemperatur sind insbesondere bei gut isolierten Räumen oft nur geringe Wärmemengen erforderlich. Mit einer stetigen Ventilverstellung gibt die Heizung nur so viel Wärme ab, wie zum Heizen wirklich erforderlich ist. Das Überheizen des Raumes und Temperaturschwankungen können so weitgehend vermieden werden. Der Raumtemperaturregler funktioniert nach einem PID-Kaskadenregler, wobei der Regler in Abhängigkeit der Abweichungstendenz der Raumtemperatur zur eingestellten Solltemperatur die Heizleistung durch stetiges Öffnen des Ventils variabel im Bereich von 5% bis 100% vorgibt. D.h. die Wassermenge durch das Heizsystem wird stetig genau entsprechend dem Erfordernis angepasst.

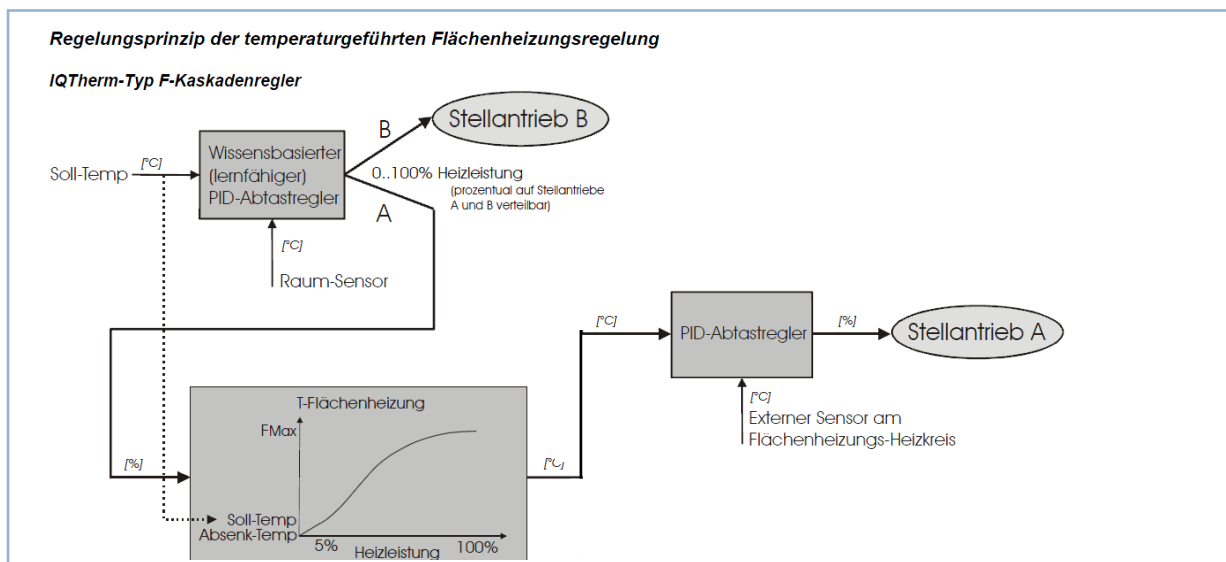


Abb. 109: Regelungsprinzip Kaskadenregler<sup>93</sup>

In der Praxis wird bei Energiegewinn durch die Sonne die Ventilöffnung und damit der Heizmittelstrom prozentmäßig reduziert und angepasst.

<sup>93</sup> (Metzkow Elektronik-Systeme)



Abb. 110: Büro mit hohem Glasanteil und IQTherm Stetigregler

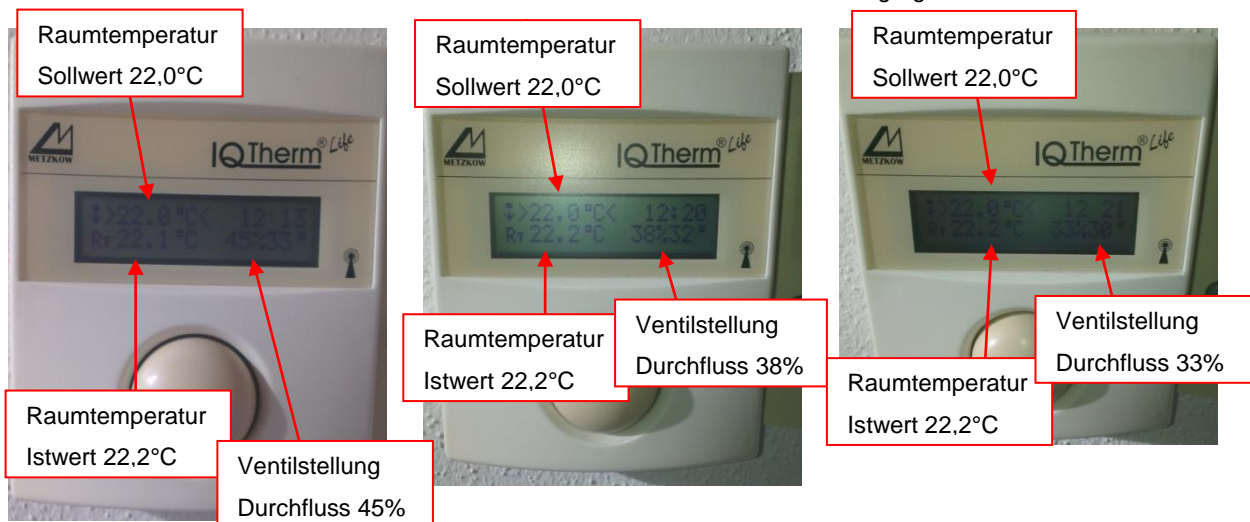


Abb. 111: IQ-Therm-Regler

Mit diesem Konzept der bedarfsabhängigen Durchflussmenge sind geringste Raumtemperaturabweichungen im Bereich von 0,1°C bis 0,2°C und damit maximale Nutzung von passiver Sonnenenergie und Fremdwärme möglich und weiters werden für den energieeffizienten Betrieb der Wärmepumpe und solarthermischen Anlage die Rücklauftemperaturen niedrigst möglich gehalten.

## 15 Kühlsystem Fußbodenheizung

Moderne Baustile mit großen Glasflächen und hohen Dämmwerten haben den Vorteil der Passivnutzung von Sonnenwärme und somit geringer Heizkosten aber im Sommer verbleibt die Wärme der Sonneneinstrahlung und die interne Wärme durch die geringe Speicherfähigkeit der Dämmstoffe im Raum. Auch mit Beschattungssystemen sind Raumtemperaturen im Bereich von 27°C bis 30°C möglich. Aus diesem Grund wurde

das vorhandene Verteilsystem der Fußbodenheizung in diesem Fall auch für Kühlzwecke adaptiert.

Flächenkühlung funktioniert auch über Wände und Decken. Da aber der größte Teil der Sonneneinstrahlung in einem Raum auf den Fußboden trifft, wirkt die Flächenkühlung als Fußbodenkühlung am besten. Die Flächenkühlung über die Fußbodenkühlung gestaltet den Wärmeaustausch zwischen Personen und großen Kühlflächen zuglufffrei und überwiegend durch Strahlung. Es stellt sich ein angenehmes Raumklima ein. Im Gegensatz zur Klimaanlage kühlt die Flächenkühlung still und ohne Luftverwirbelungen. Für den menschlichen Körper ist es angenehm, wenn er mindestens die Hälfte seiner Wärmeabgabe über die Strahlung regulieren kann. Aus diesem Grund werden im zunehmenden Maße flächenhafte Kühlsysteme, auch Betonkernaktivierung eingesetzt. Damit der Fußboden auch barfuß betreten werden kann, sollte die Oberflächentemperatur bei der Fußbodenkühlung mindestens bei 19°C liegen. Es lassen sich keine großen Kühllasten transportieren. Der mögliche Gesamtwärmeübergangskoeffizient von Fußbodenkühlungen entwickelt sich entsprechend der Temperaturdifferenz gemäß folgendem Zusammenhang.

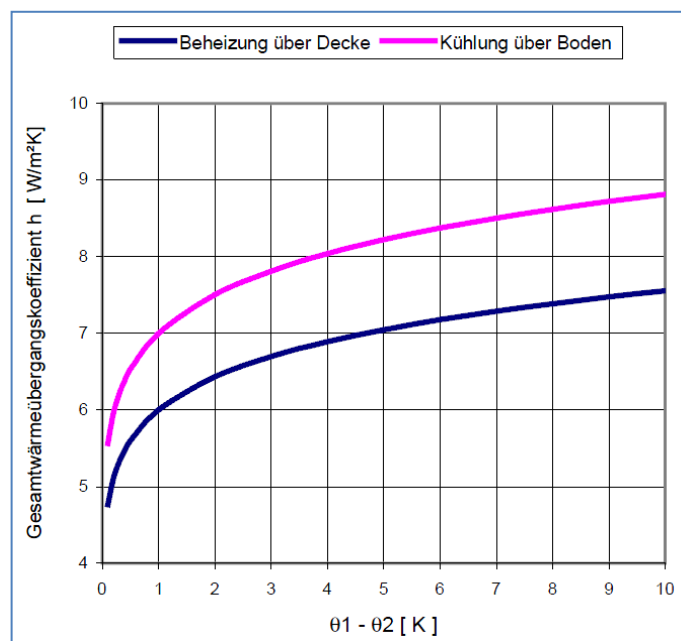


Abb. 112: Gesamtwärmeübergangskoeffizient von Deckenheizungen und Fußbodenkühlungen<sup>94</sup>

Fußbodenkühlung:

$$h = 7 \times (\theta_1 - \theta_2)^{0,1}$$

Gleichung 47

<sup>94</sup> (Koch, 2001)

Anlagentechnisch wurde im Rücklauf der Fußbodenheizung in der Heizzentrale ein großflächig dimensionierter Plattenwärmeaustauscher eingebaut, über welchen primärseitig der Rücklauf der Fußbodenheizung und sekundärseitig das Grundwasser geführt wird. Das Grundwasser erreicht im Sommer Temperaturen von bis zu 13°C. Durch die geringe Grädigkeit kann der Kühlungsvorlaufeintritt in das Flächenkühlssystem auf ca. 15°C bis 16°C gehalten werden. Das für die Wärmepumpe installierte Grundwasserentnahme- und Rückgabesystem wird auch für die Kühlfunktion genutzt.

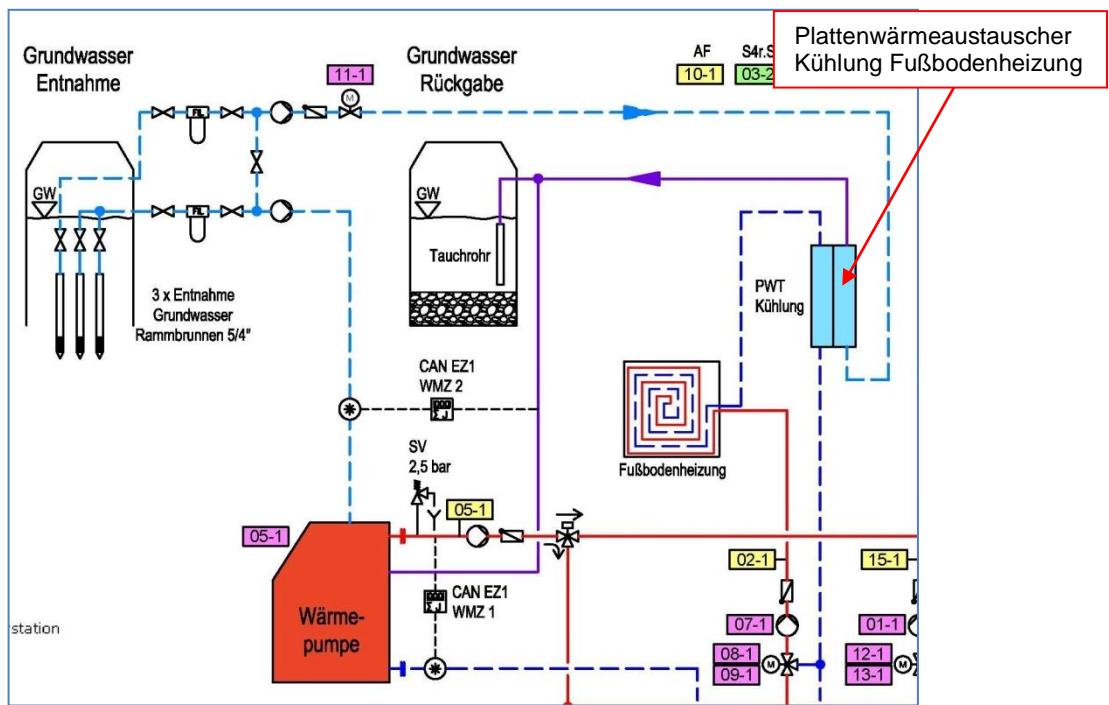


Abb. 113: Hydraulik- und Regelungsschema Flächenkühlung über Grundwasser

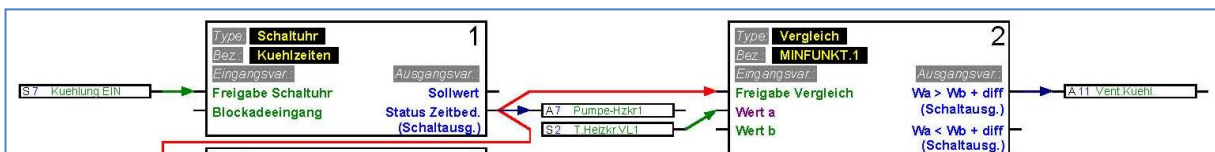


Abb. 114: Regelungsfunktionen Flächenkühlung

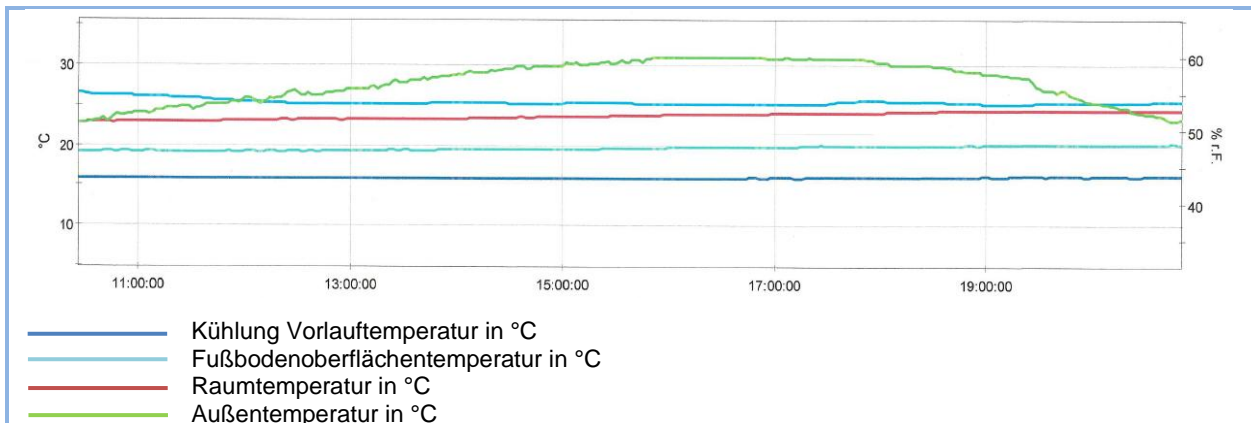


Abb. 115: Datenaufzeichnung Kühlung über Fußbodenheizung 18.08.2012

### Ermittlung der Kühlleistung:

$$p = m \frac{kg}{h} \times cp \times \Delta t$$

Gleichung 48

$$p = 680 \frac{kg}{h} \times 4,187 \frac{kJ}{kgK} \times 3,8 \div 3600 = 3,005KW = \mathbf{3005 W}$$

Bei einer Fläche von 91,3 m<sup>2</sup> ergibt dies eine spezifische Kühlleistung von 32,9 W/m<sup>2</sup>. Diese Leistung ist wie die Raumtemperaturentwicklung zeigt, völlig ausreichend.

## **16 Optimierungsmöglichkeiten und Effizienzerhöhung bei Photovoltaikanlagen:**

Im Zuge von Förderungsmaßnahmen ergab sich die Möglichkeit, die Häuser B46 und B47a mit Photovoltaikanlagen auszurüsten, um den elektrischen Leistungsbedarf der Wärmepumpen zu decken und damit ein energieautarkes System herstellen zu können. Weiteres Ziel war es, eine maximal mögliche Modulfläche bei höchstmöglichem Wirkungsgrad zu erzielen. Im Zuge dieser Planung und Installation war es Vorgabe, die Möglichkeiten der Einflussnahme, auf den Ertrag, Wirkungsgrad und Reduktion der Kosten zu optimieren und darzustellen.

### **16.1 Einflussnahme der Ausrichtung und Neigung:**

Die ideale Ausrichtung der Module erfolgt naturgemäß nach Süden und liegt bei einer Modulneigung von 30° bis 40° im optimalen Wirkungsgradbereich. Diese idealen Vorgaben können bei einem Neubau bei der Planung berücksichtigt werden, nicht jedoch bei bestehenden Objekten. Bei diesen ist die gegebene Situation, Südabweichung und Modulneigung bei Dächern außer bei Freiaufstellung zu beachten und daher bestmöglich zu optimieren.

#### **Haus B46:**

Im Haus B46 war es möglich, am Flachdach des Zubaus mit Aufständigung der Module von 15° vier Modulreihen anzuordnen. Vier Module konnten vor der ersten



Reihe thermischer Solaranlage und 6 Module zwischen den thermischen Solaranlagen installiert werden, weitere 11 Module am Garagendach und Anbau.

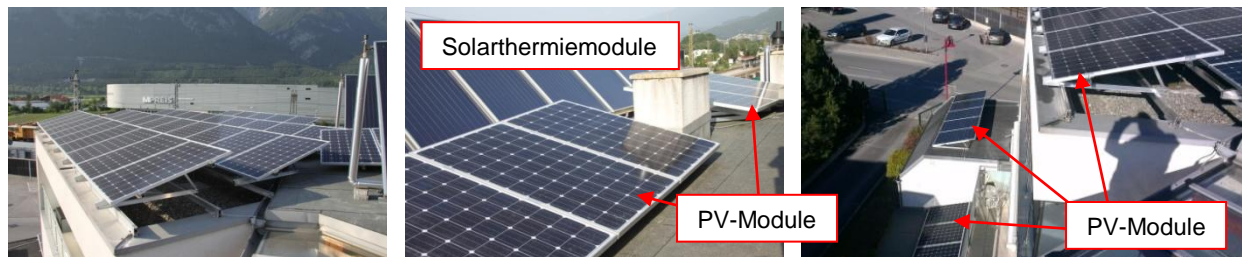


Abb. 116: Photovoltaikmodule Haus B46

Es konnten zwei Anlagen à 5 KWp mit 20 Modulen und eine Anlage mit 4 KWp mit 16 Modulen somit in Summe 14 KW peak installiert werden.

### **Haus B47a:**

Auf dem Satteldach mit 26° Neigung ergab sich die Möglichkeit, eine Anlage auf der Ostfläche mit 6,75 KW peak und eine Anlage auf der Westfläche mit 6,5 KWp, somit in Summe 13,25 KW peak zu installieren.

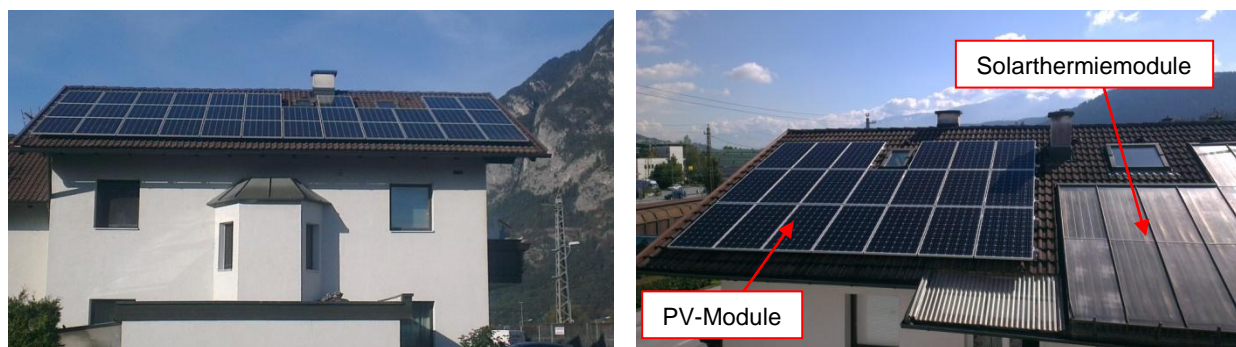


Abb. 117: Photovoltaikmodule Haus B47a

Die 5 Anlagen der Häuser B46 und B47a erbringen gesamthaft gemäß Prognoserechnungen und Meßergebnissen einen Energieertrag von jährlich ca. 24.500 kWh elektrischer Energie.

## **16.2 Modulleistung:**

Die elektrische Leistung eines Photovoltaikmoduls in Watt wird – um verschiedene Module vergleichbar zu machen – unter normierten Bedingungen gemessen (STC = Standard-Test-Bedingungen). Bei diesen Standard-Test-Bedingungen wird für den Leistungsvergleich die Leistung bei einer Einstrahlung von 1.000 W/m<sup>2</sup> bei einer Temperatur von 25°C angegeben. Je höher der Wirkungsgrad des Moduls ist, desto

kleiner kann die Modulfläche sein. Es wurden monokristalline Module Fabrikat ReneSola, Serie 156 verwendet, welche bei Modulaußenmaßen von 1.640 x 992 mm Bruttofläche eine Leistung von 250 W bei STC erzeugen, dies entspricht einem Modulwirkungsgrad von 15,4%.

### 16.3 Schwachlichtverhalten:

Die Leistung unter STC wird immer bei 1.000 W/m<sup>2</sup> angegeben. Für den Jahresertrag wesentlich interessanter ist jedoch, wie viel Strom die Solaranlage bei bedecktem Himmel liefert. Je höher der Ausbeute der Solarmodule auch bei schwächerer Sonneneinstrahlung ist, desto mehr Strom speisen sie ins Netz ein und desto länger liefern die PV-Module Leistung sowohl bei Dämmerung, Bewölkung und Nebel. Aus diesem Grund sind Solarmodule mit gutem Schwachlichtverhalten deutlich im Vorteil. Beim Test des Schwachlichtverhaltens wird schrittweise die Intensität der auf das Solarmodul gesendeten Lichtmenge reduziert und dabei die Leistungsabgabe der PV-Zellen gemessen. Die Leistung kann anhand von Diagrammen für 200, 400, 600 und 800 W/m<sup>2</sup> und den dabei erzielbaren Strom- und Spannungswerten nachvollzogen werden.

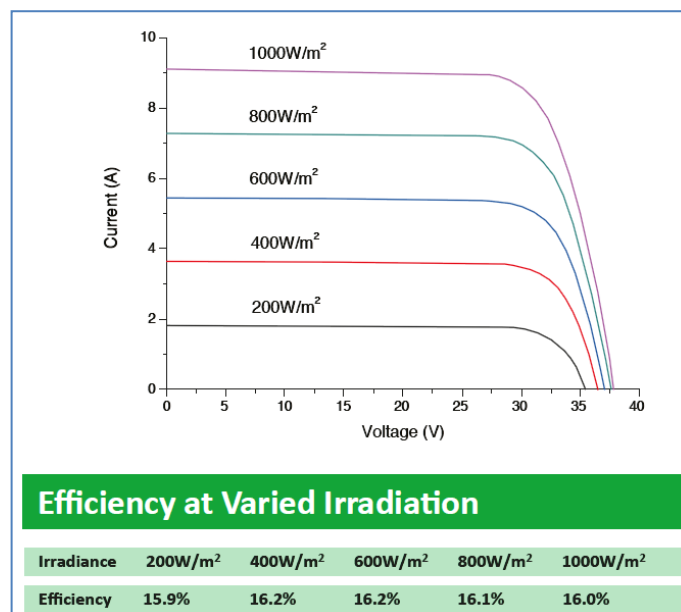


Abb. 118: Leistungskurve bei verschiedener Strahlungsintensität PV-Modul ReneSola<sup>95</sup>

<sup>95</sup> (ReneSola Ltd., 2012)

## 16.4 Optimierung des Temperaturkoeffizienten:

Eine Eigenschaft von kristallinen Modulen ist, dass bei starker Erwärmung die abgegebene Leistung deutlich zurückgeht. Diese Eigenschaft wird im Temperaturkoeffizienten ausgedrückt, welcher bei kristallinen PV-Modulen für die MPP-Leistung (bei STC) im Bereich von ca. -0,50% liegt. Beispielhaft reduziert sich die Leistung bei Erhöhung der Modultemperatur von 30°C auf 50°C, welche im Sommer durchaus üblich ist und ansonsten angenommen gleichen Umgebungsbedingungen um 10%.

Dies berechnet sich folgendermaßen:

$$50^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}.$$

$$20^{\circ}\text{C} \times -0,50\%/^{\circ}\text{C} = 10\%$$

Eine Temperaturerhöhung des Moduls von 30°C auf 60°C würde eine Leistungsverminderung von 15% zur Folge haben.

Die typische Erwärmung eines PV-Moduls an einem Sommertag ist in folgender Temperaturerfassungskurve dargestellt:

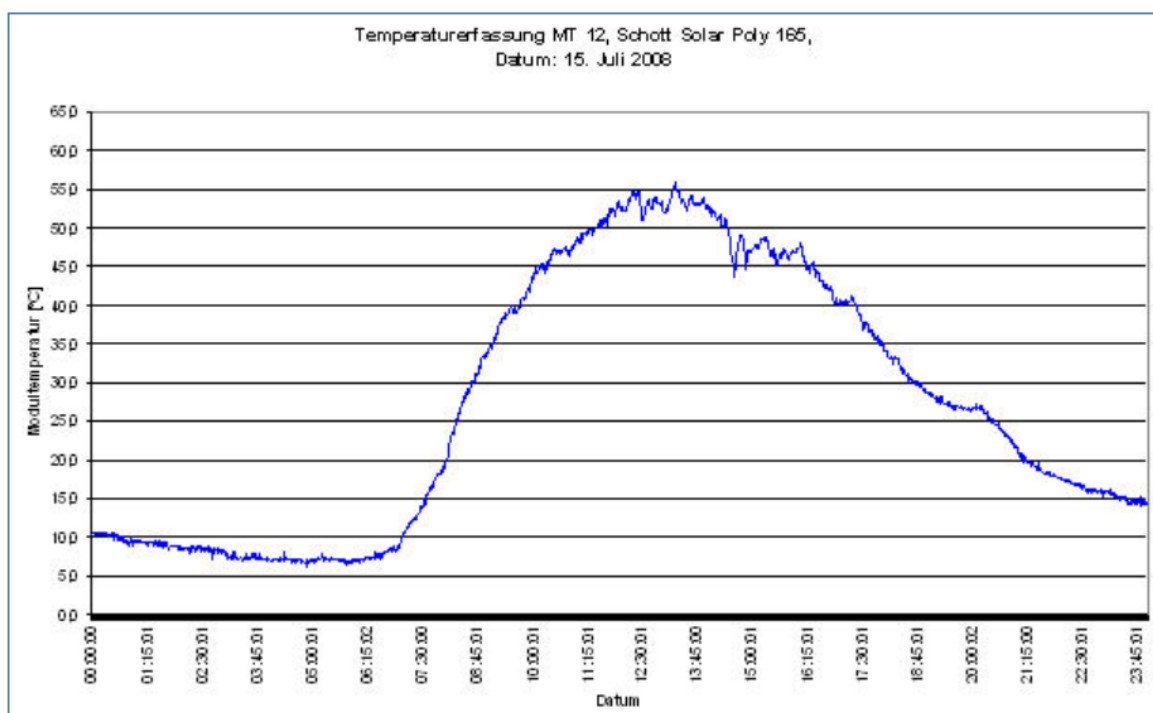


Abb. 119: Temperaturerfassungskurve am PV-Modul<sup>96</sup>

<sup>96</sup> (TEC-Institut für technische Innovationen GmbH & Co. KG; Zentgraf, E., 2009)

Dieser Zusammenhang macht deutlich, dass es wesentlich ist, Qualitätsmodule mit geringem Temperaturkoeffizienten zu verwenden und bei der Aufstellung auf entsprechende Temperatur / Wärmeabfuhr zu achten. Die aufgeständerte Variante ist diesbezüglich ideal, weil die Module ringsum gekühlt werden. Bei der dachparallelen Aufstellung ist es wesentlich, dass eine entsprechende Hinterlüftungsmöglichkeit für Wärmeabfuhr sorgt. Gegenständiglich wurden 10 cm Abstand zu den Dachziegeln für eine entsprechende Hinterlüftung gewählt. Die verwendeten Module weisen geringe Temperaturkoeffizienten von -0,31 bzw. -0,29 auf.

Characteristics	
Temperature Coefficient of Voc	-0.31%/°C
Temperature Coefficient of Isc	0.03%/°C
Temperature Coefficient of Pmax	-0.43%/°C
Nominal Operating Cell Temperature (NOCT)	45°C ± 2°C

Abb. 120: technische Daten Temperaturkoeffizient PV-Modul ReneSola<sup>97</sup>

Ein höherer Temperaturkoeffizient würde sich bei niedrigen Temperaturen in der Übergangszeit und im Winter positiv auswirken und einen Mehrertrag erbringen. Wenn man jedoch den typischen monatlichen Modulertrag in kWh/KW betrachtet, so sieht man, dass die Hauptarbeit naturgemäß von April bis September bei höheren Temperaturen erbracht wird.

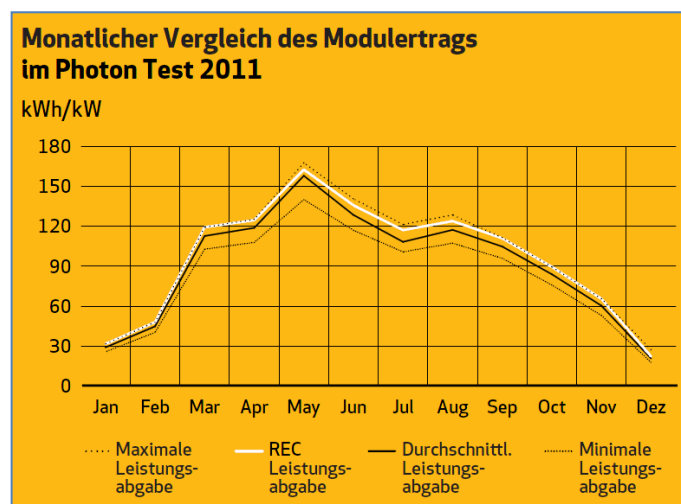


Abb. 121: monatlicher Modulertrag PV-Modul<sup>98</sup>

<sup>97</sup> (ReneSola Ltd., 2012)

<sup>98</sup> (REC Renewable Energy Corporation ASA)

## 16.5 Vermeidung von Mismatch-Verlusten:

Produktionsbedingt weisen nicht alle PV-Module des gleichen Typs die gleichen elektrischen Werte auf. Da sich die Module einer Serienschaltung (Strang) am Modul mit dem niedrigsten Strom orientieren, können bei unterschiedlichen Leistungen Verluste im einstelligen %-Bereich auftreten. Daher sollten vor der Montage die Module Mithilfe der Prüfprotokolle entsprechend ihren Stromwerten sortiert werden. Gegenständlich wurden nur Module mit Plus-Sortierung verwendet. Das heißt die Prüfprotokolle der einzelnen Module zeigen Toleranzwerte im Bereich von ca. 2% bis 4% über der 100%-Angabe auf.

PALLET NO.	NAME	Voc(V)	ISc(A)	Vm(V)	Im(A)	Pm(W)
12-6892-02	21014512021019405B	37,637	9,062	29,616	8,552	253,291
12-6892-02	21014512021019320B	37,593	9,000	29,591	8,507	251,737
12-6892-02	21014512021019321B	37,578	8,997	29,597	8,497	251,481
12-6892-02	21014512021019330B	37,696	9,011	30,443	8,302	252,740
12-6892-02	21014512021019230B	37,659	9,063	30,012	8,430	253,005
12-6892-02	21014512021019155B	37,728	9,032	29,677	8,571	254,362
12-6892-02	21014512021019122B	37,648	8,990	30,357	8,322	252,632
12-6892-02	21014512021008549B	37,630	9,019	30,012	8,421	252,728
12-6892-02	21014512021008501B	37,602	9,034	30,498	8,268	252,152
12-6892-02	21014512021008481B	37,673	9,059	30,499	8,323	253,859

Abb. 122: Prüfprotokolle PV-Module<sup>99</sup>

## 16.6 Optimierung Wechselrichtersystem:

Herkömmliche Photovoltaikanlagen sind in Gruppen von Photovoltaikmodulen eingeteilt. Innerhalb einer Gruppe sind die PV-Module in Reihe geschaltet, auch als String bezeichnet. Mehrere dieser Reihenschaltungen werden in Parallelschaltung an einen Wechselrichter angeschlossen. Die Reihenschaltung der PV-Module ermöglicht eine Gleichspannung, die eine optimale DC-AC-Wandlung mit niedriger Verlustleistung ermöglicht. Für eine optimale Leistung der Module müssen die Werte in den verschiedenen Reihenschaltungen übereinstimmen, denn die Reihen- und anschließende Parallelschaltung erfordert, dass über eine gesamte PV-Modulkette die gleiche Stromstärke geleitet wird und an den parallel geschalteten PV-Modulreihenschaltungen die gleiche Spannung anliegt. Wenn die Leistung zwischen PV-Modulen aufgrund von Fertigungstoleranzen, Teilabschattung oder Schmutz

<sup>99</sup> (ReneSola Ltd., 2012)

abweicht, arbeitet nicht jedes Modul im Punkt maximaler Leistung, denn PV-Module mit unterschiedlicher Leistung müssen unterschiedliche Stromstärken liefern können, um jeweils maximale Leistung abzugeben. Diese Anforderung kann mit der herkömmlichen Reihen-/Parallelschaltung nicht erfüllt werden. Außerdem müssen für dieses Konzept Neigung, PV-Modultyp und Ausrichtung aller an den Wechselrichter angeschlossenen PV-Modulreihenschaltungen übereinstimmen. Andernfalls verursacht die resultierende Fehlanpassung der PV-Modulreihenschaltungen einen erheblichen Leistungsverlust. Das vom Unternehmen SolarEdge entwickelte System arbeitet mit einem Gleichspannungszwischenkreis mit konstanter Spannung für die Reihenschaltung der PV-Module. Hierbei wird jedes PV-Modul über einen DC/DC-Wandler in die Reihenschaltung eingebunden, der den Arbeitspunkt des PV-Moduls steuert und gleichzeitig auch das PV-Modul überwacht. Beim SolarEdge-System wird jedes PV-Modul unabhängig von den Betriebsbedingungen an seinem Punkt maximaler Leistung (Maximum Power Point) betrieben. Den Vorteil gegenüber traditioneller Schaltung zeigt folgende Gegenüberstellung.

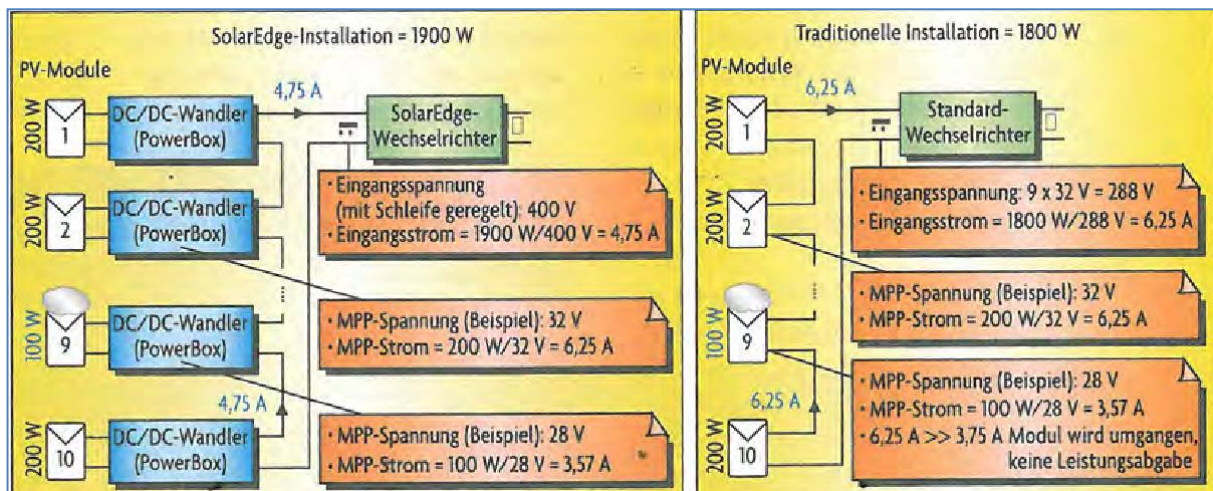


Abb. 123: Betrieb einer traditionellen PV-Anlage (rechts) und einer dezentralen PV-Anlage mit SolarEdge-System (links) bei Teilabschattung. Im SolarEdge-System wird jedes PV-Modul unabhängig von den Betriebsbedingungen an seinem Punkt maximaler Leistungsabgabe (Maximum Power Point) betrieben.<sup>100</sup>

Die String-Spannung bleibt konstant, unabhängig von Temperatur und Stringlänge und ermöglicht eine maximale Dachflächennutzung, da Module auf unterschiedlichen Dachflächen mit unterschiedlicher Neigung und Ausrichtung und Module unterschiedlicher Leistung auf einen geschalteten String zusammengeschlossen werden können.

<sup>100</sup> (Fishelov, 2010)

Folgende Energieverluste herkömmlicher Wechselrichterkonzepte können damit kompensiert werden:

- Module Mismatch (3% bis 5%)
- Teilverschattung (2% bis 25%)
- Unterspannung/Überspannung (0% bis 25%)
- dynamische MPPPT-Verlust (3% bis 10%).

Den möglichen Ertragsgewinn, welcher bei Wohngebäuden zwischen 2% und 25% liegen kann, zeigen die Ergebnisse des PHOTON Profi-Test Oktober 2011.

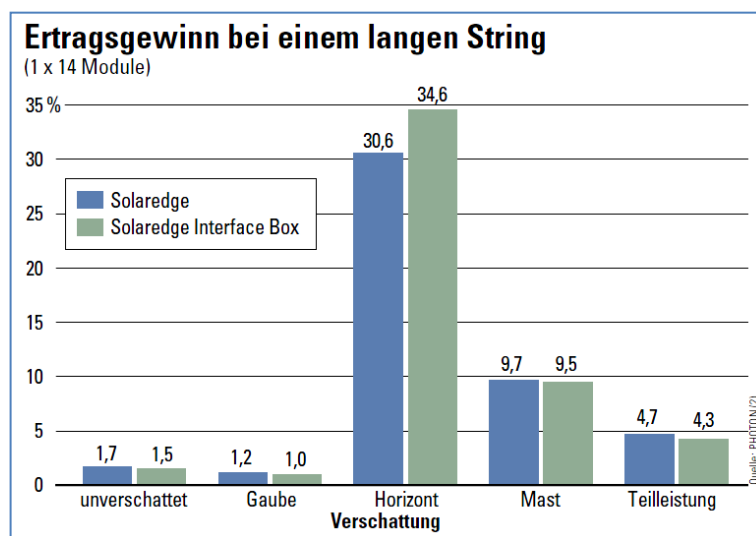


Abb. 124: Ertragsgewinn bei einem langen String<sup>101</sup>

Herkömmliche Wechselrichterkonzepte weisen einen Wirkungsgrad von 90% bis 95% auf. Das System SolarEdge mit den Leistungsoptimierern weist Wirkungsgrade von über 98% auf.

## **17 Schlussbetrachtung/Ausblick:**

Aus den Untersuchungen und ausgeführten messtechnisch belegten Optimierungen ergibt sich, dass ein Wärmeverteilsystem wie Fußbodenheizung mit niedrigst möglichen Vor- und Rücklauftemperaturen für die Effizienz eines Wärmepumpenbetriebes und einer solarthermischen Heizungsunterstützung essentiell ist. Durch die abgesenkten Temperaturniveaus ergeben sich automatisch der Vorteil

<sup>101</sup> (Neuenstein & Podewils, 2011)

der geringeren Wärmeverteilungsverluste bei gleichem Dämmstandard sowie die Erhöhung der Behaglichkeit, des Komforts und des Selbstregelleffektes der Flächenheizung. Optimierte Fußbodenheizungssysteme können auch ohne großen anlagentechnischen Aufwand und kostengünstig für eine komfortable zug- und geräuschfreie Flächenkühlung verwendet werden, welche aufgrund der immer höher werdenden Dämmstandards, der Glasarchitektur und der globalen Erwärmung immer mehr an Bedeutung gewinnen wird. Bei den Komponenten des Wärmepumpengeräts als solches ergibt sich ein hohes Verbesserungspotential durch Verwendung von optimierten Wärmepumpenverdichtern mit hohen COP-Verdichterkennwerten, durch Verwendung von großflächigen Verdampfern, Kondensatoren und Zwischenwärmeübertragern mit geringsten Temperaturdifferenzen und durch die Verwendung von elektronischen Einspritzventilen. Die elektrische Leistungsaufnahme der Grundwasserpumpe kann eine an sich hohe Arbeitszahl einer Grundwasserwärmepumpe drastisch reduzieren. Druckverlustarme Dimensionierung des Grundwasserrohrsystems, Umstellung auf ein geschlossenes System ohne geodätischen Höhenverlust und wirkungsgradoptimierte Grundwasserpumpen und Drehzahlregelung über Frequenzumformer ermöglichen geringe Leistungsaufnahmen beim Grundwasserfördersystem. Die Dimensionierung der Leistung der Wärmepumpe soll auf ca. 70% der errechneten Heizlast erfolgen. Mit einer optimierten Regelung mit geringer Vorlauf temperaturüberhöhung können bei nicht leistungsgeregelten Wärmepumpen hohe Jahresarbeitszahlen erreicht werden. Die an sich optimale Modulation und Leistungsregelung über Frequenzumformer Inverterbetrieb oder Pulsweitenmodulation ist entsprechend dem derzeitigen Entwicklungsstand aufgrund der noch relativ hohen Verluste und Wirkungsgradeinbußen im Teillastbetrieb, der Störanfälligkeit und der Lebensdauereinbußen noch nicht empfehlenswert. Es wurden von der Firma Copeland optimierte invertergeregelter Verdichter entwickelt, welche geringere Verluste aufweisen. Diese befinden sich derzeit noch im Versuchsstadium und werden voraussichtlich 2013/2014 am Markt erhältlich sein. 2013 wird auch eine optimierte Tandem-Verdichterversion mit zwei Verdichtern mit jeweils 50% Leistung auf den Markt kommen, welche auch hohe Effizienz verspricht.

Bei der Warmwasserbereitung ist durch Absenkung der Temperaturniveaus mit entsprechenden Wärmetauschern eine effiziente Bereitung über die Wärmepumpe möglich. Mit entsprechenden regelungstechnischen Maßnahmen, thermischer



Desinfektion und Überwachung weisen diese Systeme wesentlich geringere Wärmeverteilverluste bei Einhaltung der Komfort- und Hygienebedingungen auf.

Bei thermischen Solaranlagen weisen die am Markt befindlichen Kollektoren mit hochselektiver Beschichtung nur geringe Qualitätsunterschiede auf. Wesentlich ist die Bereitstellung eines niedrigen Temperaturniveaus und geringer Grädigkeit bei der Wärmeübertragung, damit der Kollektor bei niedrigem Temperaturniveau hohe Wirkungsgrade im Bereich der Heizungsunterstützung erbringen kann. Durch regelungstechnische Optimierungsmaßnahmen sind Effizienzsteigerungen möglich. Mit entsprechenden Tieftemperaturverteilssystemen und optimierten hydraulischen Konzepten kann durch Heizungsunterstützung mithilfe thermischer Solarenergie und durch optimierte Wärmepumpen mittels Grundwasser oder Erdwärme hoch effizient und kostengünstig die Wärme für Heizung und Wasser zur Verfügung gestellt werden. Durch zusätzliche Photovoltaiksysteme, welche die elektrische Energie für die Wärmepumpen und Nebenaggregate bereitstellen, lassen sich energieautarke Systeme mit höchstem Komfort und vertretbarem Kostenaufwand erstellen – dies mit Null Emissionsbelastung für die Umwelt.

## **18 LITERATURVERZEICHNIS:**

- [1] AEE Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie. (kein Datum). Präsentation Haustechnik Heizung, Warmwasser, Lüftung.
- [2] Alarm4u.de GmbH. (2012). *Ekospal Heizkörperverstärker - Wirkungsweise*. Abgerufen am Dezember 2012 von [www.ekospal.de](http://www.ekospal.de)
- [3] Amt der Vorarlberger Landesregierung. (Oktober 2009). Messung von Wärmepumpen in neu errichteten Wohngebäuden - Land Vorarlberg.
- [4] arsenal research. (15. April 2003). Prüfbericht: Bestimmung von Hochtemperaturbeständigkeit, Wirkungsgrad, Einfallwinkel-Korrekturfaktor, Druckabfall und Wärmekapazität eines abgedeckten Sonnenkollektors im Neuzustand nach ÖNORM EN 12975-2.
- [5] Beglau Wärmepumpen GmbH. (kein Datum). *Wärmepumpenkreisprozess im log p-h-Diagramm*. Abgerufen am Dezember 2012 von [www.beglau-waermepumpen.de](http://www.beglau-waermepumpen.de)
- [6] Bensch, I. (24. März 2009). Masterarbeit Energetische Optimierung des Nahwärmenetzes zur CO<sub>2</sub>-Einsparung im Klosterdorf St. Ottilien.
- [7] Bine Informationsdienst. (2001). Neue Wärmepumpen-Konzepte für energieeffiziente Gebäude. (14/01). (F. K.-t. mbH, Hrsg.)

- 
- [8] Bruderer, H. (24. Januar 2008). Modulierende Wärmepumpen mit Digital-Scrollkompressor. Viessmann Werke GmbH & Co KG.
- [9] Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte. (09. Juni 2010). News aus der Wärmepumpen-Forschung - Gross-Wärmepumpen - Komponenten - Wärmepumpe und Solar. (B. f. Energie, Hrsg.) Bern.
- [10] Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik. (kein Datum). Informationsblatt Nr. 27 Solare Heizungsunterstützung.
- [11] Bundesinnung der Sanitär- und Heizungsinstallateure. (kein Datum). Praxishandbuch Haustechnik: Richtwerte für den spezifischen Wasserverbrauch.
- [12] Danfoss GmbH. (21. April 2010). *Bauteile eines elektronischen Expansionsventils*. Abgerufen am Dezember 2012 von [www.haustechdialog.de](http://www.haustechdialog.de)
- [13] Danfoss GmbH. (kein Datum). Datenblätter Performer Scroll-Verdichter H series.
- [14] Danfoss GmbH. (Oktober 2010). *Wärmepumpe-Komponenten-Philosophie*. Von [www.danfoss.de/kaelte](http://www.danfoss.de/kaelte) abgerufen
- [15] DIN 4702 Heizkessel. (März 1990).
- [16] Emerson Electric Co. (03. Dezember 2012). Datenblatt Copeland Scroll ZBD30KCE-TFD.
- [17] Emerson Electric Co. (kein Datum). Digital Scroll - Vergleich mit Inverter-Gerät.
- [18] Energetika. (kein Datum). Sonnenazimut Innsbruck.
- [19] Energie Tirol. (Dezember 2009). Wärmepumpe / Erdwärme - Detailinformationen.
- [20] Fink, C., & Müller, T. (Mai 2008). Thermische Solarenergienutzung im Geschoßwohnbau - Ein Leitfaden für Planung, Umsetzung und Betriebsführung. Gleisdorf.
- [21] Fishelov, A. (2010). Immer maximale Leistung - Ein DC/AC-Wandler je Photovoltaik-Modul ermöglicht MPP-Tracking für jedes einzelne PV-Modul. *Elektronik* (21/2010).
- [22] Floß, A. (2007). Energieeinsparung in der Hydraulik. *Heizung Lüftung Klimatechnik* (5/2007).
- [23] Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, M. Miara u.a. (05. Mai 2011). Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Freiburg.
- [24] GPG Gebäudetechnik GmbH. (16. Jänner 2011). Energiesparen mit System - Optimiertes Heizenergieverteilmanagement durch dezentrale Warmwasserspeicherung mit dem ECO MODUL 10.1.
- [25] Grundfos Pumpen Vertrieb Ges.m.b.H. (kein Datum).
- [26] HeizungsDiscount24. (2011). UVR 1611 Frei programmierbare Universalregelung: Bedienung, Programmierung, Montageanleitung.
- [27] Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H. (2003). Bedienungsanleitung Regelgerät web control 321.
- [28] Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H. (kein Datum). Technische Daten HP16S18W-WEB.
- [29] Horn, A. (17. Januar 2011). *Frischwasserstationen* . Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.ahornsolar.de>

- [30] Hubacher, P. (10. Mai 2011). Was beeinflusst die Jahresarbeitszahl bei Wärmepumpenanlagen. Bregenz.
- [31] Industrievertretung Lawin. (kein Datum). *IDM-Energiesysteme*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.lawin-industrievertretung.de>
- [32] KarstenG. (21. November 2012). *Wikipedia: Heizkurve*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.wikipedia.org>
- [33] Kloetzel, O. (16. Juni 2011). Kontrollmechanismen Einzeltemperaturregelung von Flächenheizungen: Nur eine gesetzliche Forderung oder eine sinnvolle Komponente? *IKZ Haustechnik*.
- [34] Koch, S. (08. August 2001). Diplomarbeit: Bautechnische Auswirkungen und Konsequenzen für Planung und Fertigung von Hochbauten durch den Einsatz thermisch aktiver Betondecken.
- [35] Kunz, P. (2007). Wärmepumpen und Kältetechnik II - Grundlagen.
- [36] Kunz, P. (2007). Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile.
- [37] Kunz, P., Afjei, T., Betschart, W., Hubacher, P., Löhner, R., Müller, A., et al. (Januar 2008). *Handbuch Wärmepumpen: Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung*. (B. f. Energie, Hrsg.) Bern.
- [38] Ladener, H., & Spaete, F. (1999). *Solaranlagen. Handbuch der thermischen Solarenergienutzung* (6. Auflage Ausg.). Ökobuch.
- [39] Loga, T., Großklos, M., & Knissel, J. (15. Juli 2003). Der Einfluss des Gebäudestandards und des Nutzerverhaltens auf die Heizkosten - Konsequenzen für die verbrauchsabhängige Abrechnung. (I. W. GmbH, Hrsg.) Darmstadt.
- [40] Lohr, H.-J. (07. Mai 2010). Kältetechnik - Kälte- und Wärmepumpenanlagen.
- [41] Lohr, H.-J., & Sommer, M. (07. Mai 2010). Wärmepumpen + Kälteanlagen Energiemanager IHK.
- [42] Metzkwow Elektronik-Systeme. (kein Datum). Einzelraumregler IQ-Therm - Bedienungsanleitung.
- [43] Meyer, J. (kein Datum). *Effiziente Wärmepumpe - Optimierung Temperaturen im Pufferspeicher*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.effiziente-waermepumpe.ch>
- [44] NawaRo Tech GmbH. (kein Datum). *Frischwassermodule*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.frischwassermodule.de/>
- [45] Neuenstein, H., & Podewils, C. (Oktober 2011). Überzeugende Vorstellung - Die zweite Generation der Powerboxen von Solaredge auf dem Prüfstand: Das System holt selbst ohne Schatten mehr Strom aus den Modulen, die Installation ist einfach, die Zusatzfunktionen sind nützlich. *PHOTON Profi*.
- [46] Ochsner Wärmepumpen GmbH. (kein Datum). *Die Wärmepumpe - Funktionsweise*. Abgerufen am Dezember 2012 von [www.ochsner.de](http://www.ochsner.de)
- [47] Öko-Therm-Systems GmbH. (kein Datum). *Sonnenenergie - kostenlos vom Himmel*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.oeko-therm-systems.at>
- [48] ÖNORM B 5019 - Hygienerrelevante Planung, Ausführung, Betrieb, Wartung, Überwachung und Sanierung von zentralen Trinkwasser-Erwärmungsanlagen. (15. 01 2011).
- [49] ÖNORM EN 12831 - Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast. (01. Dezember 2003).
- [50] ÖNORM EN 12975: Thermische Solaranlagen und ihre Bauteile - Kollektoren. (01. September 2011).
- [51] Peters, A. (23. Juni 2012). *Bund der Energieverbraucher - Nachtabsenkung der Heizleistung*. Abgerufen am Dezember 2012 von [www.energieverbraucher.de](http://www.energieverbraucher.de)

- 
- [52] Plate, J. (2010). Fußbodenheizung - Einsparungen durch Nachrüstung von Einzelraumregelsystemen. *TGA Fachplaner* (5-2010).
- [53] REC Renewable Energy Corporation ASA. (kein Datum). Factsheet: REC gewinnt Photon Test.
- [54] ReneSola Ltd. (2012). 156 Series Monocrystalline Solar Module.
- [55] Schenk, W. (kein Datum). Praxiserfahrungen in Planung und Betrieb von Wärmepumpenanlagen.
- [56] Schwarz, M. (November 2011). Frischwasser und Zirkulation. *Der österreichische Installateur*, S. 34.
- [57] Sigfried Stahn GmbH. (kein Datum). *Heizung - Moderne Fußbodenheizungen reagieren flink*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.stahn-gmbh.de/>
- [58] Sonne Heizt Energietechnik GmbH. (kein Datum). *Solar- und Energietechnik - Frischwasserstationen*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.sonne-heizt.de>
- [59] Streicher, W., Schnitzer, H., Titz, M., Tatzber, F., Heimrath, R., Wetz, I., et al. (Dezember 2010). Energieautarkie für Österreich 2050.
- [60] SWEP International AB. (26. Dezember 2012). Datenblatt SSP G7 - Einphasig-Design - WT-TYP: B25Tx121/4P.
- [61] Technische Alternative Elektronische Steuerungsgerätegesellschaft m.b.H. (Februar 2012). *CAN-Energiezähler CAN-EZ*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.ta.co.at>
- [62] Technische Alternative Elektronische Steuerungsgerätegesellschaft m.b.H. (April 2012). *Gesamtprospekt*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.ta.co.at>
- [63] Technische Universität Braunschweig, Institut für Gebäude- und Solartechnik. (kein Datum). Vorlesung Regenerative Energiequellen - Geothermie.
- [64] Technische Universität Dresden, Institut für Energietechnik. (31. Mai 2001). Wärmepumpenanlagen mit fortschrittlicher interner und externer Kreisprozessgestaltung. Dresden.
- [65] TEC-Institut für technische Innovationen GmbH & Co. KG; Zentgraf, E. (27. Juli 2009). *Experimente mit verschiedenen Kühlungsvarianten an monokristallinen Standard-PV-Modulen*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.tec-institut.de>
- [66] U. Frei, Institut für Solartechnik, Hochschule Rapperswil. (kein Datum). Thermische Solaranlagen, Auslegung und Ertrag.
- [67] Varmeco - Zimpel, Thomas. (kein Datum). Hygienische und energiesparende Trinkwassererwärmung.
- [68] Viessmann Werke GmbH & Co. KG. (Mai 2005). Fachreihe Heizungsmodernisierung.
- [69] Wärmepumpentestzentrum WPZ und Akustik. (kein Datum). Grundlagen und Trends der Wärmepumpe.
- [70] Watter, H. (kein Datum).
- [71] [www.vrksolaranlage.de](http://www.vrksolaranlage.de). (kein Datum). *Glykolfreie Solaranlage*. Abgerufen am Dezember 2012 von <http://www.vrksolaranlage.de>

## 19 Abbildungsverzeichnis:

Abb. 1: Energieflussbild Österreich 2050 mit Energieautarkie für konstante Energiedienstleistung bis 2050.....	- 6 -
Abb. 2: Haus B46, Völs .....	- 12 -
Abb. 3: Hydraulik- und Regelschema Haus B46.....	- 14 -
Abb. 4: Hydraulik- und Regelschema Haus B47a.....	- 16 -
Abb. 5: Datenübertragung und Visualisierung Monitoringsystem für Temperaturen und Energieleistungen .....	- 17 -
Abb. 6: elektrische Leistungsmessung DA CAN-EZ .....	- 18 -
Abb. 7: Schematische Darstellung einer Wärmepumpenanlage mit den Bilanzgrenzen für die Ermittlung der Arbeitszahl.....	- 19 -
Abb. 8: COP-Abhängigkeit vom Temperaturhub der Wärmepumpe.....	- 21 -
Abb. 9: Einfluss Rücklauftemperatur auf Kollektorwirkungsgrad .....	- 22 -
Abb. 10: Jahresdauerlinie der Außentemperatur .....	- 23 -
Abb. 11: vertikales Temperaturprofil Fußbodenheizung .....	- 24 -
Abb. 12: Anteil Unzufriedene in Abhängigkeit der Fußbodenoberflächentemperatur .....	- 24 -
Abb. 13: Darstellung Selbstregelungseffekt.....	- 26 -
Abb. 14: Wärmeabgabe Selbstregelungseffekt bei Fußbodenheizungen .....	- 26 -
Abb. 15: Temperaturverteilung Bauteilaktivierung Sommer-Winterbetrieb .....	- 27 -
Abb. 16: Konvektionsverstärkung bei Heizkörpern .....	- 28 -
Abb. 17: Leistungserhöhung durch Konvektionsverstärkung bei Heizkörpern.....	- 28 -
Abb. 18: Wiederaufheizfaktor in Abhängigkeit Aufheizzeit bei Nachtabsenkung .....	- 29 -
Abb. 19: Temperatur- und wohnflächenbezogener Wärmeverlust bei Absenkung .....	- 30 -
Abb. 20: Technische Daten Wärmepumpenmessung COP Vorarlberg .....	- 31 -
Abb. 21: Jahresarbeitszahlenmessung Vorarlberg .....	- 32 -
Abb. 22: Anlagenrohrleitungskennlinie bei Pumpen .....	- 34 -
Abb. 23: Wirkungsweise Drehzahlregelung bei Pumpen .....	- 36 -
Abb. 24: Pumpenkennlinie Grundwasserpumpe Grundfos .....	- 37 -
Abb. 25: Pumpenkennlinie Grundwasserpumpe Grundfos .....	- 38 -
Abb. 26: Funktionsweise Wärmepumpe .....	- 39 -
Abb. 27: Funktionsweise Grundwasserwärmepumpe.....	- 40 -
Abb. 28: Grundwassertemperaturentwicklung über den Grundwasserspiegel.....	- 40 -
Abb. 29: Jahresverlauf der Quelltemperaturentwicklung .....	- 40 -
Abb. 30: Carnotprozess Wärmepumpe .....	- 41 -
Abb. 31: Kreisprozess im log-ph-Diagramm .....	- 42 -
Abb. 32: Kreisprozess im log-ph-Diagramm .....	- 42 -
Abb. 33: Wärmepumpenkreisprozess im log-ph-Diagramm .....	- 43 -
Abb. 34: Zustandsänderungen im Wärmepumpen-Kreisprozess .....	- 43 -
Abb. 35: Temperatur- und Druckverlauf eines Wärmepumpenkreislaufes .....	- 44 -
Abb. 36: Wärmepumpenflussschema mit Rekuperator .....	- 45 -
Abb. 37: Darstellung Unterkühlung/Überhitzung im log-ph-Diagramm .....	- 46 -
Abb. 38: Temperaturdifferenz am Verdampfer und Kondensator .....	- 47 -
Abb. 39: Temperaturverlauf am Verdampfer .....	- 47 -

Abb. 40: Temperaturverlauf am Kondensator .....	- 48 -
Abb. 41: Optimierung vom Plattenverdampfer durch Kältemittelverteiler .....	- 49 -
Abb. 42: thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich .....	- 50 -
Abb. 43: Darstellung Überhitzung Expansionsventil .....	- 50 -
Abb. 44: elektronisches Expansionsventil .....	- 51 -
Abb. 45: Effizienzsteigerung durch elektronisches Expansionsventil .....	- 52 -
Abb. 46: Auslastungsstufen nach DIN 4702 .....	- 53 -
Abb. 47: Heizkurve .....	- 55 -
Abb. 48: Leistungsbedarf Wärmepumpe in Abhängigkeit der Außentemperatur .....	- 55 -
Abb. 49: Temperaturdifferenzverlauf Wärmepumpe mit Inverter .....	- 56 -
Abb. 50: Digital Scroll Prinzip .....	- 57 -
Abb. 51: Datenblatt Danfoss Scroll .....	- 58 -
Abb. 52: Datenblatt Copeland Scroll .....	- 59 -
Abb. 53: Bestimmung Leistungsaufnahme von Digitalscrolls .....	- 60 -
Abb. 54: Betriebsbedingungen und COP-Entwicklung Digitalscroll .....	- 61 -
Abb. 55: Beispielhafter Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades eines typischen, regelbaren Kompressors in Funktion des Teillastverhältnisses (nicht aus Messungen) .....	- 62 -
Abb. 56: Leistungszahl (COP) mit und ohne Leistungsregelung des Kompressors ohne Berücksichtigung des Ventilators in Funktion der Umgebungstemperatur .....	- 62 -
Abb. 57: Betriebsbedingungen Verdichter Inverterbetrieb .....	- 63 -
Abb. 58: COP Digitalscroll, COP Inverter .....	- 63 -
Abb. 59: Der Massenstrom über dem Erzeugerkreis muss immer größer dimensioniert sein als der Massenstrom über den Verbrauchern: $m_{WE} > m_{Verbraucher}$ .....	- 64 -
Abb. 60: Die Pufferüberhöhung von 5 K führt zu viel höheren Vorlauftemperaturen der Wärmepumpe als nötig und damit zu einem Mehrverbrauch (Aufheizphase nach Nachtabschaltung) .....	- 65 -
Abb. 61: Nach der Reduktion der Pufferüberhöhung auf 1 K ist die Vorlauftemperatur der Wärmepumpe nur noch geringfügig höher als die des Heizkreises während eines Heizzyklusses .....	- 65 -
Abb. 62: Heizkurve Rücklauftemperaturregelung .....	- 66 -
Abb. 63: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Detail Vorlauftemperaturüberhöhung und mittlere wirksame Heizkreisvorlauftemperatur .....	- 67 -
Abb. 64: Warmwasserbereitung, Durchflusssystem ÖNB 5.019 .....	- 68 -
Abb. 65: Verteilverlust konstante Betriebsführung Zweileiter .....	- 70 -
Abb. 66: Energieverlust durch Zirkulation .....	- 70 -
Abb. 67: Darstellung der Wärmeverteilverluste Zweileiter bis Vierleiter .....	- 72 -
Abb. 68: Kältekreischema mit Enthitzer .....	- 73 -
Abb. 69: mögliche Heißgasnutzung über Enthitzung .....	- 73 -
Abb. 70: Frischwasserprinzip von IDM .....	- 74 -
Abb. 71: Der Prozess der Zweikreis-Wärmepumpe im T,s-Diagramm .....	- 75 -
Abb. 72: Konzept der Zweikreis-Wärmepumpe Versuchsanlage TU Dresden .....	- 75 -
Abb. 73: Schema Frischwassermodul .....	- 76 -
Abb. 74: Wasser-Wasser-Durchfluss-Trinkwassererwärmer .....	- 76 -
Abb. 75: Temperaturverlauf im Speicher .....	- 77 -

Abb. 76: Frischwasserkaskade .....	- 78 -
Abb. 77: schematische Darstellung der „Ministation für Zirkulation“: Die klare hydraulische Trennung entsprechend der zu bewältigenden Leistung, und im Falle einer thermischen Desinfektion muss nicht die Hauptstation „herhalten“ .....	- 79 -
Abb. 78: abweichende Wassertemperatur Sonderfall ÖNB 5.019 .....	- 80 -
Abb. 79: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Warmwasserladungen .....	- 81 -
Abb. 80: Datenaufzeichnung 17.12.2012 Detail Warmwasserladung .....	- 82 -
Abb. 81: Funktion Plattenwärmeaustauscher .....	- 84 -
Abb. 82: Funktion Zweiwegigkeit Plattenwärmeaustauscher .....	- 84 -
Abb. 83: Funktion Vierwegigkeit Plattenwärmeaustauscher .....	- 84 -
Abb. 84: Auslegungsberechnung Plattenwärmeaustauscher vierwegig .....	- 85 -
Abb. 85: Datenaufzeichnung Warmwasserbereitung 17.12.2012 .....	- 86 -
Abb. 86: Funktion Rücklauftemperatur Umschaltventil .....	- 87 -
Abb. 87: Funktionsprogrammierung TA UVR 1611 .....	- 88 -
Abb. 88: Leistungsdaten Wärmepumpe .....	- 90 -
Abb. 89: Arbeitszahlen von Wasser-Wärmepumpen für verschiedene Zeitperioden im Beobachtungszeitraum Juli 2007 bis Juni 2010 und Anzahl der jeweils ausgewerteten Wärmepumpen .....	- 90 -
Abb. 90: Absorberwirkungsgrad in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur .....	- 93 -
Abb. 91: Wirkungsgradkennlinie GREEN one TEC .....	- 94 -
Abb. 92: Kosten der solaren Nutzwärme bei unterschiedlicher Auslegung des Wärmetauschers .....	- 96 -
Abb. 93: Datenaufzeichnung Gerichtsgutachten .....	- 97 -
Abb. 94: Plattenprägung Wärmetauscherplatten .....	- 97 -
Abb. 95: Auslegungsberechnung Plattenwärmeaustauscher vierwegig .....	- 98 -
Abb. 96: Datenaufzeichnung 19.11.2012 .....	- 99 -
Abb. 97: Datenaufzeichnung 19.11.2012 .....	- 99 -
Abb. 98: Am 16.12.2012 konnten von 9:00 Uhr bis 15:00 Uhr 26 kWh Solarertrag in das Heizsystem bei Puffertemperaturen von 30°C bis 35°C eingebracht werden. ....	- 100 -
Abb. 99: Glykolfreie Solaranlage .....	- 101 -
Abb. 100: Startfunktion Spülung .....	- 103 -
Abb. 101: Funktion Vorrangschaltung .....	- 103 -
Abb. 102: Funktion einer Temperaturdifferenzregelung dargestellt am täglichen Verlauf von Kollektor- und Speichertemperatur (schematisch) .....	- 104 -
Abb. 103: Funktionsprogrammierung TA UVR 1611 .....	- 105 -
Abb. 104: Haus B46, Völs .....	- 106 -
Abb. 105: Sonneneinstrahlung in Österreich .....	- 106 -
Abb. 106: Sonnenazimut Innsbruck .....	- 106 -
Abb. 107: Monatsmittelwerte der operativen Raumtemperatur der Zonen 1, 2, 5, 6, 8, 9, 11 (Geregelte/Ungeregelte Variante HVent = 1,0; intermittierender Betrieb .....	- 107 -
Abb. 108: Heizwärmebedarf in kWh/a bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen .....	- 107 -
Abb. 109: Regelungsprinzip Kaskadenregler .....	- 108 -
Abb. 110: Büro mit hohem Glasanteil und IQTherm Stetigregler .....	- 109 -
Abb. 111: IQ-Therm-Regler .....	- 109 -

---

Abb. 112: Gesamtwärmeübergangskoeffizient von Deckenheizungen und Fußbodenkühlungen .....	- 110 -
Abb. 113: Hydraulik- und Regelungsschema Flächenkühlung über Grundwasser .....	- 111 -
Abb. 114: Regelungsfunktionen Flächenkühlung .....	- 111 -
Abb. 115: Datenaufzeichnung Kühlung über Fußbodenheizung 18.08.2012 .....	- 111 -
Abb. 116: Photovoltaikmodule Haus B46 .....	- 113 -
Abb. 117: Photovoltaikmodule Haus B47a .....	- 113 -
Abb. 118: Leistungskurve bei verschiedener Strahlungsintensität PV-Modul ReneSola.....	- 114 -
Abb. 119: Temperaturerfassungskurve am PV-Modul.....	- 115 -
Abb. 120: technische Daten Temperaturkoeffizient PV-Modul ReneSola.....	- 116 -
Abb. 121: monatlicher Modulertrag PV-Modul.....	- 116 -
Abb. 122: Prüfprotokolle PV-Module .....	- 117 -
Abb. 123: Betrieb einer traditionellen PV-Anlage (rechts) und einer dezentralen PV-Anlage mit SolarEdge-System (links) bei Teilabschattung. Im SolarEdge-System wird jedes PV-Modul unabhängig von den Betriebsbedingungen an seinem Punkt maximaler Leistungsabgabe (Maximum Power Point) betrieben.....	- 118 -
Abb. 124: Ertragsgewinn bei einem langen String.....	- 119 -



## 20 Nomenklatur:

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Investition	€
A	Fläche	m <sup>2</sup>
a	Jahr	
A <sub>N</sub>	Nutzfläche	m <sup>2</sup>
A <sub>NK</sub>	Annuität der kapitalgebundenen Kosten	€/a
A <sub>n</sub>	Barwert der n Ersatzbeschaffung	€
A <sub>0</sub>	Investitionsbetrag	€
A <sub>1..n</sub>	Barwert der ersten,..n-ten Ersatzbeschaffung	€
$\alpha$	Annuitätsfaktor	-
$\alpha$	Anfangszeit	-
$\alpha_{\text{Abs}}$	Absorptionsgrad des Kollektors	-
b	Barwertfaktor	-
ba	Preisdynamischer Annuitätsfaktor	%
$\beta_G$	Belastung Erzeugung	-
$\beta_D$	Belastung Verteilung	-
$\beta$	Arbeitszahl	-
D	Deckungsgrad	%
e	Endzeit	-
e	Aufwandszahl	-
$\varepsilon$	Leistungszahl	-
f <sub>K</sub>	Faktor für Instandsetzung	%
F <sub>K</sub>	Kollektorfläche	m <sup>2</sup>
F <sub>NK</sub>	Nutzen-Kosten-Faktor	-
g	Energiedurchlassgrad	%
$\dot{G}_G$	Globalstrahlung	kW
H <sub>T</sub>	Transmissionswärmebedarf	W/K
H <sub>V</sub>	Lüftungswärmebedarf	W/K
I <sub>S,M</sub>	monatliche, solare Einstrahlung	W/m <sup>2</sup>
k <sub>Koll</sub>	Wärmedurchgangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
n	Anzahl der Ersatzbeschaffungen	-
$\eta$	Wirkungsgrad / Nutzungsgrad	%
P <sub>ab</sub>	abgegebene Leistung	W
P <sub>zu</sub>	zugeführte Leistung	W
Q <sub>H</sub>	Energiebedarf	kW
Q <sub>ab</sub>	abgeführte Energie	kW
Q <sub>zu</sub>	zugeführte Energie	kW
Q <sub>s</sub>	solarer Wärmegewinn	kWh/a
$\dot{Q}_H$	Wärmestrom	kWh
$\dot{Q}_{\text{Nutz}}$	Nutzwärme	kW
q <sub>P</sub>	Primärenergiebedarf	kWh/m <sup>2</sup> a
q <sub>E,W</sub>	Endenergiebedarf Warmwasser	kWh/m <sup>2</sup> a
q <sub>E,W</sub>	Endenergiebedarf Warmwasser	kWh/m <sup>2</sup> a

$q_{E,H}$	Endenergiebedarf Heizung	kWh/m <sup>2</sup> a
T	Betrachtungszeitraum	a
t	Temperatur	°C
$T_{Abd}$	Transmissionskoeffizient	-
U	Wärmedurchgangskoeffizient	W/m <sup>2</sup> K
V	Volumen	m <sup>3</sup>
$\zeta$	Widerstandsbeiwert	-

## 21 Abkürzungsverzeichnis:

CAD	computer – aided design
COP	coefficient of performance
EnEV	Energieeinsparverordnung
EEWärmeG	Erneuerbare – Energie - Wärmegesetz
PV	Photovoltaik
VDI	Verein deutscher Ingenieure
WP	Wärmepumpe
HU	Heizungsunterstützung
HR	Himmelsrichtung
DIN	Deutsches Institut für Normung, nationale Norm
ÖNORM	Austrian Standards Institute , nationale Norm
EN	Europäische Norm