



**CZECH TECHNICAL UNIVERSITY  
IN PRAGUE**

**INCREASING THE EFFICIENCY OF  
THE HEAT PUMP SYSTEMS BY A  
CONCRETE CORE ACTIVATION**

**2015**

**Johann Burger**



**CZECH TECHNICAL UNIVERSITY  
IN PRAGUE**

**INCREASING THE EFFICIENCY OF THE  
HEAT PUMP SYSTEMS BY A CONCRETE  
CORE ACTIVATION**

**DISSERTATION**

**for obtaining the academic title of „Doctor“ (Ph.D.)**

**by**

**Dipl.-Ing. Johann Burger, M.Sc.**

**Study programme: Civil Engineering**  
**Branch: Building and Structural Engineering**  
**Department: Mechanics**  
**Advisor: Prof. Ing. RNDr. Petr P. Procházka, DrSc., dr.h.c.**

**Prague, December 2015**





**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ**

**V PRAZE**

**Fakulta stavební**

**Doktorský studijní program: STAVEBNÍ INŽENÝRSTVÍ**

Studijní obor: Konstrukce dopravní stavby

Dipl.-Ing. Johann Burger M.Sc.

**ZVÝŠENÍ EFEKTIVITY TEPELNÝCH ČERPADEL**

**AKTIVACÍ BETONOVÉHO JÁDRA**

**DISERTAČNÍ PRÁCE**

**k získání akademického titulu Doctor (Ph.D.)**

**Školitel: Prof. Ing. RNDr. Petr P. Procházka, DrSc. dr.h.c**

**Praha, prosinec 2015**



**TECHNISCHE UNIVERSITÄT PRAG**

**ERHÖHUNG DER EFFIZIENZ VON  
WÄRMEPUMPENSYSTEMEN DURCH  
BETONKERNAKTIVIERUNG**

**DISSERTATION**

**zur Erlangung des akademischen Grades Doktor (Dr.-Ing.)**

**vorgelegt von**

**Dipl.-Ing. Johann Burger, M.Sc.**

**Betreuer: Prof. Ing. RNDr. Petr P. Procházka, DrSc., dr.h.c.**

**Prag, im Dezember 2015**

# Čestné prohlášení

prohlašuji, že jsem předloženou práci zpracoval samostatně na základě vlastního výzkumu, konzultací se školitelem a odborníky z FSv ČVUT v Praze a citované literatury.

V Praze dne 05.12.2015

# ACKNOWLEDGMENTS

*The author very particularly thanks to his honourable and revered advisor,  
Prof. Ing. RNDr. Petr Pavel Procházka, DrSc, dr.h.c.  
for his tireless and outstanding support, the appreciated advices and patience.*

*His gratitude also goes to the highly esteemed  
Prof. Ing. Alena Kohoutková, CSc., FEng., dean of the Faculty of Civil Engineering,  
Prof. Ing. Vladimír Křístek, DrSc., dr.h.c., FEng.,  
Prof. Dr.-Ing. Dr. Eng. Helmut Kurth, MBA  
for many useful discussions, as well as scientific and practical advices of great importance.*

*In addition, many thanks go also to all the staff of the department of Mechanics and the  
department of Concrete and Masonry Structures of the Faculty of Civil Engineering of the  
Czech Technical University in Prague.*

*The author would like to express many thanks to his son Dr.techn. Gregor Burger,  
Bacc.techn.M.Sc. for his IT support and proof-reading as well.*

*Last but not least, he is deeply grateful to his wife Roswitha and his family for their  
outstanding moral support and patience, which has enabled him to achieve his goal.*

## **1.1 Vorwort und Motivation**

Bereits im Jahre 1982 habe ich in meinem ersten Haus eine Grundwasserwärmepumpe installiert und Erfahrungen betreffend mögliche Verbesserungen gesammelt. Die messtechnische Erfassung dieser industriegebauten Kompaktanlagen aber auch Messungen von Wärmepumpen im Zuge meiner beruflichen Sachverständigentätigkeit haben immer wieder gezeigt, dass die seitens der Hersteller in den technischen Datenblättern definierten Leistungswerte in der Praxis kaum erreicht werden. Da die einschlägigen Normen bis zu +/- 10% Toleranz am Gesamt-COP mit weiterer Berücksichtigung der Messunsicherheiten zulassen, ist ein großer Spielraum gegeben. Die Auseinandersetzung mit dieser Zukunftstechnologie hat aber auch Möglichkeiten der Effizienzverbesserung aufgezeigt. Da die Effizienz wie bei keinem anderen Wärme erzeugungssystem maßgeblich von der erforderlichen Vorlauftemperatur abhängt, liegt der Schlüssel in der Optimierung der Wärmeverteilungssysteme hin zur Tieftemperaturtechnologie. Die elektrisch angetriebene Wärmepumpe zur dezentralen Versorgung von Gebäuden mit Heizungsenergie und Energie zur Warmwasserbereitung wird im Zuge der weltweiten Bestrebungen und Verpflichtungen energieautark und erneuerbar zu versorgen einen sehr hohen Stellenwert einnehmen und ist es mir ein Anliegen, Möglichkeiten zur Verbesserung von Wärmeverteilungssystemen und Effizienzerhöhung von Wärmepumpensystemen aufzuzeigen.

## 1.2 Kurzfassung – Abstract

Elektrisch angetriebene Wärmepumpen werden mit Nutzung der Stromerzeugung durch Photovoltaiksysteme als dezentrale energieautarke Wärmeerzeugungssysteme rein auf Basis erneuerbarer Energie in Zukunft einen sehr hohen Ausbaugrad und Stellenwert erfahren.

Eine Wärmepumpe wird umso effizienter je mehr es gelingt, den Temperaturhub zwischen Wärmequelle bzw. Verdampfungstemperatur und der notwendigen Vorlauftemperatur (Kondensationstemperatur) zu verringern.

Die Neuentwicklung in dieser Arbeit besteht darin, ein hinsichtlich Rohrabstand und Temperaturdifferenz optimiertes Betonkernaktivierungskonzept (Passivsystem) mit einer äußerst reaktionsschnellen oberflächennahen Flächenheizung (Aktivsystem Rohrabstand 50 mm) direkt unter dem Fußbodenbelag zu kombinieren. Dabei ist es für die Effizienz der Wärmepumpe essentiell und möglich, für beide Systeme bei gleicher abgesenkter Vorlauftemperatur von ca. 25°C ausreichende Heiz- und Kühlleistungen zu erbringen. Für die Wärmepumpe bedeutet diese Temperaturabsenkung von 28°C auf 25°C nochmals eine Effizienzerhöhung von ca. 10%. In diesem Fall kann die Betonkernaktivierung, welche nur ca. 50% der Leistung zur Verfügung stellt, mit Speichereffekt ohne Nachteile betrieben werden, denn das reaktionsschnelle oberflächennahe Zusatzheizsystem kann über äußerst genaue mengenvariable Stetigregelung last- und bedarfsgerecht jeweils die tatsächlich erforderliche Zusatzleistung bei völliger gewünschter Raumtemperaturkonstanz und ohne Energieverschwendung erbringen.

Weiters wird in dieser Arbeit eine optimierte Wärmepumpe für Grundwasser und Solebetrieb entwickelt, gebaut und die Effizienzsteigerung messtechnisch belegt. Durch einen speziellen Verdichter sowie Konstruktion und Entwicklung von Verdampfer und Kondensator gelingt es, niedrigstmögliche Temperaturgrädigkeit zwischen Verdampfungs- und Quellenaustrittstemperatur sowie eine Annäherung der Kondensations- zur Vorlauftemperatur zu erreichen.

Mit Nutzung der praktisch möglichen Unterkühlungsenthalpie und Verwendung eines optimierten elektronischen adaptiven Einspritzventiles gelingt eine Gesamtsteigerung des COP gemäß Norm EN 14511 bei W 10/W 35 (10°C Grundwassertemperatur, 35°C Vorlauftemperatur) von Industriestandard 5,6 bis 6,0 auf ca. 7,5 also um ca. 25%. In Kombination mit dem dargestellten entwickelten Tieftemperatur

Kombiflächenheizverteilsystem kann dieses Wärmepumpenkonzept bei einem Betrieb  $W_{10}/W_{25}$  also bei 25°C Vorlauftemperatur einen COP ohne Hilfsaggregat von fast 10 erreichen.

Ein kWh über die PV-Anlage emissions- und kostenfrei erzeugte elektrische Energie erzeugt 10,00 kWh thermische Heizenergie. Die Differenz kommt von der Umwelt aus dem Grundwasser oder aus der über die Sonne und den Regen regenerierbaren oberflächennahen Erdwärme.

## **Abstract**

Electrically driven heat pumps in combination with photovoltaic systems, as decentralized self-sustaining heat generation systems purely based on renewable energy, will experience a high priority and expansion degree in the near future. A heat pump is the more efficient the more is possible to reduce the temperature change between the heat source and evaporating temperature and the required flow temperature (condensation temperature).

The innovation of this work consists in combining a tube spacing involving a temperature difference optimized concrete core concept (passive system) with an extremely responsive near-surface radiant heating system (active system pipe distance 50 mm), below the floor covering. It is essential and possible for the efficiency of the heat pump to provide adequate heating and cooling power for both above said systems at the same lowered flow temperature of about 25°C. This temperature reduction from 28°C to 25°C represents an additional gain of about 10% for the heat pump. In this case, the concrete core activation, which provides only about 50% of the power, is feasible to operate with a storage effect without any disadvantages. The responsive near-surface auxiliary heating system can provide the actual required additional power in accordance with the constant room temperature and without wasting energy, using highly accurate quantitative variable steady control of load. Furthermore, an optimized heat ground water pump and brine circulation is developed, furthermore built, and the increase of efficiency is proven by means of rigorous measurements. Using a special compressor construction, evaporator and condenser enables one to achieve the lowest temperature difference between evaporation and source outlet temperature and the approximation of condensation to flow temperature. By virtue of the practically feasible undercooling enthalpy and using an optimized electronic adaptive injection valve make it possible to increase the COP to 25% from industry-standard 5.6-6.0 to about 7.5 (in accordance with the standard EN 14511 at W 10/W 35; 10°C ground water, 35°C flow temperature). The developed low temperature in combination with the surface heat distribution system causes that the heat pump concept in operation at W 10/W 25 (flow temperature at 25°C) can reach a COP of nearly 10, without an auxiliary power unit. One kilowatt electric power results in 10 kilowatts of thermal heating energy, which is generated via the PV system without emissions and additional costs. Such a difference comes from the effect of environment of groundwater or from the power of the sun or the rain regenerative near-surface geothermal energy.



### 1.3 Inhaltsverzeichnis

1	Vorspann.....	- 1 -
1.1	Vorwort und Motivation .....	7
1.2	Kurzfassung – Abstract.....	8
1.3	Inhaltsverzeichnis .....	11
1.4	Liste der Abkürzungen und Symbole .....	13
2	EINLEITUNG/AUFGABENSTELLUNG.....	15
2.1	Zum derzeitigen Stand der Technik bzw. zu den gemessenen Jahresarbeitszahlen von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen mit der Wärmequelle Grundwasser.....	15
2.2	Forschungsmethodik.....	19
3	ENERGIEAUTARKIE 2050.....	20
3.1	Operative Raumtemperatur und Nutzerzufriedenheit.....	24
3.2	Ermittlung der realen Heizlast durch dynamische Simulation .....	29
4	BETONKERNAKTIVIERUNG.....	35
4.1	Funktionsweise der Betonkernaktivierung .....	35
4.1.1	Zur möglichen Speicherfähigkeit .....	39
4.1.2	Einfluss der Konstruktion und Betriebsweise auf die Leistung der Betonkernaktivierung .....	41
4.1.3	Einfluss der Eintrittstemperatur .....	42
4.1.4	Einfluss des Massenstroms .....	43
4.1.5	Einfluss der Temperaturdifferenz auf den konvektiven Wärmeübergang.....	44
4.1.6	Einfluss des Verlegeabstandes.....	45
4.2	Betondecken nur mit Oberbodenbelag .....	46
4.3	Betondecken mit Trittschalldämmung, schwimmendem Estrich und Oberbodenbelag.....	47
4.4	Reaktionsschnelle oberflächennahe Flächenheizungen.....	48
4.5	Detailberechnung für Fußbodenheizung und thermische Bauteilaktivierung .....	53
4.6	Optimiert entwickeltes Heiz- und Kühlsystem.....	60
5	MAßNAHMEN ZUR EFFIZIENZERHÖHUNG VON WÄRMEPUMPEN.....	63
5.1	Effizienzerhöhung der Wärmepumpe durch Tieftemperaturverteilung.....	63
5.2	Einfluss des Kältemittels auf die Effizienz der Wärmepumpe .....	67
5.3	Einfluss des Verdichters auf die Effizienz der Wärmepumpe.....	69
5.4	Einfluss der Temperaturspreizung auf die Effizienz der Wärmepumpe.....	77
5.5	Einfluss des elektronischen Expansionsventils (EEV) auf die Effizienz einer Wärmepumpe.....	79
5.6	Prinzipielle einfache Verdichter-Wärmepumpe .....	82
5.7	Verdampferfüllung und Überhitzung .....	85
5.8	Optimierung der Wärmetauserauslegung bei Verdampfer und Kondensator .....	90
5.9	Wärmeübertragung bei der Verdampfung .....	93
5.10	Wärmeübertragung bei der Kondensation .....	94
5.11	Dimensionierung und Optimierung der Wärmetauscher Verdampfer und Kondensator mittels Softwareauslegung der Hersteller .....	96
5.11.1	Verdampfer .....	96
5.11.2	Optimierte Berechnung oder Auslegung Kondensator .....	99
5.12	Effizienzsteigerung durch Unterkühlung.....	100
5.13	Unterkühlung und Leistungssteigerung durch internen Wärmetauscher.....	105

---

5.14	Grundidee für eine energetische Verbesserung .....	110
6	PRÜFSTAND SONDERMASCHINE .....	111
6.1	Messtechnik .....	117
6.1.1	Temperatur- und Druckmessung .....	117
6.1.2	Volumenstrommessung .....	118
6.1.3	Messung der elektrischen Leistung .....	118
6.1.4	Messdatenerfassung .....	119
6.2	Optimiert betriebene Industrierärmepumpe .....	120
6.3	Versuchsanlage mit innerem Wärmeübertrager .....	123
6.4	Anlage mit externer Unterkühlung W10/W35 .....	125
6.5	Anlage mit externer Unterkühlung W10/W30 .....	129
6.6	Anlage mit externer Unterkühlung W10/W32 .....	131
6.7	Anlage mit externer Unterkühlung W10/W25 .....	138
6.8	Messung eines Betonkernaktivierungsystems .....	141
7	ZUSAMMENFASSUNG – FAZIT .....	144
8	LITERATURVERZEICHNIS .....	147
9	ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....	151
10	ANHANG .....	156
10.1	Abmessungen und technische Daten des Prüfstandes .....	156
10.1.1	Tabelle A1 Technische Daten des Scrollverdichters .....	156
10.1.2	Tabelle A2 Technische Daten des Verdampfers.....	156
10.1.3	Tabelle A3 Technische Daten des Kondensators .....	156
10.1.4	Tabelle A4 Technische Daten des Externen Unterkühlers EWT .....	157
10.1.5	Tabelle A5 Technische Daten des Internen Wärmeübertragers IWT .....	157

## 1.4 Liste der Abkürzungen und Symbole

Zeichen	Bedeutung	Einheit
<b>Abkürzungen</b>		
<i>BKA</i>	Betonkernaktivierung	
<i>BTA</i>	Bauteilaktivierung	
<i>CAD</i>	computer-aided design	
<i>COP</i>	coefficient of performance	
<i>DIN</i>	Deutsches Institut für Normung	
<i>DM</i>	Durchflussmessgerät	
<i>EEV</i>	Elektronisches Expansionsventil	
<i>EN</i>	Europäische Norm	
<i>EV</i>	Expansionsventil	
<i>EWT</i>	Externer Wärmeübertrager	
<i>GeWÜ</i>	Gegenstromwärmeübertrager	
<i>IWT</i>	Innerer Wärmeübertrager	
<i>JAZ</i>	Jahresarbeitszahl	
<i>K*</i>	Isentropenexponent	
<i>MSS Theorie</i>	Minimal Stabile Überhitzung – Minimal Stable Superheat	
<i>ÖNORM</i>	Austrian Standards Institute, nationale Norm	
<i>P-Regler</i>	Proportional-Regler	
<i>PI-Regler</i>	Proportional-Integral-Regler	
<i>PID-Regler</i>	Proportional-Integral-Differential-Regler	
<i>P-Regler</i>	Proportional-Regler	
<i>PV</i>	Photovoltaik	
<i>R*</i>	Verdampfungsenthalpie	kJ/kg
<i>V</i>	Absperrventil	
<i>WP</i>	Wärmepumpe	
<b>Abkürzungen Messwertdiagramm</b>		
<i>T<sub>VL</sub></i>	Vorlauftemperatur Kondensator	°C
<i>T<sub>RL</sub></i>	Rücklauftemperatur Kondensator	°C
<i>V<sub>C</sub></i>	Volumenstrom Kondensator	l/h
<i>Q<sub>C</sub></i>	Kondensatorleistung	KW
<i>Q<sub>V</sub></i>	Verdichterleistung	KW
<i>T<sub>HG</sub></i>	Heißgastemperatur	°C
<i>T<sub>C</sub></i>	Kondensationstemperatur	°C
<i>T<sub>UK</sub></i>	Unterkühlungstemperatur	°C
<i>T<sub>SG</sub></i>	Sauggastemperatur	°C
<i>T<sub>RL EQ</sub></i>	Rücklauftemperatur Energiequelle	°C
<i>T<sub>O</sub></i>	Verdampfungstemperatur	°C
<b>Griechische Buchstaben</b>		
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> · K)
$\beta$	Ventilkegelwinkel	°
$\beta$	Volumenausdehnungskoeffizient	1/K
$\delta$	Dicke	m

---

$\Delta$	<i>Differenz</i>	
$\varepsilon$	<i>Leistungszahl</i>	
$\eta$	<i>dynamische Viskosität</i>	$Pa \cdot s$
$\eta$	<i>Wirkungsgrad</i>	
$\kappa$	<i>Isentropenexponent</i>	
$\lambda$	<i>Wärmeleitfähigkeit</i>	$W/(m \cdot K)$
$\rho$	<i>Dichte</i>	$kg/m^3$
$\tau$	<i>Zeit</i>	$s$
$\zeta$	<i>Widerstandsbeiwert</i>	

## **2 Einleitung/Aufgabenstellung**

Da Wärmepumpen umso effizienter betrieben werden können, je niedriger die nötige Vorlauftemperatur ist, haben sich zunehmend am Markt dafür geeignete Verteilsysteme wie Fußbodenheizungen und Wandheizungen mit Vorlauftemperaturen im Bereich von 30°C bis 35°C etabliert. Im Bereich der Betonaktivierung liegen die niedrigst möglichen Vorlauftemperaturen zur Beheizung im Bereich von 28°C bis 30°C, jedoch nur unter der Bedingung, dass die thermisch aktivierte Betondecke nach unten und nach oben Wärme abgeben kann. Dies ist im Bereich der Industrie oder in Bürogebäuden meist möglich. In Wohngebäuden besteht jedoch das Erfordernis einer Trittschalldämmung, welche den Wärmestrom nach oben stark einschränkt und sogar behindert. Ziel ist es, mit dem vorteilhaften Wärmeverteilsystem der Betonkernaktivierung ein zusätzliches Wärmeverteilsystem, ebenfalls mit niedrigst möglichen Vorlauftemperaturen zu kombinieren, welches in der Lage ist, Heizenergie auf niedrigstem Temperaturniveau regelungstechnisch aktiv zu verteilen. Weiters ist es Ziel dieser Arbeit, die technisch möglichen Effizienzsteigerungen bei Wärmepumpensystemen zu untersuchen, an einem gebauten Versuchsobjekt messtechnisch zu erfassen und zu bewerten.

### **2.1 Zum derzeitigen Stand der Technik bzw. zu den gemessenen Jahresarbeitszahlen von elektrisch angetriebenen Wärmepumpen mit der Wärmequelle Grundwasser**

Als Wärmeentzugsmedium für Wärmepumpen stehen ideal Grundwasser, oberflächennahe Erdwärme oder Tiefenbohrungen bzw. Umweltwärme und Luft zur Verfügung. Das Wärmeentzugsmedium Grundwasser steht in 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 und ist somit das ideale Wärmeentzugsmedium, da die Effizienz einer Wärmepumpe umso höher ist, je höher die Verdampfungstemperatur ist und damit die Wärmesenktemperatur verläuft.

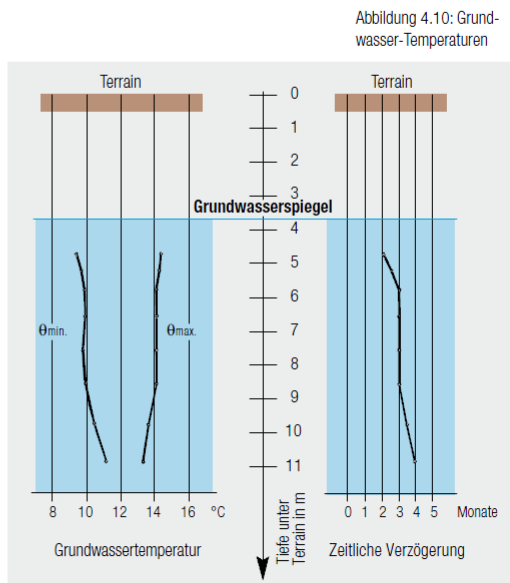


Abbildung 1: Grundwassertemperaturentwicklung über den Grundwasserspiegel

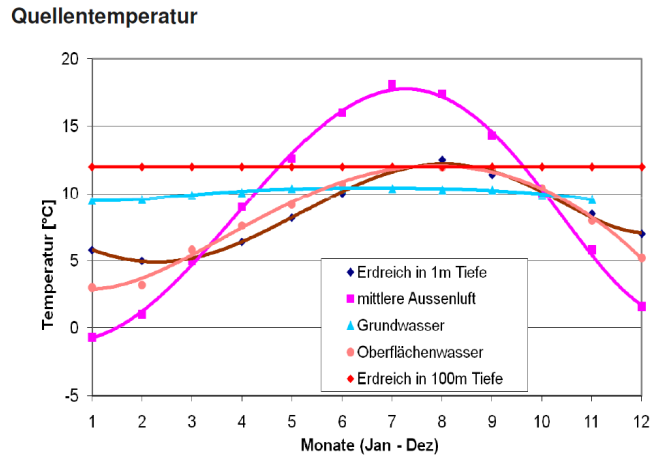


Abbildung 2: Jahresverlauf der Quellentemperaturentwicklung<sup>2</sup>

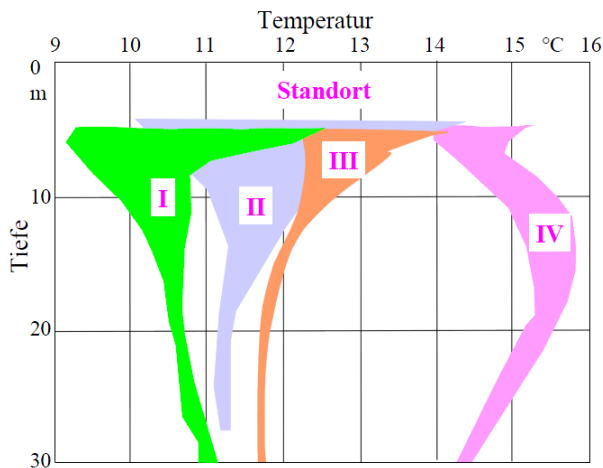


Abbildung 3: Bereiche von Grundwassertemperaturen für ausgewählte Standorte im Raum Berlin<sup>3</sup>

Bereiche von Grundwassertemperaturen im Zeitraum Januar bis Oktober 1991 für ausgewählte Standorte im Raum Berlin:

- I Randgebiet
- II geringe Siedlungsdichte
- III hohe Siedlungsdichte
- IV Industriegebiet

Auch die Nutzung von Erdreich als Energiequelle ist nach dem Grundwassersystem als ideal anzusehen. Oberflächennah in geringer Tiefe variieren die Erdtemperaturen je nach Jahreszeit von 2°C bis 20°C. Bei der Tiefenbohrung erhält man über die Jahreszeit gleichmäßige Temperaturen, jedoch ergibt sich der Nachteil, dass die Nutzung von Sonnenwärme, welche im oberflächennahen Bereich gegeben ist, nicht mehr möglich ist.

<sup>1</sup> (Kunz, et al., 2008)

<sup>2</sup> (Wärmepumpentestzentrum WPZ und Akustik)

<sup>3</sup> (Glück, Entwicklung von Produkten mit Kunststoff-Kapillarrohmatten zur umweltschonenden Raumheizung und -kühlung, Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohmatten, 2003)

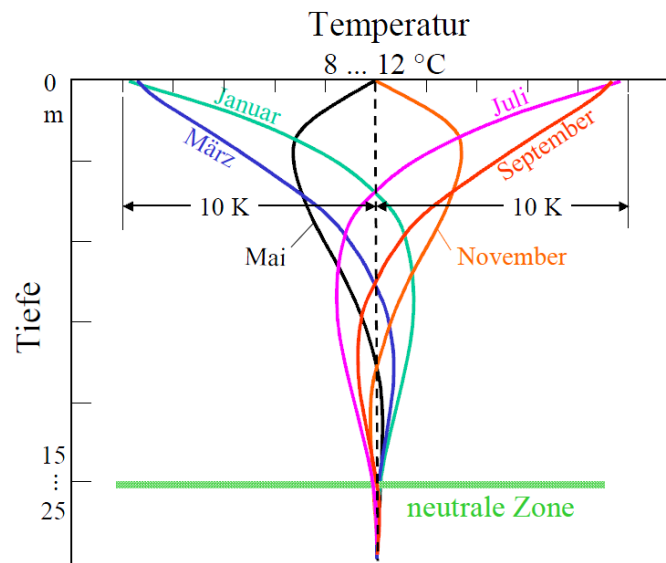


Abbildung 4: Idealisierter Temperaturverlauf im Erdreich

Selbst beim idealen System der Grundwasserentnahme zeigen die Messungen des Fraunhofer Instituts oder der Vorarlberger Landesregierung mittlere Jahresarbeitszahlen im Bereich 2,7 bis 4. Interessant ist auch, dass die mittleren Jahresarbeitszahlen von Sole-Wärmepumpen, welche die Erdwärme nutzen, in ähnlicher Größenordnung liegen. Der Grund dafür liegt in der Tatsache, dass die Leistungsaufnahme des Nebenaggregates der Grundwasserförderpumpe durch die hohen Druckverluste bei der Grundwasserentnahme durch Förder- und Schluckbrunnen sich mit einem hohen Anteil bis zu 28% der Leistungsaufnahme des Verdichters auswirken. Bei den geschlossenen Sole-Systemen durch Nutzung der Erdwärme sind nur die internen Druckverluste über die Rohrleitungen und den Kondensator der Wärmepumpe zu überwinden und ergeben sich Leistungsaufnahmen für die Solepumpe im Bereich von 5% bis 15% der Leistungsaufnahme des Verdichters.

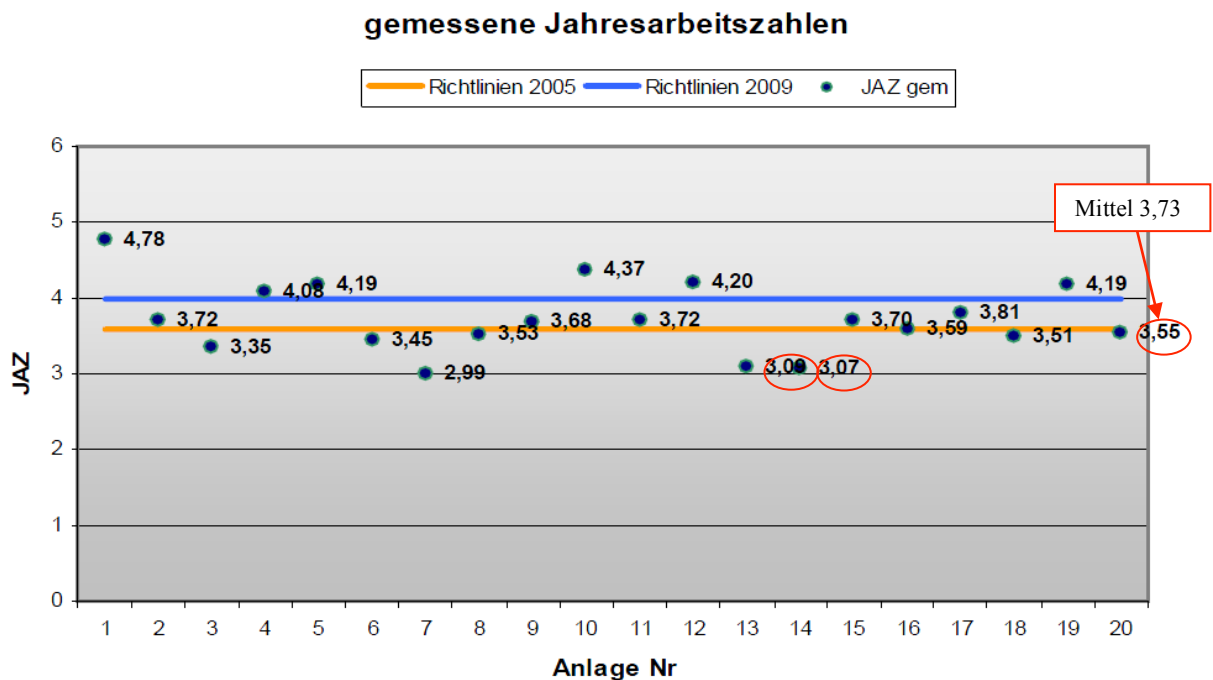


Abbildung 5: Messung Vorarlberger Landesregierung: Leistungsaufnahme Grundwasserpumpe ca. 28% der Verdichternennleistung<sup>4</sup>

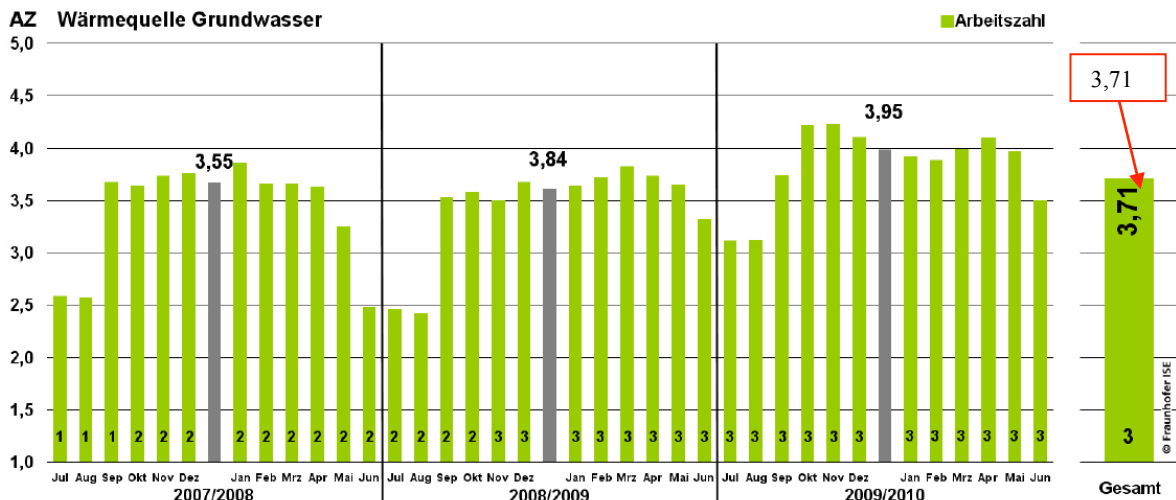


Abbildung 6: Messung Fraunhofer Institut: Leistungsaufnahme Solepumpe geschlossener Kreislauf ca. 15% - 4% der Verdichternennleistung<sup>5</sup>

Selbst große Grundwasser-Wärmepumpenanlagen neuerer Bauart zeigen nur mittlere Jahresarbeitszahlen von 2,7 bis 4,7. Der Grund dafür liegt meist in den Wärmeverteilsystemen, dass zu hohe Vorlauftemperaturen vorliegen und dadurch die möglichen Leistungsziffern entsprechend reduziert werden.

<sup>4</sup> (Vögel, 2009)

<sup>5</sup> (Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, M. Miara u.a., 2011)



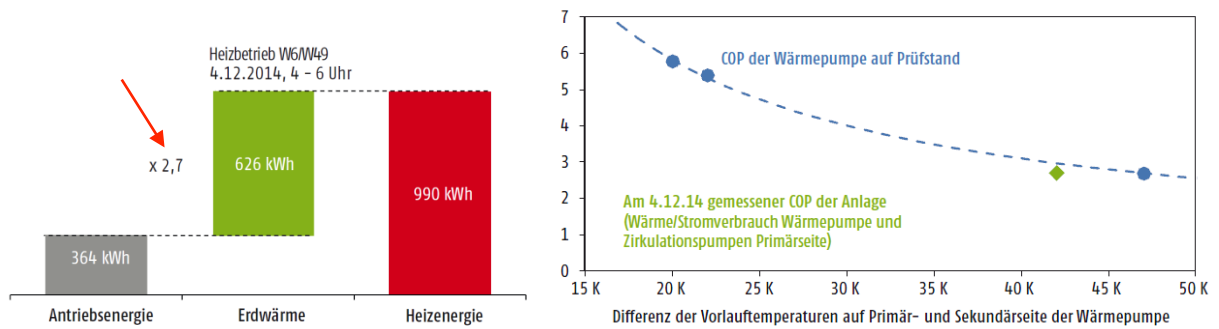


Abbildung 7: Größte Grundwasseranlage Norddeutschlands Braak 380 KW<sup>6</sup>

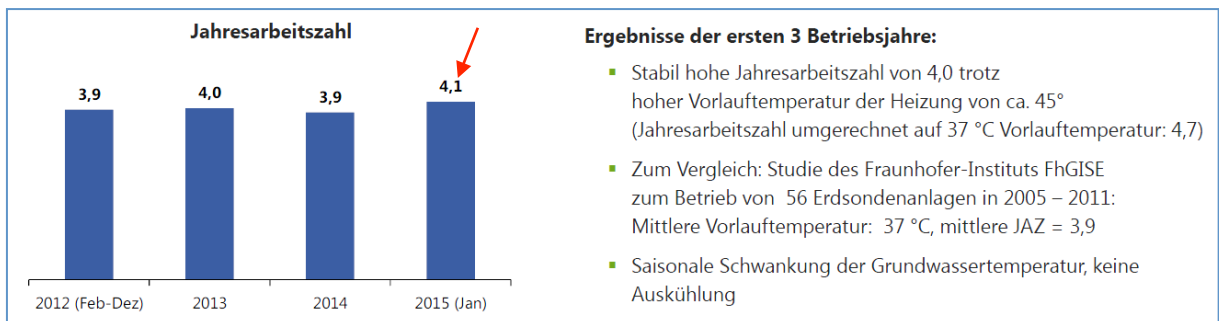


Abbildung 8: Jahresarbeitszahl der Schwedter Anlage deutlich über Marktstandard<sup>7</sup>

## 2.2 Forschungsmethodik

Im Bereich der Betonkernaktivierung wurden Messungen an Bestandsobjekten sowie Überlegungen und Berechnungen für die Möglichkeit der Kombination eines Zusatzheizsystems durchgeführt. Voraussetzung ist, dass dieses Zusatzsystem im Sinne der Effizienz einer Wärmepumpe auf gleichem Temperaturniveau wie das Betonkernaktivierungssystem betrieben werden kann und dass der Nachteil der passiven Regelbarkeit eines Betonkernaktivierungssystems durch ein rasch reagierendes aktives Zusatzsystem kompensiert wird. Das Gesamtwärmeverteilsystem soll von den Installationskosten her günstig sein und bei abgesenkten Vorlauftemperaturen ausreichende Heiz- und Kühlleistungen für die Nutzung in Wohngebäuden und Bürogebäuden erbringen. Weiters soll das Gesamtsystem regelungstechnisch einfach derart beherrschbar sein, dass die gewünschte Raumtemperaturkonstanz in engen Toleranzen möglich ist und energieverschwendende Übererwärmungen bzw. Unterkühlungen vermieden werden.

<sup>6</sup> (Meyer N. , Start der größten Grundwasser-Geothermieanlage Norddeutschlands in Braak, 2015)

<sup>7</sup> (Meyer N. , Gewerbliche Nutzung von Geothermie: Start von Norddeutschlands größter Grundwasser-Geothermieanlage in Braak)

Betreffend die Forschungsmethodik zur Effizienzerhöhung der Wärmepumpensysteme wurde derart vorgegangen, dass Optimierungsmöglichkeiten für sämtliche Komponenten einer Wärmepumpe evaluiert wurden. Vorerst wurde anhand der am Markt befindlichen Produkte eine umfassende Analyse der optimalen Produkte wie Verdichter, Wärmetauscher, elektronische Expansionsventile, Regelungskonzepte der Überhitzungsregelung, Unterkühlung etc. durchgeführt. Entscheidend für die Gesamteffizienz ist bereits die Verdichterauswahl. Diese ist speziell auf den Anwendungsfall Verdampfungstemperaturbereich und hauptsächlichlicher Kondensationstemperaturbereich vorzunehmen. Betreffend die Optimierung der Wärmeaustauscher bestehen wesentliche Unterschiede bei den Herstellern, vor allem bei der Plattenprägung. Diese werden als Mikroplate-Platten mit hoher Turbulenz und hohen Wärmeübergangswerten oder als normale Fishbone-Platten hergestellt. Die großen Hersteller stellen eigene Softwareprogramme bereit, mit welchen man das Optimum aus geringstmöglicher Temperaturgrädigkeit, Wärmeübertragungsfläche, Wärmeübertragungskoeffizient ( $\alpha$ -Wert), geringst möglichem Druckverlust und noch ausreichender Strömungsgeschwindigkeiten ermitteln kann.

Diese optimierten Komponenten wurden in einer Sondermaschine verbaut. Für Versuchszwecke wurde zusätzlich ein interner Wärmetauscher (IWT) und ein externer Wärmetauscher (EWT) zur Kondensatunterkühlung eingebaut. Dadurch, dass sämtliche Temperaturen und Drücke, Wärmemengen und die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters messtechnisch mit hoher Genauigkeit erfasst werden, ist es möglich, mit dieser Versuchsmaschine die optimalen Einstellungen zu simulieren.

### **3 Energieautarkie 2050**

In Österreich wurde im Auftrag des Bundesministeriums eine Studie „Energieautarkie für Österreich 2050“ erstellt. Diese zeigt, unter welchen Rahmenbedingungen im Zeithorizont 2050 eine 100%-ige Versorgung Österreichs mit eigenen, erneuerbaren Energieträgern möglich wäre. Durch wesentliche Erhöhung der Energieeffizienz bei den Anlagen und durch Verminderung der Wärmeverluste bei den Gebäuden durch Wärmedämmmaßnahmen, werden die Gebäude 2050 mit 211 PJ den höchsten Anteil haben. Die Studie zeigt weiter, dass die Nutzung der oberflächennahen Umweltwärme durch Wärmepumpen, der Ausbau

der Photovoltaik zur Stromerzeugung und die Solarthermie einen sehr hohen Ausbaugrad ermöglichen. Durch Nutzung der Photovoltaikenergie kann der Strombedarf für die elektrisch angetriebene Wärmepumpe durch die Sonnenenergie zur Verfügung gestellt werden. Durch die Nutzung der Photovoltaikenergie aus der Sonne für die elektrische Energieaufnahme und durch die Nutzung der oberflächennahen Umweltwärme ergeben sich somit für die elektrisch angetriebene Wärmepumpe ideale autarke Energieversorgungssysteme für die Heizung und Warmwasserbereitung der Gebäude.

# Energy autarky 2050

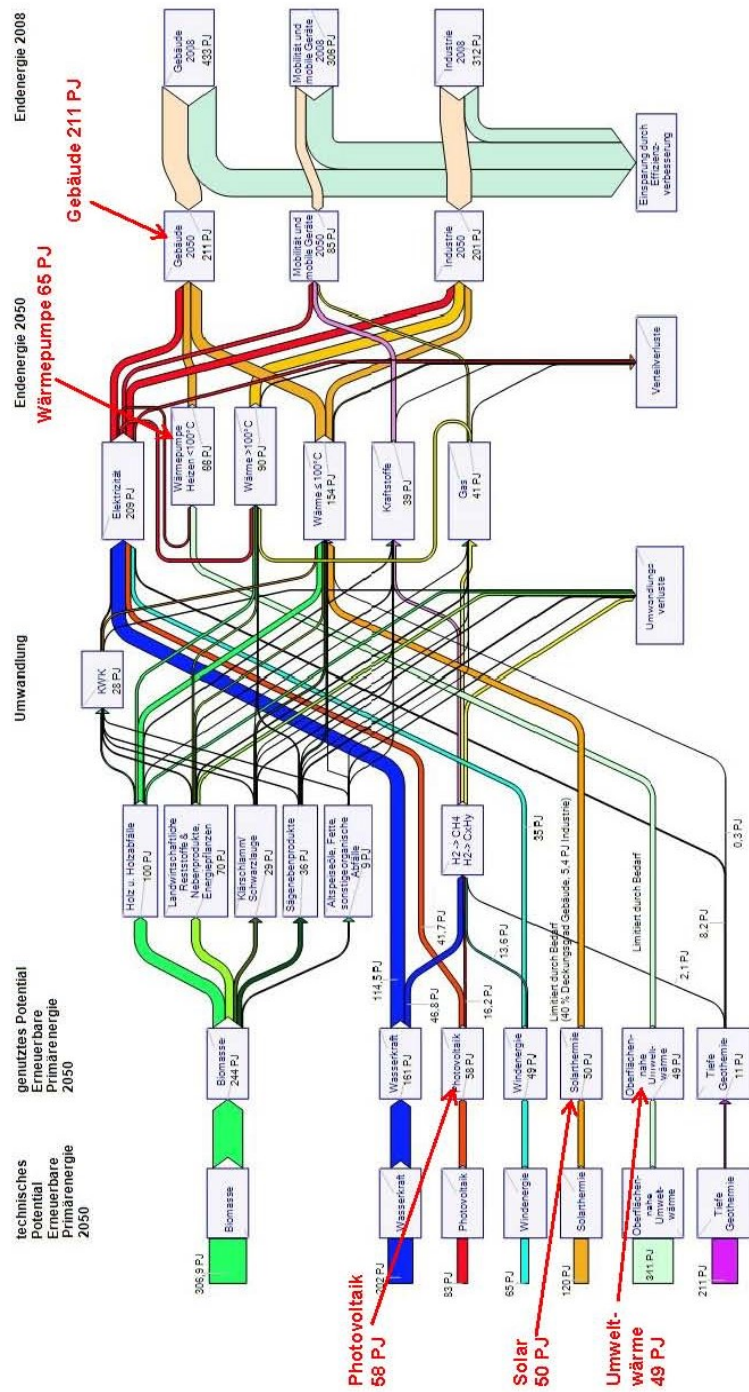


Abbildung 9: Energieflussbild Österreich 2050 mit Energieautarkie für konstante Energiedienstleistung bis 2050

hoher Ausbaugrad bei Niederemperaturwärme, Solarthermie, Wärmepumpe, Photovoltaik

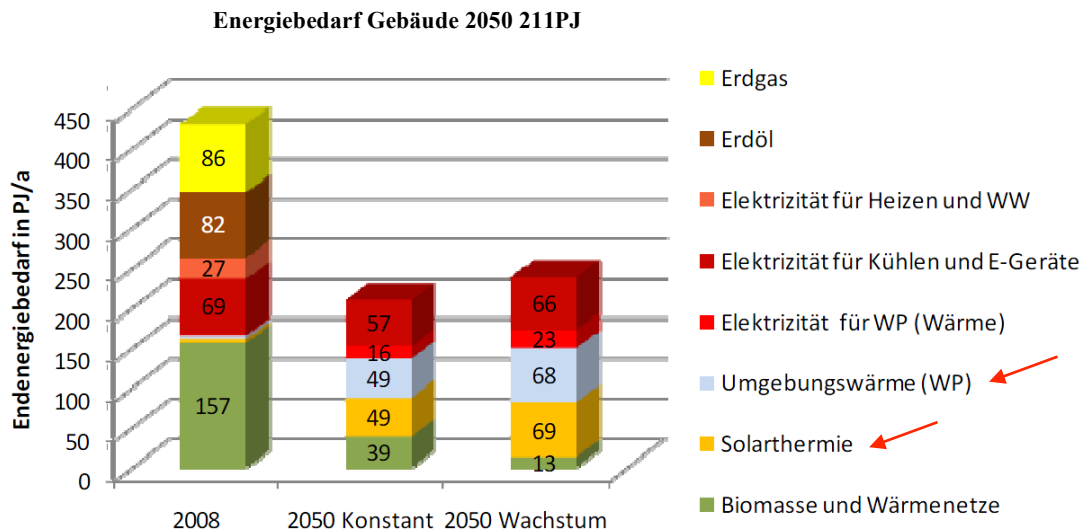


Abbildung 10: Endenergiebedarf der Gebäude 2008 und für die beiden Szenarien für 2050 (WW:Warmwasser, WP:Wärmepumpe)<sup>8</sup>

Betreffend die CO<sub>2</sub>-Emissionen bei der Wärmeerzeugung liegt der Erdgas-Brennwertkessel um ca. 30% günstiger als die Wärmeerzeugung mittels Heizöl. Die verursachten CO<sub>2</sub>-Emissionen durch den Betrieb von elektrischen Wärmepumpen liegen derzeit bei ca. 50% der Emissionen in Relation zur Wärmeerzeugung durch Erdgas-Brennwertgeräte. Der Grund liegt darin, dass derzeit die Stromerzeugung zu einem hohen Anteil mit CO<sub>2</sub> verursachenden Energieträgern in den Kraftwerken wie Kohle, Gas und Öl erbracht wird. Durch den bis 2050 notwendigen steigenden Anteil an erneuerbaren Energieträgern im Stromnetz durch massiven Ausbau der Stromerzeugung durch Photovoltaik, Windenergie, Wasserkraftwerke und Biomasseanlagen werden auch die CO<sub>2</sub>-Emissionen der Wärmeerzeugung durch Wärmepumpen gegen 0 gehen.

<sup>8</sup> (Streicher, et al., 2010)

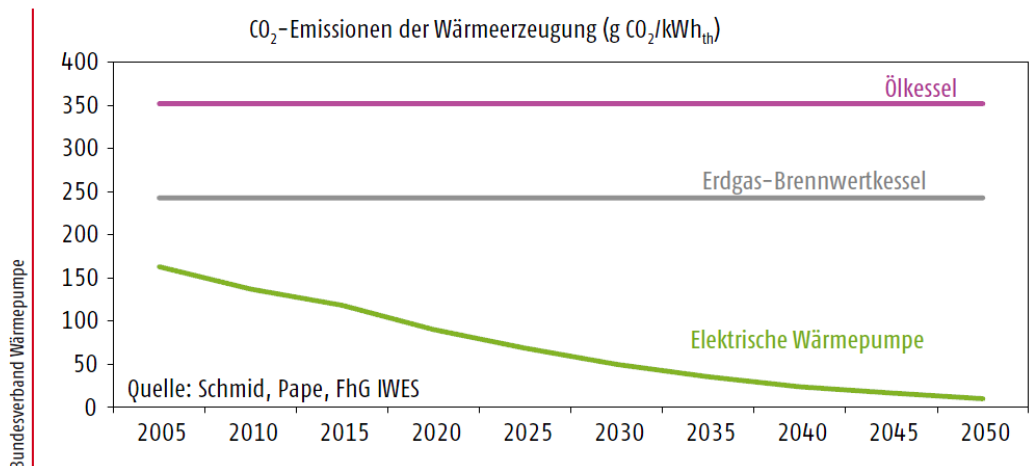


Abbildung 11: Prognose des Fraunhofer Instituts IWES zur Entwicklung der Kohlendioxid-Emissionen pro Wärmeeinheit. Durch den steigenden Anteil von Erneuerbarer Energie im Stromnetz wird Wärmeerzeugung durch aus Wärmepumpen immer klimaschonender.<sup>9</sup>

### 3.1 Operative Raumtemperatur und Nutzerzufriedenheit

Eine wärmephysiologische Behaglichkeit erreicht man bei Personen dann, wenn es gelingt, vom Organismus durch die Verbrennungsvorgänge erzeugte Wärme an die Umgebung abzuführen. Es muss primär die globale Energiebilanz erfüllt sein. Die partikulären Behaglichkeitsbedingungen wie geringes Risiko durch Zugluft und geringe Strahlungsasymmetrie sind einzuhalten. Die Aufgabe besteht darin, behagliche optimale Entwärmungsbedingungen für den Menschen herzustellen. Die Wärmestromdichte bzw. Wärmeabgabe des Menschen wird in  $\dot{q}_{ges}$  angegeben. Der Bruttoenergieumsatz eines Menschen  $\dot{q}_B$  wird auf die Körperoberfläche bezogen. Gemäß ÖNORM EN ISO 7730 gilt für den „Normmenschen“ eine Masse von  $m_M = 70 \text{ kg}$ , eine Größe von  $h_M = 1,73 \text{ m}$  und somit eine Oberfläche von  $A_M = 1,8 \text{ m}^2$ . Es wurde die Metabolic Rate definiert. Dies ist der Grundumsatz in Abhängigkeit der Tätigkeit.

<sup>9</sup> (Meyer N. , Start der größten Grundwasser-Geothermieanlage Norddeutschlands in Braak, 2015)

Aktivität	Bruttoenergieumsatz	
	W/m <sup>2</sup>	met
Sitzen, ruhig	58	1
Tätigkeit im Sitzen (Büro, Schule, Laboratorium)	70	1,2
leichte Tätigkeit im Stehen (Shopping, Laboratorium, Leichtindustrie)	93	1,6
mittlere Tätigkeit im Stehen (Verkäufer, Hausarbeit, Maschinenarbeit)	116	2

Tabelle 1: Aktivitäten und Energieumsatz in W/m<sup>2</sup> bzw. in met

Bei Erreichen eines Behaglichkeitszustandes teilt sich die Wärmeabgabe des Menschen wie folgt auf:

- 63% Wärmeabgabe trocken durch Strahlung und Konvektion
- 15% insensible Transpiration (Feuchtediffusion mit Hauttrocknung)
- 11% Atmung
- 11% Schweißverdunstung

Die Verteilung im Behaglichkeitsfall ist eine Funktion des Gesamtenergieumsatzes, beispielhaft bezogen auf  $\dot{q}_{ges} = 75 \text{ W/m}^2$ .

Im Behaglichkeitsfall beträgt die trockene Wärmeabgabe:

$$\dot{q}_{tr,b} = \dot{q}_K + \dot{q}_S \approx 1.52 \dot{q}_B^{0,8} \quad \text{Gleichung 1}$$

Der Konvektionsfluss vom Menschen an die Luft und vom Menschen an die Oberfläche des Raumes beträgt:

$$\dot{q}_K = \alpha_M (t_M - t_L) f_{KL} \quad \text{Gleichung 2}$$

$$\dot{q}_S = \sigma \varepsilon_M \{ (t_M + 273)^4 - (t_S + 273)^4 \} f_{KL} f_S \quad \text{Gleichung 3}$$

$t_M$  in °C.....Oberflächentemperatur der Kleidung des Menschen

$t_L$  in °C .....Lufttemperatur in der Nähe des Menschen

$t_S$  in °C.....mittlere Strahlungstemperatur der Umgebung (Raumoberflächen)

$f_{KL}$ .....Oberflächenvergrößerung durch Kleidung

$f_S$ .....Reduktion der Strahlungsfläche (z.B. Arminnenseiten strahlen nicht an die Umgebung)  $f_S \approx 0,71$

$\alpha_M$  in W/(m<sup>2</sup>K) .....Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion (Mensch – Luft)

$\sigma$  in W/(m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>).....Strahlungskonstante ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$ )

$\varepsilon_M$ .....Emissionskoeffizient der Kleidung des Menschen ( $\varepsilon_M \approx 0,93$ )

Die Kleidung beeinflusst das Wärmempfinden in hohem Maße. Der Wärmestrom des Menschen muss zunächst durch die Kleidung transportiert und weiter an die Umgebung abgegeben werden.

$$\dot{q}_{tr} = \left(\frac{\lambda}{\delta}\right)_{KL} (t_H - t_M) = (0,155 R_{KL})^{-1} (t_H - t_M) \quad \text{Gleichung 4}$$

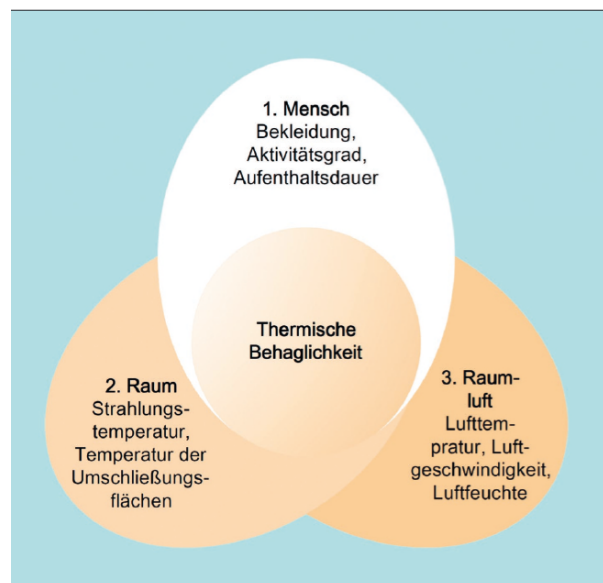
Die Hauttemperatur  $t_H$  minus die Oberflächentemperatur der Kleidung  $t_M$  gibt die treibende Temperaturdifferenz. In Abhängigkeit der Bekleidungsart ergeben sich folgende Wärmeleitwiderstände und Oberflächenvergrößerungen  $f_{KL}$  durch die Kleidung.

Bekleidungsart	$(\delta/\lambda)_{KL}$ m <sup>2</sup> K/W	$R_{KL}$ clo	$f_{KL}$
nackt	0	0	1
Shorts	0,0155	0,1	1
Arbeitskleidung (Europa)	0,093	0,6	1,1
Büroanzug (Europa)	0,155	1	1,15
Polarkleidung	0,543	3,5	1,4

Tabelle 2: Wärmeleitwiderstände und Oberflächenvergrößerung  $f_{KL}$  durch die Kleidung

Die Kleidung wird mit dem Wärmeleitwiderstand durch die Größe  $R_{KL}$  in clo (clothing) definiert. Ein Büroanzug wäre  $R_{KL} = 1$  clo, Arbeitskleidung = 0,6 clo, nackt = 0 clo. Die Behaglichkeitsgleichung nach „Fanger“ ergibt eine thermische Behaglichkeit. Einfluss nehmen die Größen Lufttemperatur, mittlere Oberflächentemperatur der Raumumfassungen, Luftgeschwindigkeit und der Bruttoenergieumsatz, sowie die Luftfeuchte und der Wärmeleitwiderstand der Kleidung.



Abbildung 12: Einflussgrößen der thermischen Behaglichkeit<sup>10</sup>

Die Empfindungstemperatur  $t_E$  = die operative Raumtemperatur. Sie ist als gewichtete Größe der mittleren Strahlungstemperatur aus Luft und Umgebung definiert.

$$t_E = a t_L + (1 - a)t_S \quad \text{Gleichung 5}$$

Der operative Wärmeübergang (Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_K$ , welcher eine Funktion der Luftgeschwindigkeit  $W_L$  und der Lufttemperatur  $t_L$  ist, wird bei großen Luftgeschwindigkeiten naturgemäß höher.

$$t_E = 0,5(t_L + t_S) \quad \text{Gleichung 6}$$

bei  $W_L < 0,2 \text{ m/s}$

Der PMV-Index (predicted mean vote) ist eine wichtige Größe. Er stellt den mittleren Wert der Aussagen einer großen Gruppe von Personen zu einer thermischen Punkteskala dar.

<sup>10</sup> (Bundesverband Flächenheizungen und Flächenkühlungen e.V., 2014)

PMV (predicted mean vote)								
kalt	kühl	leicht kühl	neutral			leicht warm	warm	heiß
-3	-2	-1	-0,5	0	+0,5	+1	+2	+3
PPD (predicted percentage of dissatisfied)								
>90%	75%	25%	10%	5%	10%	25%	75%	>90%

Tabelle 3: PMV- und PPD-Index nach ISO 7730 (Entwurf 1994)

Dies zeigt, dass bei völliger thermischer Neutralität immer noch 5% der Menschen unzufrieden sind. Diese sogenannte „Meckerquote“ kann nicht unterschritten werden. Im Entwurf von 1997 der ISO 7730 sind die operativen Raumtemperaturen im Behaglichkeitsfall in Abhängigkeit der Aktivität der Luftgeschwindigkeit und der Kleidung zusammengefasst.

Empfindungstemperatur (operative Raumtemperatur)  $t_E$  °C (PMV = 0, PPD = 5%)

Aktivität	Luftgeschwindigkeit $W_L$											
	0,1 m/s Kleidung			0,15 m/s Kleidung			0,2 m/s Kleidung			0,3 m/s Kleidung		
met (W/m <sup>2</sup> )	0,5	0,75	1,0	0,5	0,75	1,0	0,5	0,75	1,0	0,5	0,75	1,0
<b>1 (58)</b>	26,0	24,6	23,3	26,5	25,0	23,6	26,8	25,3	<b>24,0</b>	27,2	25,7	24,3
<b>1,2 (69,6)</b>	24,7	23,1	21,5	25,2	23,5	22,0	25,5	<b>23,9</b>	<b>22,3</b>	26,0	24,4	22,7

Tabelle 4: Operative Raumtemperatur im Behaglichkeitsfall nach ISO 7730 (Entwurf 1994)

Dies zeigt, dass im Winter eine hohe Zufriedenheitsrate je nach Aktivitätsgrad bei einer Empfindungstemperatur von 22,3 bis 24°C vorliegt:

**Winter:** Kleidung 1,0 clo (normaler Büroanzug); Aktivität 1,2 met  
⇒ behagliche Empfindungstemperatur **22,3°C**

*Unzufriedenheitsrate: bei 20°C ⇒ 11%; bei 18°C ⇒ 25%*

**Winter:** Kleidung 1,0 clo (normaler Büroanzug); Aktivität 1,0 met  
⇒ behagliche Empfindungstemperatur **24,0°C**

*Unzufriedenheitsrate: bei 22°C ⇒ 11%; bei 20°C ⇒ 32%*

Im Sommer liegt die Zufriedenheitsrate bei leichter Bekleidung ebenfalls bei 23,9°C:

**Sommer:** Kleidung 0,75 clo (leichter Büroanzug); Aktivität 1,2 met  
⇒ behagliche Empfindungstemperatur **23,9°C**

Unzufriedenheitsrate: bei 26°C (0,75 clo)  $\Rightarrow$  12%  
 (von DIN 1964-2 noch zugelassen)  
 bei 26 °C (1,0 clo)  $\Rightarrow$  21%

Die Nutzerzufriedenheit in Abhängigkeit der gleitenden Außentemperatur und der operativen Raumtemperatur wurden in einem Diagramm der Universität Aachen zusammengefasst.

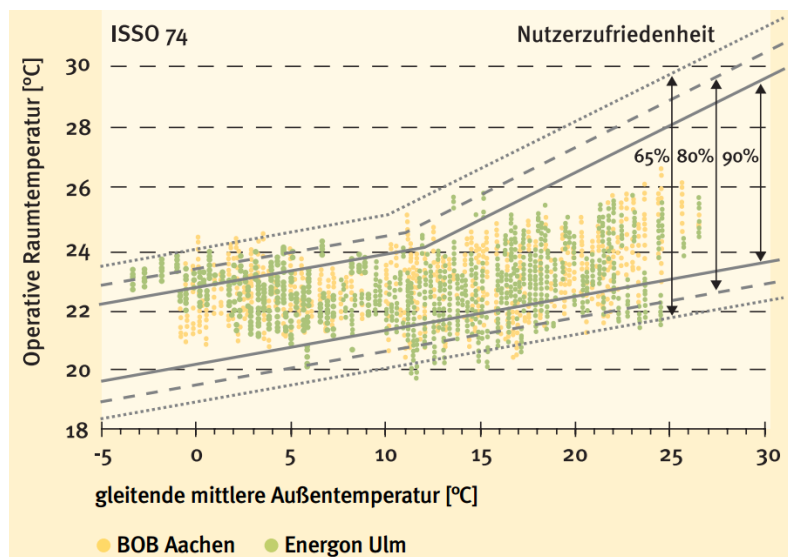


Abbildung 13: Der thermische Komfort im Vergleich für zwei Bürogebäude. Gemäß den Behaglichkeitskriterien sind 65% der Nutzer nahezu immer zufrieden mit dem Raumklima<sup>11</sup>

### 3.2 Ermittlung der realen Heizlast durch dynamische Simulation

Grundlage für die Dimensionierung von Heizungswärmeabgabesystemen in den Räumen ist die Kenntnis der tatsächlich notwendigen Raumheizlast, wobei die Raumheizlast jener Wärmestrom ist, der benötigt wird, um in einem Raum eine festgelegte operative Raumtemperatur unter Auslegungsbedingungen zu erhalten.

Auf Basis der Normgrundlagen haben sich dazu stationäre Berechnungsmethoden nach der ÖNORM EN 12831 bzw. der ÖNORM H 7500-1 entwickelt. Bei diesen Berechnungsmethoden wird eine Bilanzierung der Verluste eines Raumes rechnerisch

<sup>11</sup> (Pfafferot & Kalz, 2007)

ermittelt. Diese bestehen aus Transmissionsverlusten, Infiltrationsverlusten, Lüftungsverlusten und zusätzlichen Aufheizleistungen.

$$\dot{Q}_{HL,Raum} = \dot{Q}_{T,ie} + \dot{Q}_{T,iu} + \dot{Q}_{inf} + \dot{Q}_{hyg} (+ \dot{Q}_{RH})$$

Abbildung 14: Bilanzierung der Heizlastverluste eines Raumes<sup>12</sup>

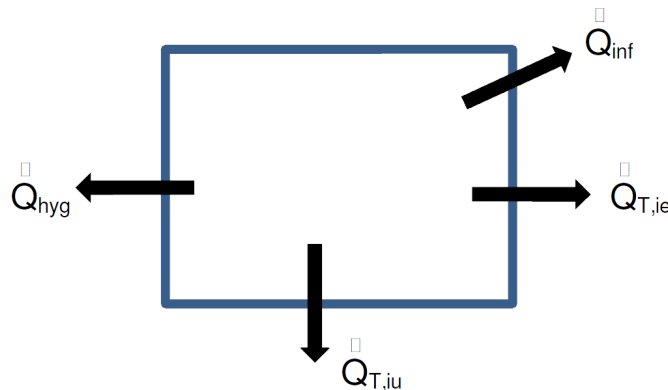


Abbildung 15: Raumheizlast = Transmissionsverluste + Infiltrationsverluste + Lüftungsverluste (Anlage) (+ zusätzliche Aufheizleistung)<sup>13</sup>

Als Berechnungsgrundlagen wird dabei von einem extrem kalten Tag der Normaußentemperatur ohne solare Gewinne durch Sonneneinstrahlung und einer Raumtemperatur von 20°C ausgegangen. Es werden auch keine inneren Wärmegewinne durch Personen, Elektrogeräte etc. berücksichtigt. Die Folge in der Praxis ist, dass derartige Wärmeabgabesysteme überdimensioniert sind, der Betrieb mit zu hohen Systemvorlauftemperaturen und dadurch umgelegt auf den Wärmepumpenbetrieb ineffizient betrieben wird und auch die Wärmebereitstellungssysteme überdimensioniert sind. Somit ist ein effizienter Betrieb der TGA-Anlagen nicht möglich.

Die Untersuchung von effektiven Raumlasten an ausgeführten Gebäuden, vor allem an Passivhausanlagen hat gezeigt, dass die bisher durchgeführten Heizlastberechnungsmethoden wesentlich zu hohe Werte ergeben und dass eine Simulationsmethode mit Berücksichtigung der inneren und äußeren Solargewinne zielführend ist. Als entscheidend hat sich herausgestellt, dass eine Auslegung mit mindestens zwei unterschiedlichen Auslegungsdatensätzen erfolgen muss, nämlich einer mäßig kalten und strahlungsarmen Auslegungsperiode und einer kalten und

<sup>12</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

<sup>13</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

strahlungsreichen Auslegungsperiode. Durch die zunehmende Dämmung der Gebäude hat sich der Wärmebedarf extrem verringert. Die stationäre Berechnung ÖNORM H 7500-1 geht von folgenden Daten aus:

#### H7500-1 (stationäre Berechnung)

$$T_e = -13^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{sol}} = 0 \text{ W/m}^2$$

$$T_i = 20^\circ\text{C}$$

Die dynamische Simulationsmethode geht dabei von zwei Auslegungsklimata aus, Auslegungsklima 1 ist ein extrem kalter Tag mit Sonneneinstrahlung, das Auslegungsklima 2 ein mäßig kalter Tag ohne direkte Sonneneinstrahlung.

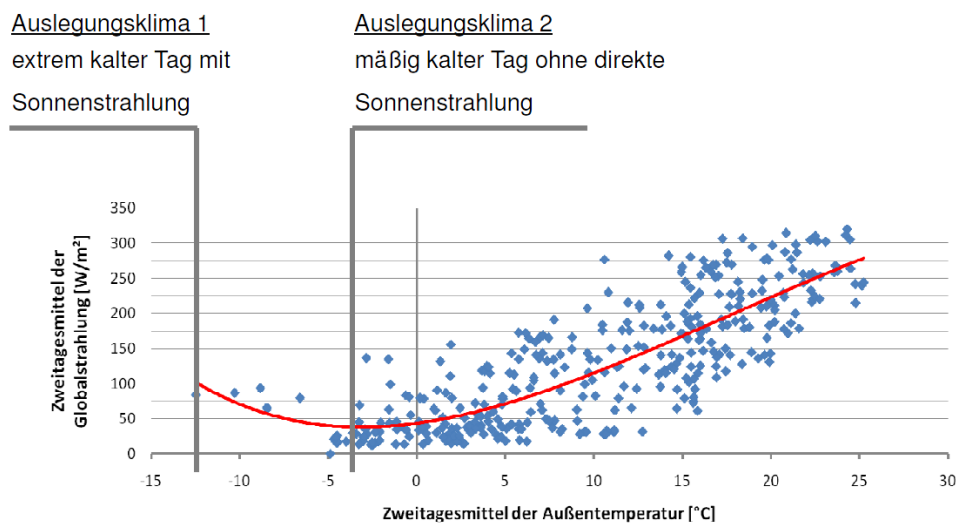


Abbildung 16: Auslegungsklimata dynamische Simulation<sup>14</sup>

<sup>14</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

Klima 1 (dynamische Simulation)extrem kalter Tag mit Sonnenstrahlung

$$T_e = -13^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{sol}} = 60 \text{ W/m}^2 \text{ solare Einstrahlung}$$

$$T_i = 22^\circ\text{C}$$

Klima 2 (dynamische Simulation)mäßig kalter Tag bewölkt

$$T_e = -4^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{sol}} = 6 \text{ W/m}^2 \text{ solare Einstrahlung}$$

$$T_i = 22^\circ\text{C}$$

Abbildung 17: Lichtbilder Klima 1 und Klima 2<sup>15</sup>

Bei den beiden dynamischen Simulationsmodellen Klima 1 und Klima 2 wird eine Berechnungsraumtemperatur von 22°C entgegen der Norm von 20°C zugrundegelegt, was den praktischen Anforderungen gerecht wird. Bei diesen Berechnungsmethoden werden einerseits die Verluste als Transmissionsverluste Infiltrationsverluste und Lüftungsverluste berechnet, andererseits die Gewinne solare Einstrahlung und innere Lasten mitberücksichtigt.

$$\dot{Q}_{\text{HL,Bph}} = \dot{Q}_{\text{T,ie}} + \dot{Q}_{\text{T,iu}} + \dot{Q}_{\text{inf}} + \dot{Q}_{\text{hyg}} - \dot{Q}_{\text{sol}} - \dot{Q}_{\text{iL}}$$

Abbildung 18: Bauphysikalische Heizlast<sup>16</sup><sup>15</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)<sup>16</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

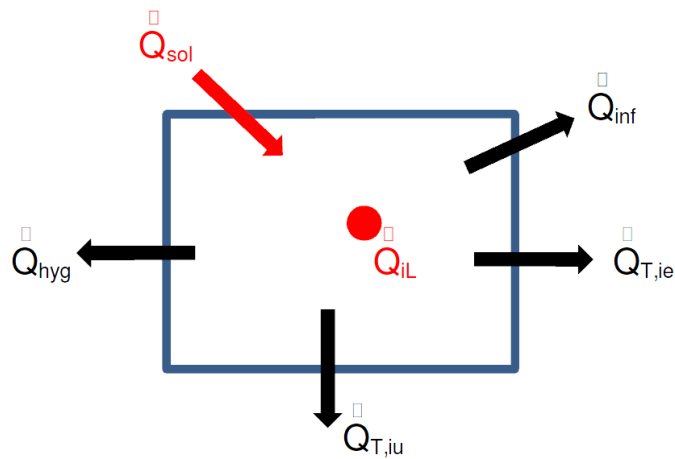


Abbildung 19: Heizlast = Transmissionsverluste + Infiltrationsverluste + Lüftungsverluste – Solare Einstrahlung – Innere Lasten

Die Messwerte anhand der Studien zeigen, dass infolge der Berücksichtigung der solaren Gewinne die Heizlasten beim Klima 1 und beim Klima 2 gemessen an einem Niedrigenergiehaus ziemlich ident sind.

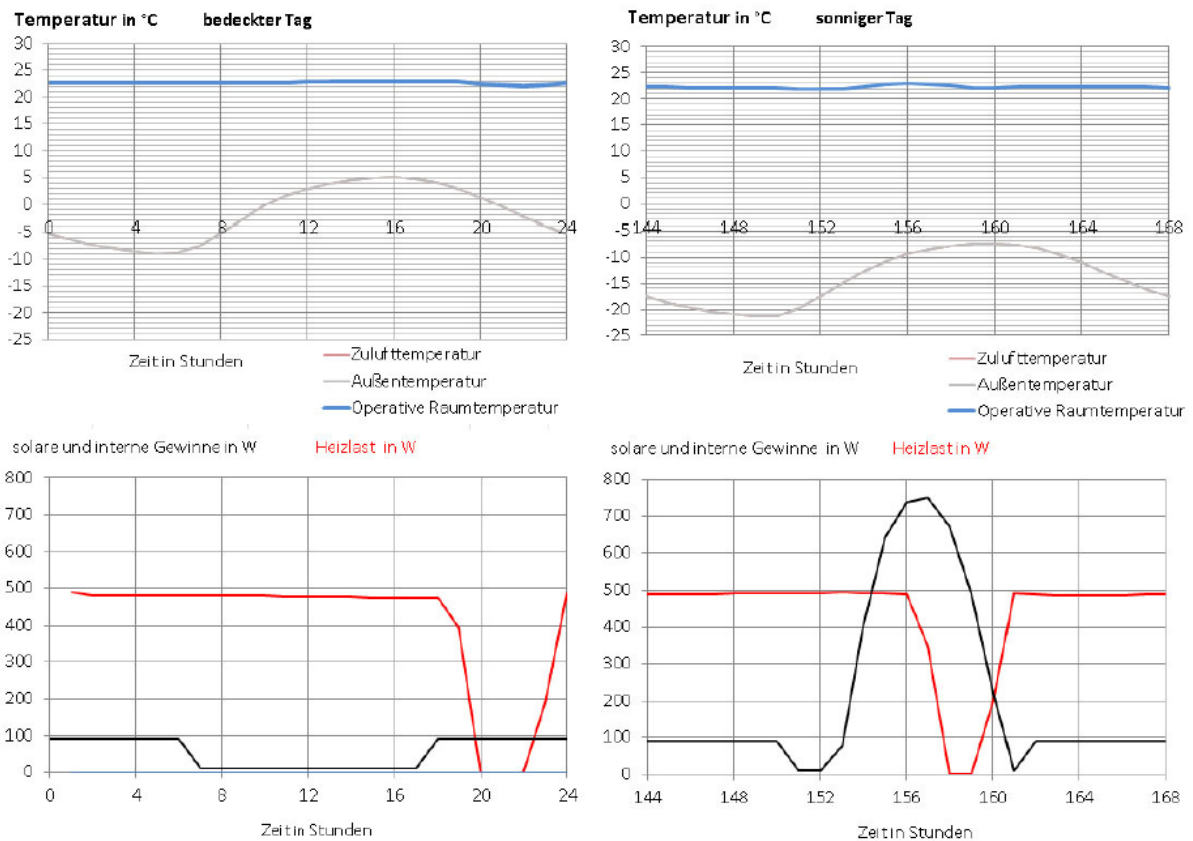


Abbildung 20: Dynamische Raumsimulation Heizlast Niedrigenergiehaus<sup>17</sup>

Die Durchrechnung eines Gebäudes mit Wärmedämmwerten entsprechend der Bauordnung würde eine spezifische Heizlast entsprechend der Norm H 7500-1 von 60 W/m<sup>2</sup> ergeben.

<sup>17</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

Die Berechnung mithilfe der dynamischen Simulation mit Berücksichtigung der solaren und inneren Gewinne ergibt eine Heizlast bei Klima 1 von ca. 24 W/m<sup>2</sup> und bei Klima 2 von ca. 25 W/m<sup>2</sup> als realen Wert. Dieser Vergleich zeigt, dass die tatsächlichen realen Heizlasten gegenüber den Berechnungsmethoden nach Norm mit bis zu einem Drittel wesentlich geringer sind und dies daher auf die Dimensionierung der Wärmeabgabesysteme einen wesentlichen Einfluss hat.

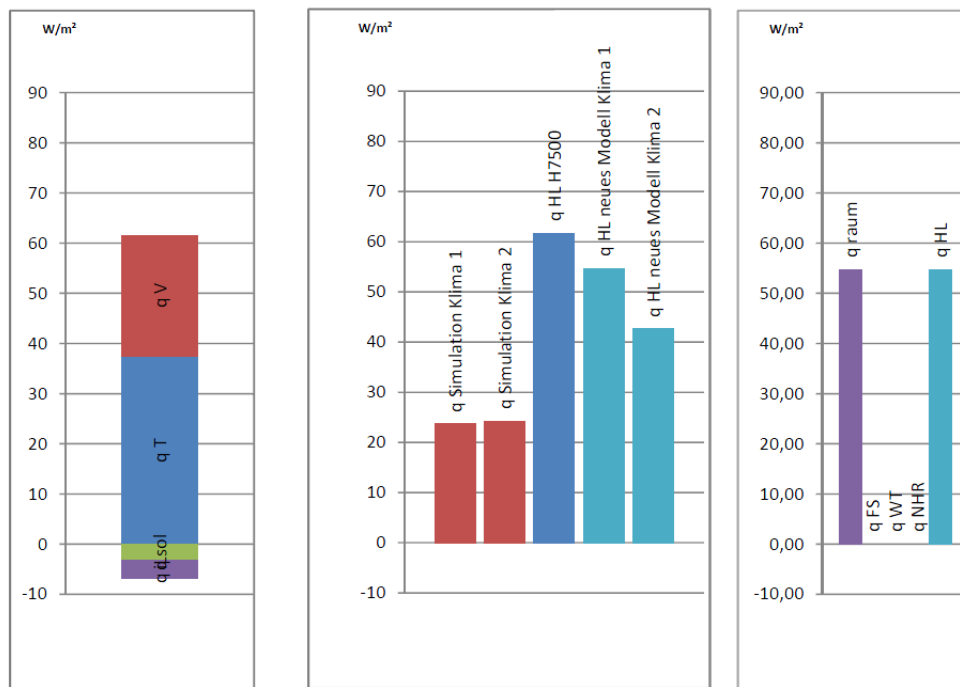
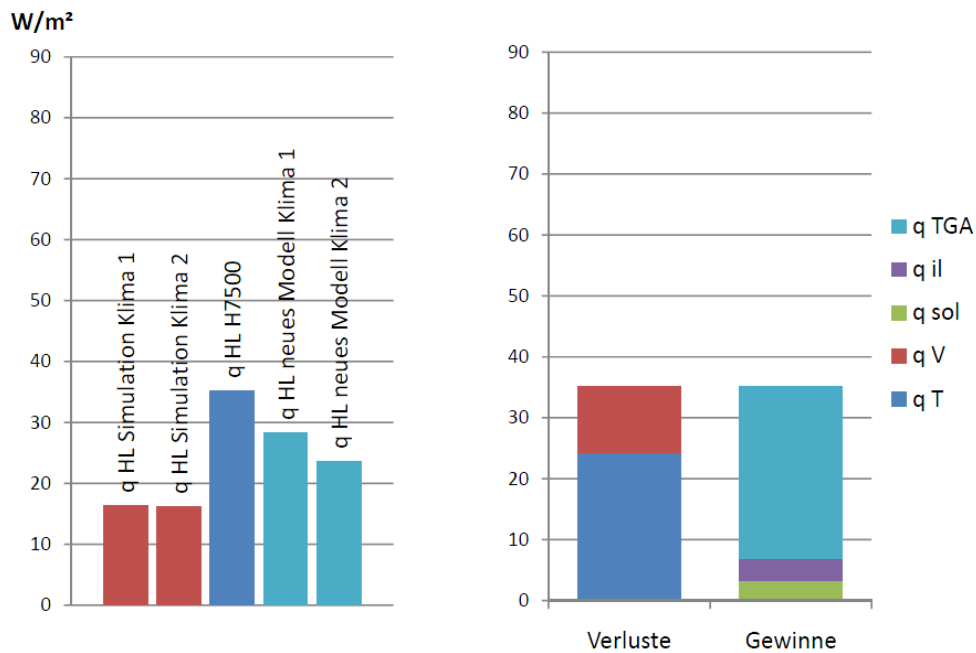


Abbildung 21: Bauordnung<sup>18</sup>

Die Berechnung der Heizlast bei einem Niedrigenergiehaus mit wesentlich günstigeren Wärmedurchgangswerten ergäbe nach ÖNORM H 7500-1( beispielhaft ca. 35 W/m<sup>2</sup>. Die Ergebnisse der dynamischen Simulation Klima 1 und Klima 2 zeigen idente Werte von ca. 16 W/m<sup>2</sup>, also nur ca. 50% bezogen auf die Berechnungen nach Norm.

<sup>18</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)



Abbildung 22: Heizlast Niedrigenergiehaus<sup>19</sup>

Im Hinblick auf die Verwendung von Betonkernaktivierungssystemen als Heizflächen zeigen diese Studien, dass durchaus mit abgesenkten Vorlauftemperaturen im Bereich von  $28^\circ C$  noch ausreichende Leistungen zur Abdeckung der Heizlast von ca.  $15 W/m^2$  erreichbar sind. Die Berücksichtigung der Erkenntnisse aus den Berechnungsmethoden mittels Raumsimulation ermöglicht auch günstigere Wärmeverteils- und Wärmeerzeugungssysteme.

## 4 Betonkernaktivierung

### 4.1 Funktionsweise der Betonkernaktivierung

In der neuzeitlichen thermischen Bauteilaktivierung werden wasserdurchflossene Rohrsysteme im Inneren von Speicherbauteilen eingesetzt, welche gleichzeitig eine Raumbegrenzung darstellen. Meist werden Massivbetondecken aktiviert. Es ergibt sich ein instationärer Betrieb, wobei die Be- und Entladung zeitversetzt erfolgt. Das Speichern von Wärme bzw. Kälte im Bauteil wird als „Aktivierung“ bezeichnet, wobei die Entladung (Abbau eines Temperaturniveaus zur Raumtemperatur) rein passiv – ohne Eingriffsmöglichkeit durch den Nutzer – erfolgt. Weiters wird noch die

<sup>19</sup> (Leeb, Handler, & Bednar)

Temperaturschwankung des Tagesganges genutzt, indem die vorhandenen Zeitunterschiede zwischen Angebot und Bedarf durch die Phasenverschiebung bei der Speicherung egalisiert werden. Dadurch ist möglicher Weise Umweltenergie einsetzbar. Es ergibt sich beispielsweise die Möglichkeit, dass in der Nacht mittels Verdunstungskühlung bereitgestelltes Kaltwasser einrohrig an der Decke beaufschlagt wird, diese abkühlt und am folgenden Tag die Deckenoberfläche zur Kühlung herangezogen wird. Im Heizfall kann die solare Wärmeaufnahme meist nur im Bereich zwischen 10:00 Uhr und 16:00 Uhr bei Sonneneinstrahlung erfolgen, womit der Energiebedarf nicht abdeckbar ist.<sup>20</sup>

Bei der thermischen Bauteilaktivierung kann für eine Speicherfunktion sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall nur über eine Ladung des Speichers mit einer Temperaturdifferenz gearbeitet werden, d.h. bei der Entladung nimmt man eine Änderung der gewünschten Raumtemperatur in Kauf. Diese Änderung der Raumtemperaturkonstanz während des Tageslaufes muss aber zwangsläufig zur Erreichung einer Nutzerzufriedenheit in den dargestellten Grenzen verlaufen, was teilweise schwer möglich ist. Aus diesem Grund sind fast immer rasch reagierende aktive Zusatzheiz- oder -kühlsysteme erforderlich, um die verschiedenen Lastschwankungen rasch ausgleichen zu können. Die thermische Bauteilaktivierung verkörpert ein Passivsystem mit großer Trägheit. Die Entladung des Speichers erfolgt ohne Einflussnahme des Raumnutzers rein passiv. Die Aufladung erfolgt ohne Leistungsbeeinflussung durch den Nutzer, es sind nur Prognosen in Form von Last- und Witterungsverlauf (Einfluss auf äußere Last- bzw. Kühlmöglichkeit) möglich. Aus diesem Grund sind meist regelbare Zusatzaktivsysteme notwendig.

Erwärmung der Betondecken mittels Betonkernaktivierung auf ca. 25° C  
(bei Vorlauftemperatur 33° C)

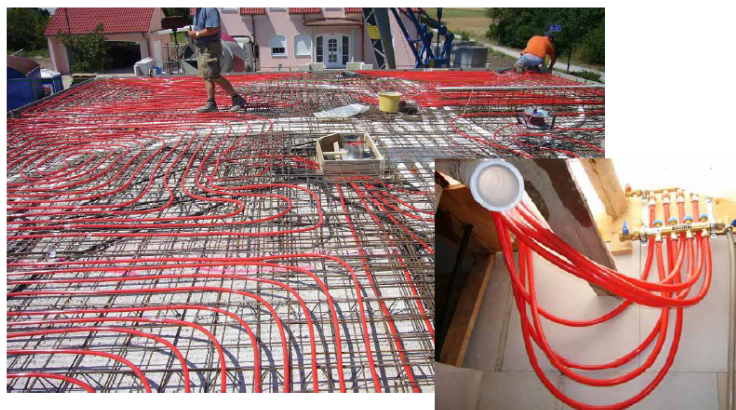


Abbildung 23: Erwärmung der Betondecken mittels  
Betonkernaktivierung auf ca. 25°C (bei Vorlauftemperatur 33°C)<sup>21</sup>

<sup>20</sup> (Pešková, Machovič, & Procházka, 2010)

<sup>21</sup> (Hochuber)

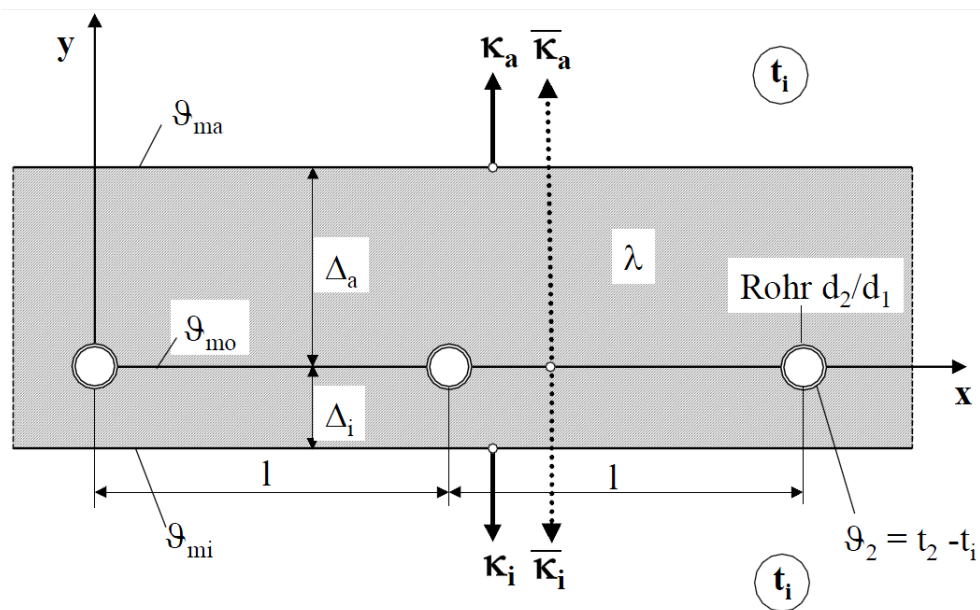


Abbildung 24: Querschnitt durch eine Massivplatte mit Rohrregister und Kennzeichnung der geometrischen und wärmetechnischen Größen als Grundlage für die Ableitung der zweidimensionalen Temperaturverteilung in der homogenen Platte.

$\vartheta_{mi}$ ,  $\vartheta_{ma}$ , und  $\vartheta_{mo}$  stellen die mittleren Übertemperaturen in den markierten Ebenen bezogen auf  $t_i$  dar. Die weiteren, nicht allgemein üblichen Größen werden im Text erläutert.<sup>22</sup>

Ideal ist, wenn die Deckenunterseite frei ist und die Oberseite möglichst Fußbodenbeläge mit geringen Wärmeleitwiderständen aufweist. Die Geometrie des Rohrregisters beeinflusst die Speicherwärme sehr stark.

<sup>22</sup> (Glück, Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung), 1999)

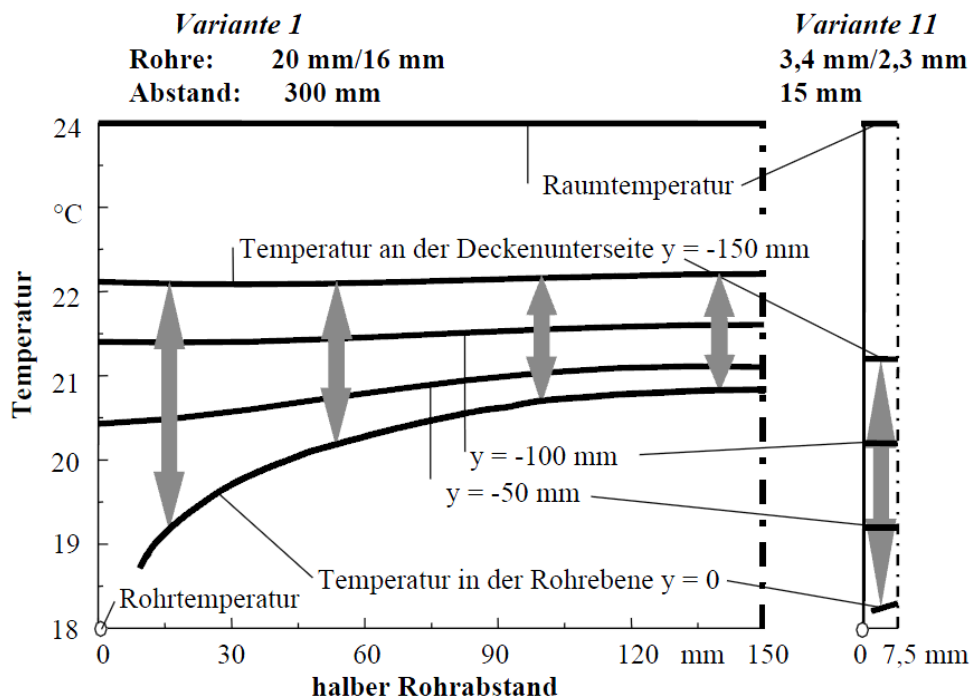


Abbildung 25: Temperaturverläufe bei Kühlung des Bauteils im stationären Zustand bei einer Wassertemperatur von 18°C und einer Raumtemperatur von 24°C, dargestellt von einer Rohrachse bis zur Mitte der jeweils rechts davon liegenden nächsten Rohrachse. Die Vertikalpfeile kennzeichnen den Temperaturbereich des Betons im stationären Ladezustand.

links: konvektionelle Konstruktion

rechts: Konstruktion mit Kapillarrohrmatte

Die bezogen auf das Raumtemperaturniveau gespeicherte „Kälte“ ist beim Kapillarrohreinsatz um 52% größer als bei der konventionellen Lösung.<sup>23</sup>

Von der Raumtemperatur, Wassertemperatur und der Geometrie des Bauteils (Betonstärke, Wärmeleitwiderstände an den Oberflächen, der Lage des Rohrregisters und der Registergeometrie) wird die Speicherwärme bestimmt. Kleine Rohrabstände liefern homogene Temperaturverläufe und hohe Speicherwärmen.<sup>24</sup>

<sup>23</sup> (Glück, Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung), 1999)

<sup>24</sup> (Procházka, Effect of explosion and fire on underground structures, 2013)

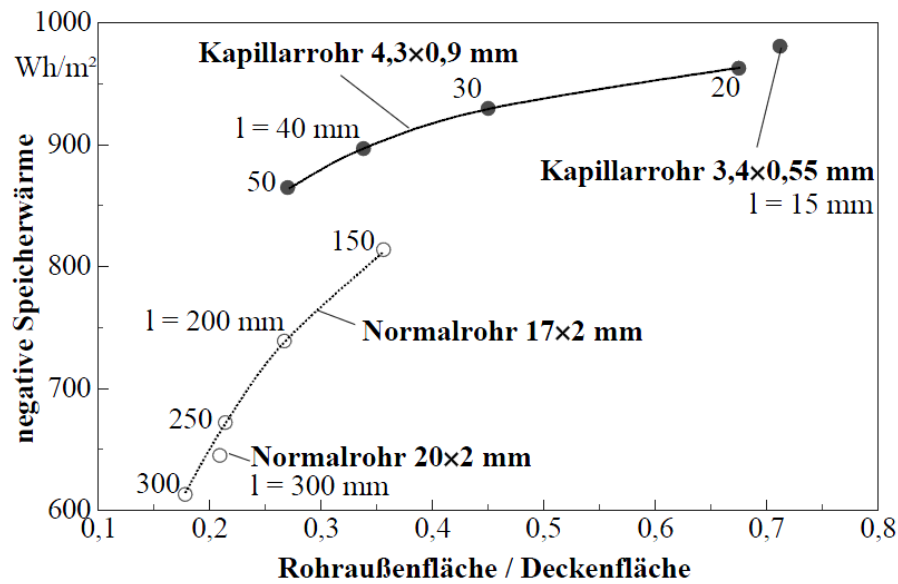


Abbildung 26: Korrelation zwischen der Rohroberfläche, die im Bauteil integriert ist, und der Speicherwärme unter sonst gleichen Randbedingungen<sup>25</sup>

#### 4.1.1 Zur möglichen Speicherfähigkeit

Die Speicherfähigkeit eines Baustoffs ist abhängig von der spezifischen Wärmekapazität und der Masse des Bauteils sowie der Temperaturdifferenz der Umgebung. Die Speicherfähigkeit von Beton liegt günstig mit 0,28 W/kg und K. Da Beton spezifisch eine hohe Masse mit 2.400 kg/m<sup>3</sup> aufweist, sind daher Speichermassen aus Beton wie beispielhaft Betondecken ideal zur Speicherung von für Heiz- oder -kühlenergie. Es ist jedoch eine Temperaturdifferenz zur Umgebung notwendig, eine Über- oder Untertemperatur. In theoretischen Betrachtungen wird diese meist mit ca. 3K angegeben. Dies bedingt jedoch zwangsläufig, dass sich damit die gewünschte Raumtemperaturkonstanz ändert, teilweise außerhalb der zulässigen Grenzen. Da die Raumtemperaturkonstanz sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall gewünscht ist, sind daher in der Praxis Speichertemperaturdifferenzen von ca. 1,5K bis 2K möglich.<sup>26</sup>

Beispiel: Betondecke: 30 cm, Temperaturdifferenz: 3K:

<sup>25</sup> (Glück, Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung), 1999)

<sup>26</sup> (Procházka, Time dependent changes of material properties of FRC due to intensive heating, 2014)

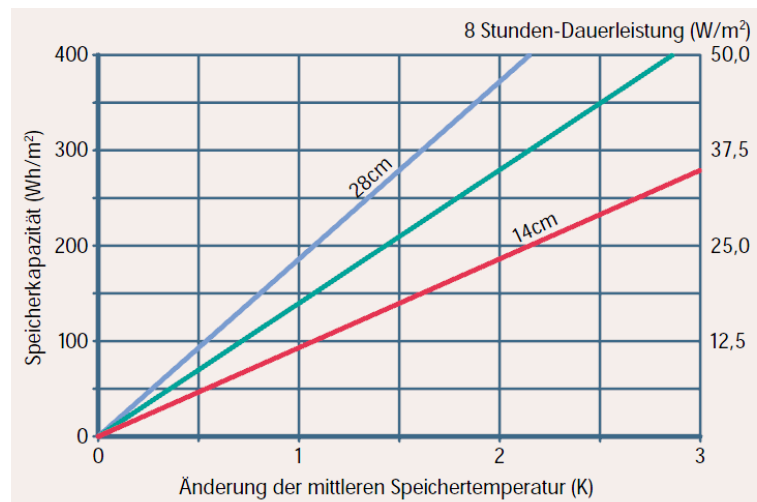
$$C_{p \text{ Beton}} = 0,28 \text{ W/kgK}$$

$$m_{\text{Beton}} = 2.400 \text{ kg/m}^2$$

$$m \cdot c \cdot \Delta t$$

$$0,28 \cdot 1 \cdot 2400 \cdot 1050 \cdot 3 \frac{\text{Ws}}{\text{m}^2} : 3600 = 588 \text{ Wh/m}^2$$

Gleichung 7

Abbildung 27: Thermische Speicherfähigkeit von Beton<sup>27</sup>

Durch diese aktivierten Speichermassen können jedoch Kühllastspitzen bis zu 40% reduziert werden. Es erfolgt eine Glättung der Lastspitzen. Ein weiterer Vorteil der Betonkernaktivierung liegt darin, dass es sich um eine behagliche Form des Heiz- und Kühlbetriebes auf niedrigem Temperaturniveau mit geringen Investitionskosten handelt. Ideal ist diese Form, wenn kostengünstig Energie zeitlich begrenzt zur Nutzung als Zwischenspeicher zur Verfügung steht.

<sup>27</sup> (Zent-Frenger Gesellschaft für Gebäudetechnik mbH)

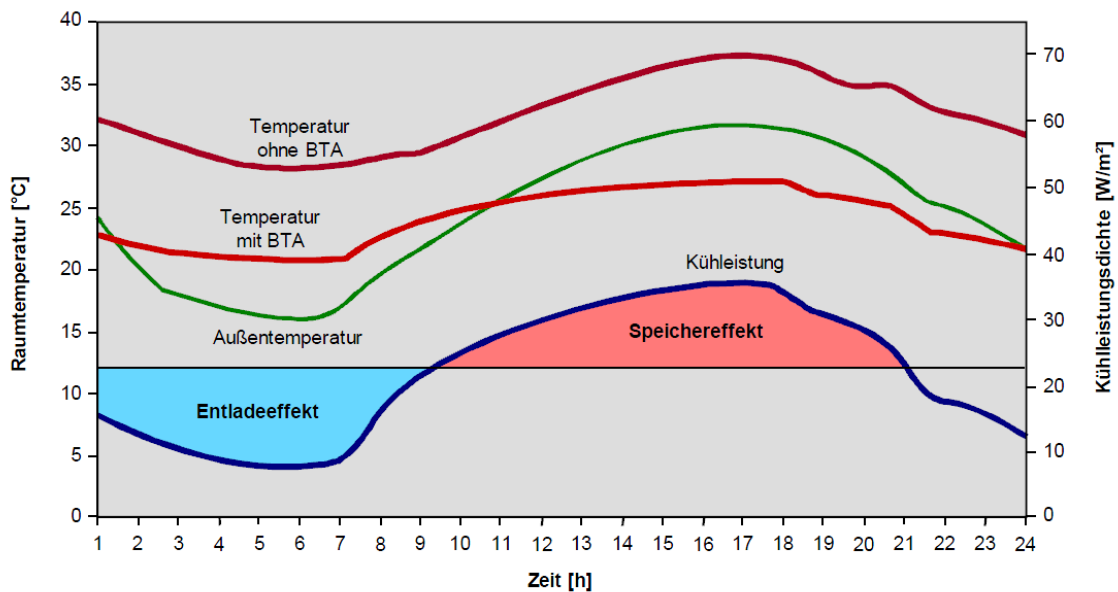


Abbildung 28: Vergleich Bürogebäude mit Betonkernaktivierung zu Gebäuden ohne Raumkühlung - nach einer 14-tägigen heiteren Wetterperiode<sup>28</sup>

#### 4.1.2 Einfluss der Konstruktion und Betriebsweise auf die Leistung der Betonkernaktivierung

Die Leistungsunterschiede zwischen Kühlen und Heizen resultieren aus den sehr unterschiedlichen konvektiven Wärmeübertragungskoeffizienten. Diese betragen beim Heizfall, Fußboden ca. 11 W/m<sup>2</sup>K und beim Kühlfall, Fußboden ca. 7 W/m<sup>2</sup>K und bei der Raumdecke ca. 11 W/m<sup>2</sup>K. Die Basiskennlinie nach DIN EN 1264 ergibt folgende Wärmestromdichte:

$$q = 8,92(t_{FB,m} - t_i)^{1,1} \quad \text{Gleichung 8}$$

Eine genauere Ermittlung ist möglich, wenn man aus der Normmessung zunächst die Kühldeckenkonstruktion rechnerisch eliminiert.

Ausgehend von der Normleistung gilt für die Deckenuntertemperatur unter Ansatz der Basiskennlinie:

$$\Delta t_{KD} = \left( \frac{q_N}{8,92} \right)^{1/1,1} \quad \text{Gleichung 9}$$

Die Heiz- und Kühldecken sind in der Konstruktion identisch, lediglich der deckenseitige Wärmeübergangskoeffizient ist stark unterschiedlich. Für die Kühldecke gilt in guter

<sup>28</sup> (IGS Institut für Gebäude- und Solartechnik Technische Universität Braunschweig)

Näherung die Basiskennlinie für die Fußbodenheizung. Bei der Deckenheizung liegt diese in der Größenordnung von 6,7 W/m<sup>2</sup>K.

Der Wärmeübergangskoeffizient gemäß Basiskennlinie ergibt:

$$\alpha_{KD}^* = 8,92(\Delta t_{KD})^{0,1} \quad \text{Gleichung 10}$$

Der Teilwärmedurchgangskoeffizient der Decke lautet:

$$\left(\frac{1}{K} + \frac{1}{\alpha_{KD}^*}\right)^{-1} \cdot (t_i - t_{KW}) = \dot{q}_{KD} \quad \text{Gleichung 11}$$

$$\left(\frac{t_i - t_{KW}}{\dot{q}_N} - \frac{1}{\alpha_{KD}^*}\right)^{-1} \quad \text{Gleichung 12}$$

Damit kann die Heizleistung der Decke berechnet werden:

$$\dot{q}_{HD} = \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{\alpha_{HD}^*}\right)^{-1} \cdot (t_{HW} - t_i) \quad \text{Gleichung 13}$$

### 4.1.3 Einfluss der Eintrittstemperatur

Unter Berücksichtigung der Raumtemperatur bestimmt die Bauteiltemperatur, Oberflächentemperatur den Wärmestrom, der von der BTA abgegeben wird. Der Wärmestrom und die Wärmestromdichte der einzelnen Oberflächen steigen mit höheren Eintrittstemperaturen. Durch höhere Eintrittstemperaturen in der Zwischendecke kann die BTA einen größeren Teil der maximalen Heizlast in Obergeschoßdecken nutzen. Für die Nutzung geringerer Eintrittstemperaturen muss jedenfalls der Verlegeabstand verkleinert werden, um die Leistungsfähigkeit der BTA nicht zu stark zu reduzieren. Zur Nutzung des Selbstregelleffektes der BTA sind Betriebstemperaturen nahe der Raumtemperatur erforderlich. Je geringer die Bauteileintrittstemperatur desto höher der Kollektorwirkungsgrad einer thermischen Solaranlage und der Energiebedarf des Gesamtsystems. In einer Simulation unter TRNSYS wird der Kollektorausstritt mit dem Rücklauf der BTA gemischt, damit eine maximale Eintrittstemperatur in das Bauteil nicht überschritten wird.<sup>29</sup>

<sup>29</sup> (Procházka & Lok, Effect of elevated temperature on concrete structures by boundary elements, 2012)



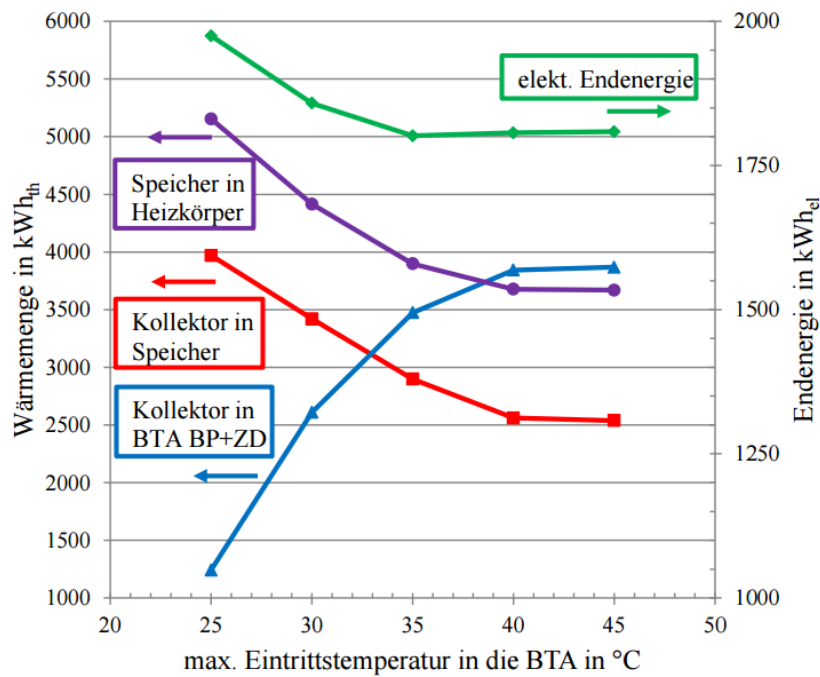


Abbildung 29: Einfluss der maximalen BTA-Eintrittstemperatur auf den Energiebedarf des Gesamtsystems<sup>30</sup>

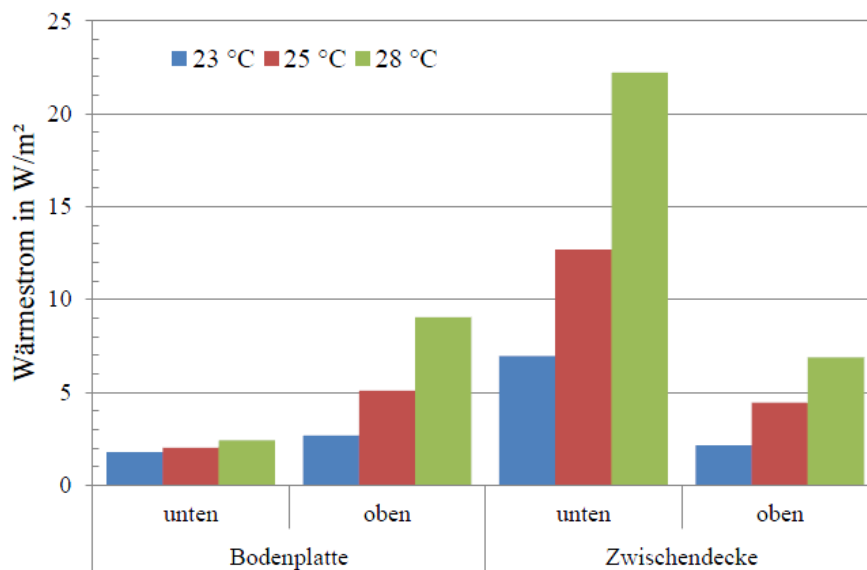


Abbildung 30: Einfluss der Eintrittstemperatur<sup>31</sup>

#### 4.1.4 Einfluss des Massenstroms

Einerseits beeinflusst der Massenstrom durch die Rohre über die Geschwindigkeit den Wärmeübergang vom Fluid an die Rohrwand sowie die Temperaturspreizung zwischen Ein- und Austritt und damit auch die Temperatur am Kollektoreintritt und hat somit eine direkte

<sup>30</sup> (Büttner, Steinweg, Glembin, Rockendorf, Rudolph, & Rust, 2014)

<sup>31</sup> (Büttner, Steinweg, Glembin, Rockendorf, Rudolph, & Rust, 2014)

Auswirkung auf den Wärmestrom und den Wärmeertrag. Mit Erhöhung des Massenstroms steigt die Fließgeschwindigkeit und damit zur dritten Potenz der Druckverlust. Versuche haben gezeigt, dass hinsichtlich der Erhöhung der Leistungsfähigkeit und unter Berücksichtigung der Erhöhung des Druckverlustes ein optimaler Wert bei ca. 15 kg je Stunde und  $m^2$  liegt.

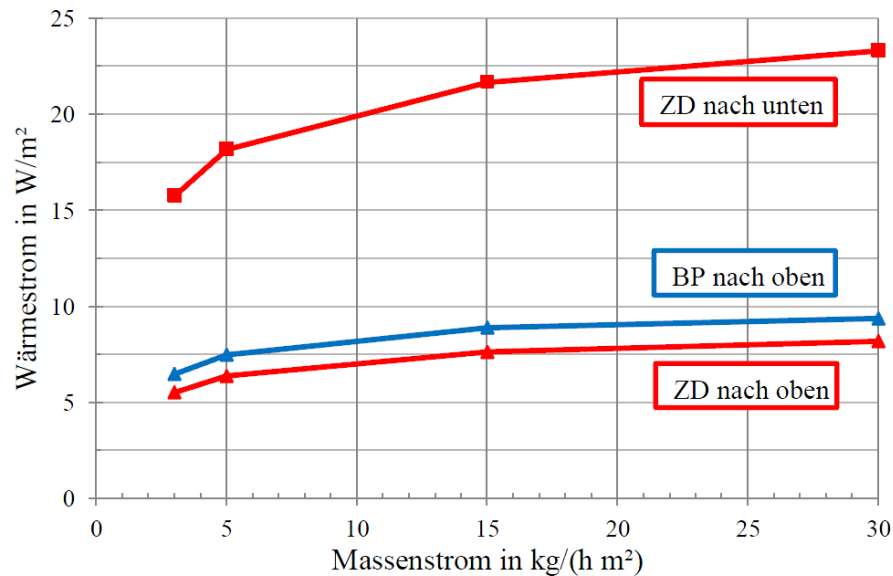


Abbildung 31: Wärmestrom beider BTA in Abhängigkeit des Massenstroms<sup>32</sup>

#### 4.1.5 Einfluss der Temperaturdifferenz auf den konvektiven Wärmeübergang

Eine dynamische Simulation unter Berücksichtigung der variablen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wurde durch das Koschencz-Modell und das Modell nach Glück durchgeführt. Für den Wärmestrom nach oben ergeben sich nach beiden Verfahren ähnliche Werte. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient sinkt naturgemäß mit der Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Raumluft. Bei einer Reduktion der Temperaturdifferenz von 4K auf 1K reduziert sich dieser um 50%. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient beim Wärmestrom nach unten ist grundsätzlich viel geringer und reduziert sich in geringem Maße bei Reduktion der Temperaturdifferenz.

<sup>32</sup> (Büttner, Steinweg, Glembin, Rockendorf, Rudolph, & Rust, 2014)

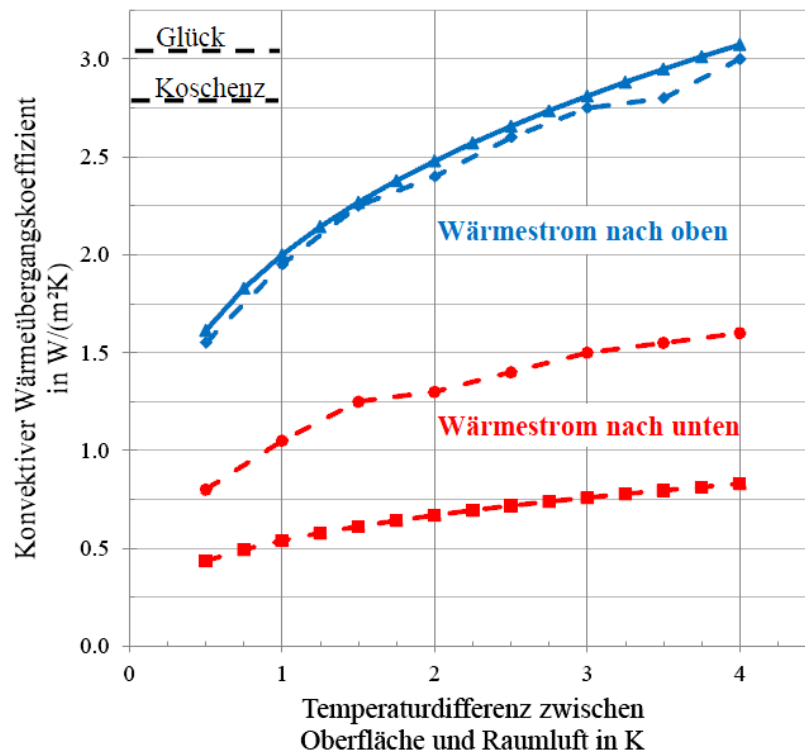


Abbildung 32: Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient als Funktion der Temperaturdifferenz<sup>33</sup>

#### 4.1.6 Einfluss des Verlegeabstandes

Der Verlegeabstand der Rohrleitung beeinflusst den Wärmeübergang vom Rohr zum Bauteil und somit auch dessen Leistungsfähigkeit. Die Betrachtung und die Messungen zeigen, dass ein Verlegeabstand von wie üblich ausgeführt 300 mm bereits nutzbare Leistungen ergibt. Ein Optimum liegt bei einem Abstand von 150 mm, wobei die Werte in der Zwischendecke am meisten variieren.

<sup>33</sup> (Büttner, Steinweg, Glembin, Rockendorf, Rudolph, & Rust, 2014)

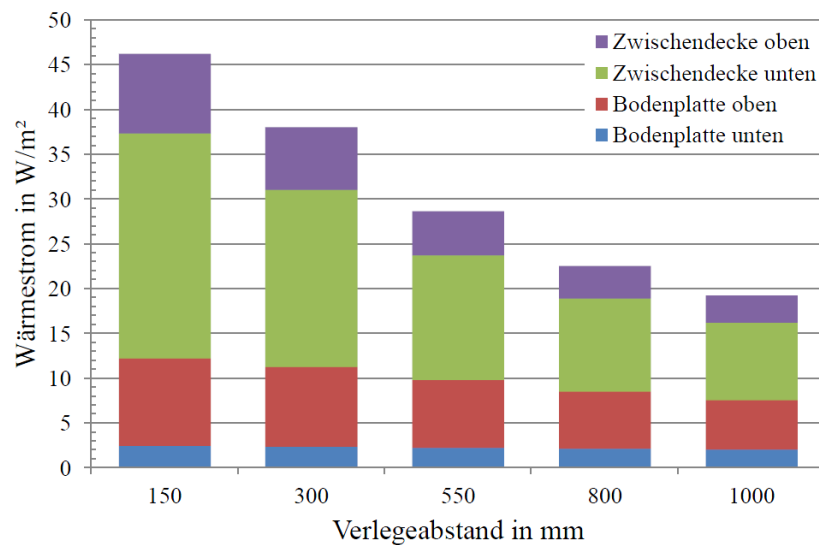


Abbildung 33: Einfluss des Verlegeabstands auf den gesamten Wärmestrom an EG und OG<sup>34</sup>

## 4.2 Betondecken nur mit Oberbodenbelag

In Büro- und Industriegebäuden, in welchen die Betonkernaktivierung zur Heizung und Kühlung derzeit vorwiegend angewendet wird, besteht der Vorteil, dass bei der Fußbodenkonstruktion eine Trittschalldämmkonstruktion weitgehend nicht erforderlich ist und daher direkt auf der Betondecke ein Oberbodenbelag in Form eines Teppichs oder Kunststoffbelages angebracht ist. Entsprechend den Messergebnissen bzw. Auslegungsgrundlagen der Hersteller werden bei diesen Systemen im Heizfall bei 28°C Vorlauf ausreichende Gesamtleistungen von ca. 40 W/m<sup>2</sup> erreicht, dies bezogen auf Rauminnentemperaturen von 20°C. Bei in der Praxis notwendigen Rauminnentemperaturen von ca. 22°C sinkt die Leistung auf ca. 25 W/m<sup>2</sup>. Auch im Kühlfall sind bei Vorlauftemperaturen von 16°C ausreichende Kühlleistungen von ca. 57 W/m<sup>2</sup> möglich.

<sup>34</sup> (Büttner, Steinweg, Glembin, Rockendorf, Rudolph, & Rust, 2014)

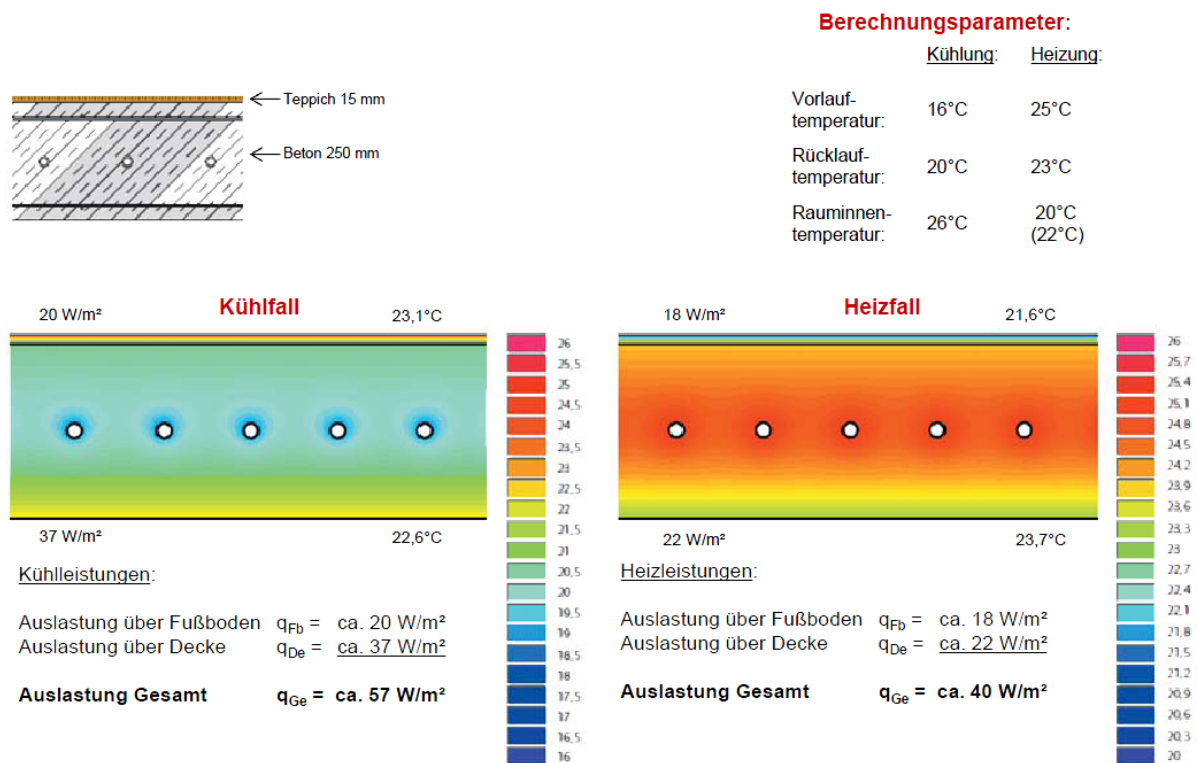


Abbildung 34: Betondecke nur mit Oberbelag<sup>35</sup>

### 4.3 Betondecken mit Trittschalldämmung, schwimmendem Estrich und Oberbodenbelag

Im Wohnungsbau werden zur Vermeidung von Trittschallübertragung bei der Fußbodenkonstruktion eine Trittschalldämmung, ein schwimmender Estrich und anschließend ein Oberbodenbelag eingebaut. Diese Trittschalldämmung bedeutet für die Funktion der Betonkernaktivierung im Heiz- und im Kühlfall nach oben in den Raum einen bedeutenden Wärmeübergangswiderstand, sodass im Heizfall bei Vorlauftemperaturen von 28°C nur mehr ca. 6 W/m<sup>2</sup> Heizleistung oder 8 W/m<sup>2</sup> Kühlleistung möglich sind. Bei einer angestrebten Temperaturabsenkung der Vorlauftemperatur auf 25°C ergeben sich in den Raum nahezu keine Heiz- oder Kühlleistungen. Die Heiz- und Kühlleistungen zum darunter liegenden Raum bleiben, sofern die Decke keine Wärmewiderstandswerte wie abgehängte Decke oder Beschichtungen aufweist, unverändert. Im Kühlfall ergeben sich immer noch ausreichende Leistungen von ca. 48 W/m<sup>2</sup>, im Heizfall bei angestrebten

<sup>35</sup> (Uponor GmbH, 2015)

Vorlauftemperaturen von 25°C und Raumtemperaturen von 22°C sind die Leistungen für die Praxis jedoch zu gering im Bereich von ca. 10 W/m<sup>2</sup>.<sup>36</sup>

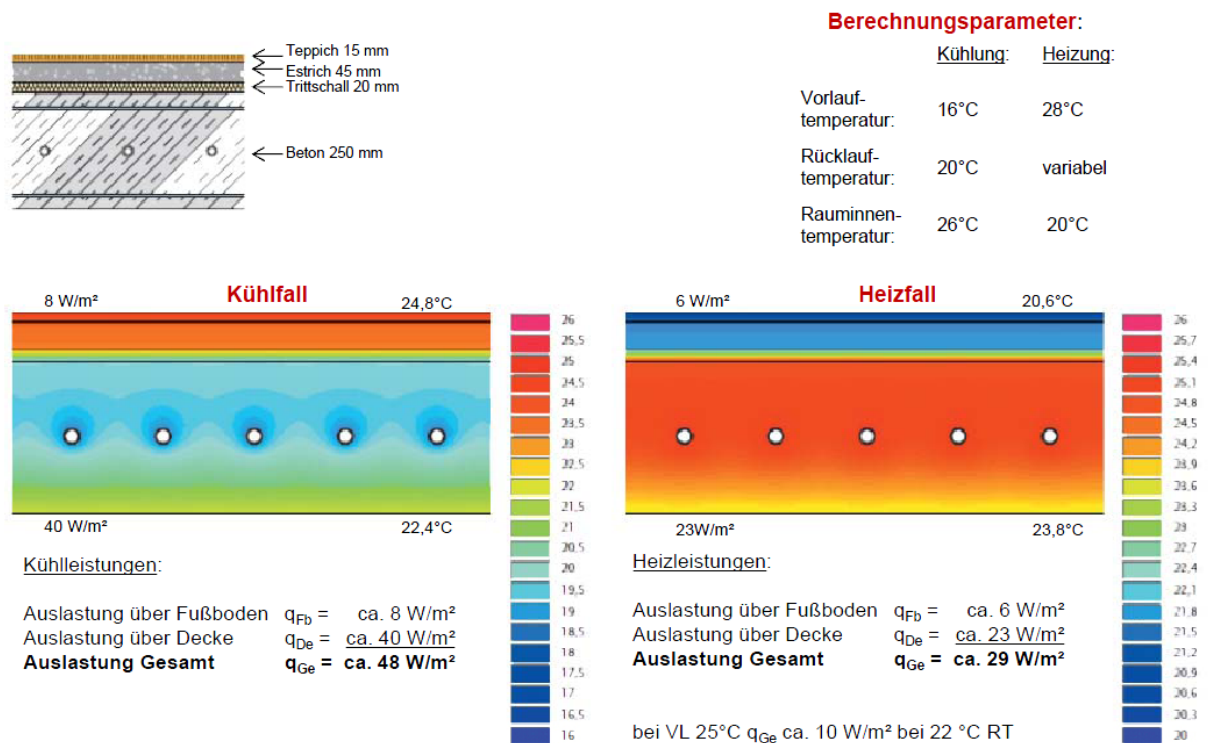


Abbildung 35: Betondecke mit Trittschalldämmung, schwimmendem Estrich und Oberbodenbelag<sup>37</sup>

#### 4.4 Reaktionsschnelle oberflächennahe Flächenheizungen

Bei herkömmlichen Fußbodenheizungen befindet sich oberhalb der Rohre eine bis zu 60 mm starke Estrichschicht, welche eine entsprechende Masse darstellt, in welche die Rohre eingegossen werden. Infolge der Trägheit vergehen mehrere Stunden, bis die Wärme an die Oberfläche gelangt und stellen diese herkömmlichen Fußbodenheizungen wie auch das System der Betonkernaktivierung entsprechend träge Systeme dar.

Werden oberhalb des Estrichs und unterhalb des Fußbodenbelages in eine Wärmeleitplatte – also oberflächennah – Rohre in einem engen Abstand eingebaut, so erhält man ein rasch reagierendes aktives Flächenheizsystem. Messungen zeigen, dass derartige oberflächennahe Dünnbettfußbodenheizungen eine um 2,5 h schnellere Reaktionszeit aufweisen als herkömmliche Bodenheizungen im Estrich.

<sup>36</sup> (Procházka & Doležel, Influence of fire in underground structures, 2010)

<sup>37</sup> (Uponor GmbH, 2015)

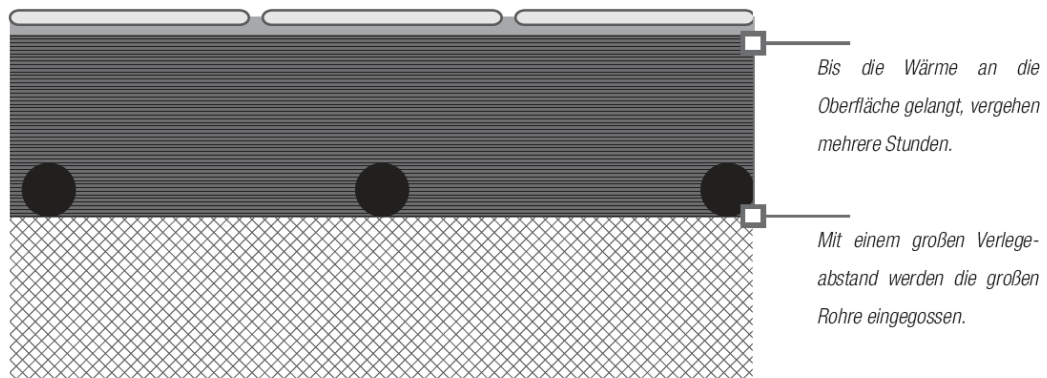


Abbildung 36: herkömmliche Bodenheizung im Estrich<sup>38</sup>

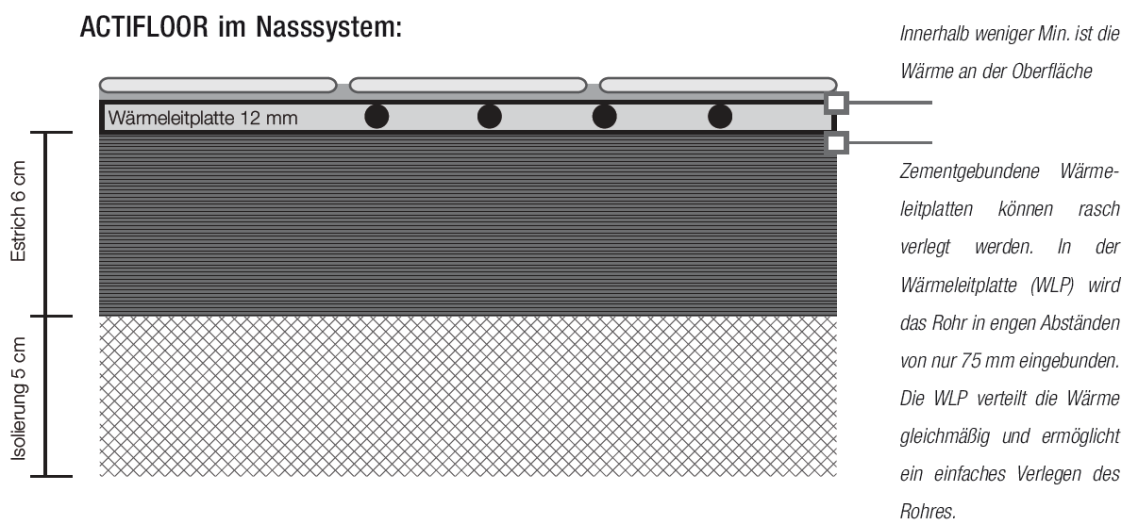
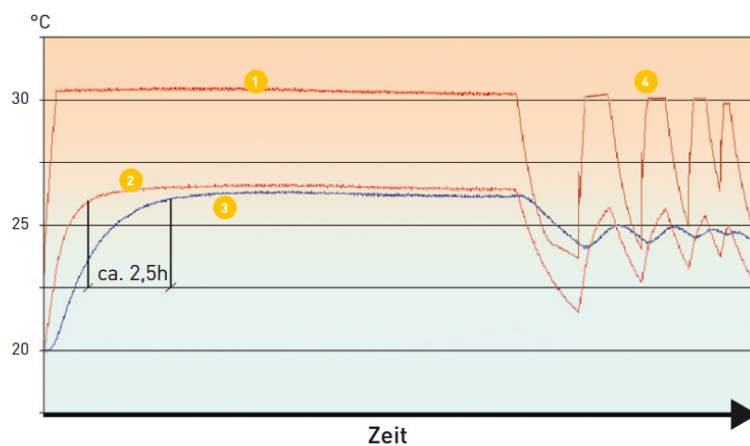


Abbildung 37: im Nasssystem<sup>39</sup>



**Vergleichsmessung**

- 1 Heizwassertemperatur
- 2 VarioKomp Fußbodenheizung Oberflächentemperatur
- 3 Nassestrich-Fußbodenheizung Oberflächentemperatur
- 4 Kurze Reaktionszeit beim Ein- und Ausschalten des Heizsystems

Abbildung 38: Vergleichsmessung Kompakt-Fußbodenheizung mit Nassestrich-Fußbodenheizung<sup>40</sup>

<sup>38</sup> (Hafnertec Bicker GmbH)

<sup>39</sup> (Hafnertec Bicker GmbH)

<sup>40</sup> (Variotherm Heizsysteme GmbH, 2013)

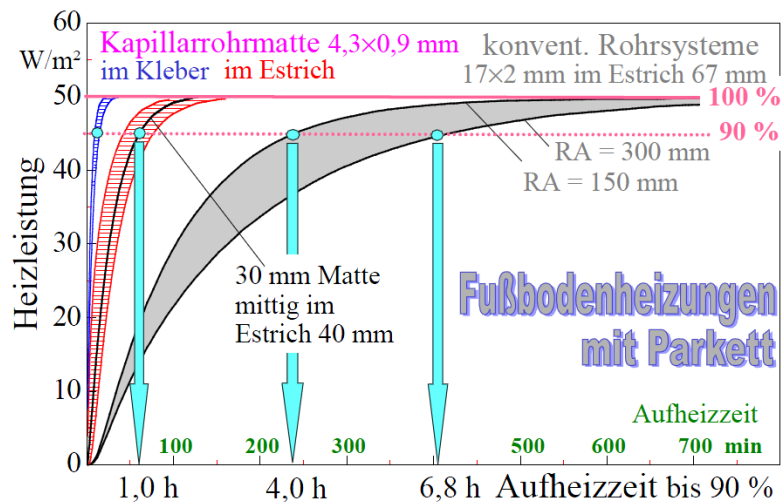


Abbildung 39: Heizleistung in Funktion der Aufheizzeit bei mittlerer Wassertemperatur für eine Endleistung von  $50 \text{ W/m}^2$ <sup>41</sup>

Die Wärmeleistung von Oberflächenheizungen bzw. ihre Wärmestromdichte in  $\text{W/m}^2$  wird entsprechend der Basiskennlinie nach ÖNORM EN 1264 überschlägig berechnet.

$$q = 8,92(t_{FB,m} - t_i)^{1,1} \quad \text{Gleichung 14}$$

Die Heizmitteltemperatur ist eine Funktion der Vor- und Rücklauftemperatur, in Abhängigkeit der Raumtemperatur.

$$\Delta t_H = \frac{t_V - t_R}{\ln \frac{t_V - t_i}{t_R - t_i}} \quad \text{Gleichung 15}$$

Der die Leistung maßgeblich beeinflussende Wärmeübergangswert  $\alpha$  ist abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der mittleren Oberflächentemperatur und Raumtemperatur und nimmt mit Reduktion dieser Temperaturdifferenz ab.

<sup>41</sup> (Glück, Entwicklung von Produkten mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur umweltschonenden Raumheizung und -kühlung, Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten, 2003)



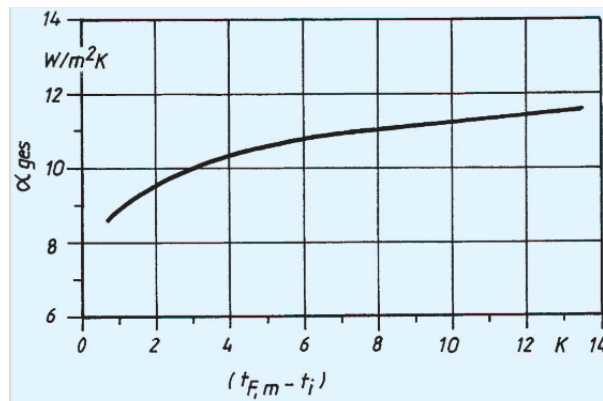


Abbildung 40: Abhängigkeit von  $\alpha_{ges} = \alpha K + \alpha S$  von der Temperaturdifferenz  $t_{F,m} - t_i$ <sup>42</sup>

Es ergeben sich unterschiedliche Werte für den Fußboden und die Raumdecke und auch unterschiedliche Werte für den Heiz- und Kühlfall. Näherungsweise sind folgende Werte anzunehmen.

	$\alpha$ W/m <sup>2</sup> K	
	Kühlen	Heizen
Fußboden	ca. 7	ca. 11
Raumdecke	ca. 11	ca. 6

Tabelle 5: Werte für Fußboden und Raumdecke sowie Heizen und Kühlen

Der Zusammenhang der Basiskennlinie, d.h. die Wärmestromdichte in Abhängigkeit der mittleren Oberflächentemperatur ist in folgendem Diagramm dargestellt.

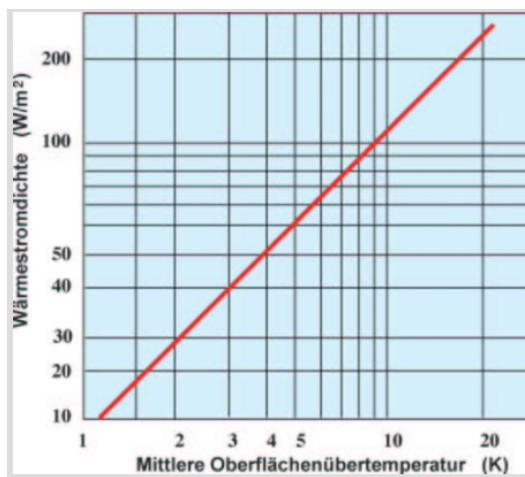


Abbildung 41: Basiskennlinie (nur für isotherme Oberflächentemperatur)<sup>43</sup>

Für die Effizienz der Wärmepumpe ist es Ziel, die Vorlauftemperatur so niedrig als möglich zu halten. Es ist erkennbar, dass bei einer Temperaturdifferenz von 1,5°C zwischen mittlerer

<sup>42</sup> (OldBo & Radke, Wärmeleistung der Fußbodenheizung, 2010)

<sup>43</sup> (OldBo & Radke, Wärmeleistung der Fußbodenheizung, 2010)

Oberflächentemperatur und Raumtemperatur noch eine Wärmestromdichte von ca.  $18 \text{ W/m}^2$  erreichbar ist.

Niedrige Oberflächentemperaturen ergeben eine wesentliche Verbesserung des Selbstregelungseffektes.

Der Selbstregelungseffekt ist typisch für Heizflächen mit niedrigen Oberflächentemperaturen, wie dies bei modernen Fußbodenheizungen der Fall ist. Die Fußbodenoberfläche gibt Wärme ab, solange die Fußbodenoberflächentemperatur höher als die Raumlufttemperatur ist. Erreicht die Temperatur im Raum jene der Fußbodenoberfläche, kann der Fußboden keine Wärme mehr an die Raumluft abgeben, weil keine treibende Temperaturdifferenz mehr gegeben ist. Beträgt beispielhaft die Raumtemperatur  $20^\circ\text{C}$  und die Fußbodenoberflächentemperatur  $24^\circ\text{C}$  ergibt sich bei der Temperaturdifferenz von  $4^\circ\text{C}$  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  $22^\circ\text{C}$ , verringert sich die treibende Temperaturdifferenz auf  $2^\circ\text{C}$  und die Wärmeabgabe und reduziert sich dadurch automatisch ohne Regeleinrichtung auf 50%. Erhöht sich die Raumtemperatur durch weitere Fremdeinflüsse wie Sonneneinstrahlung etc. bis auf  $24^\circ\text{C}$  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  $3^\circ\text{C}$  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.

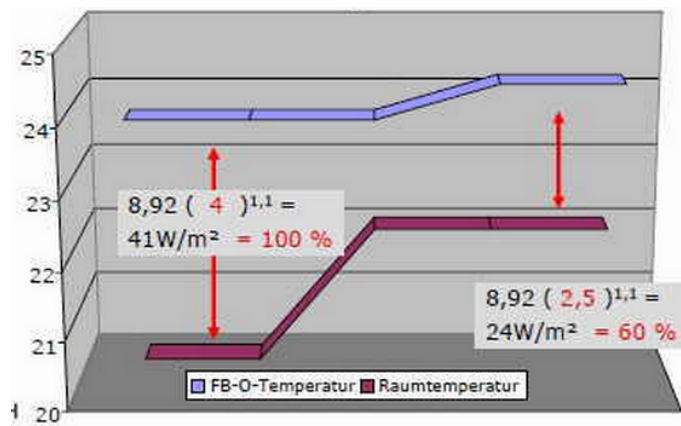


Abbildung 42: Basiskennlinie:  $q = 8,92 (t_{FB,m} - t_i)^{1,1}$ <sup>44</sup>

### 4.5 Detailberechnung für Fußbodenheizung und thermische Bauteilaktivierung

Für den Wärmeübergang des Heiz-/Kühlmediums im Rohr zur aktiven Schicht im Wandaufbau erfordert es für eine dynamische Betrachtung des Heiz- und Kühlbetriebes ein dynamisches Modell. Von M. Koschenz und B. Lehmann wurde ein dynamisches Modell für den Wärmeübergang in thermisch aktiven Bauteilsystemen entwickelt, das auch für Fußbodenheizungssysteme bzw. oberflächennahe Heizungssysteme eingesetzt werden kann.

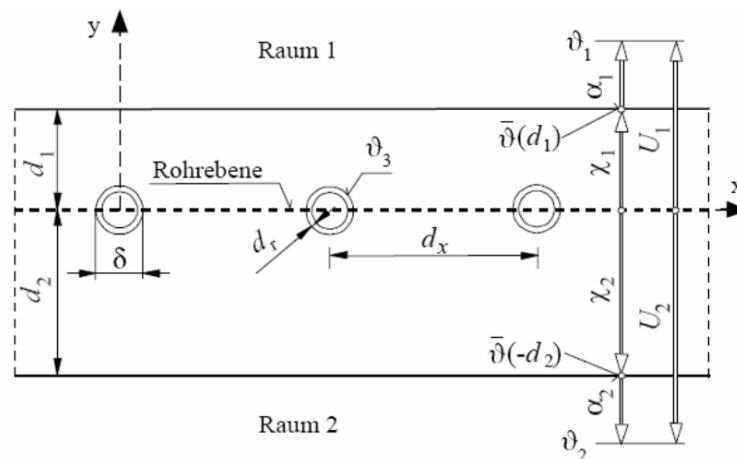


Abbildung 43: Querschnitt durch eine Decke mit eingeglegtem Rohrsystem für eine Fußbodenheizung oder ein thermoaktives Bauteilsystem<sup>45</sup>

<sup>44</sup> (OldBo, Selbstregeleffekt, 2014)

<sup>45</sup> (Koschenz & Lehmann, 2000)

Beschreibung	Symbol	Einheit
gesamte Dicke des Bauteils	$d$	m
Dicke obere Bauhälfte	$d_1$	m
Dicke untere Bauhälfte	$d_2$	m
Rohraußendurchmesser	$\delta = d_{\text{pipe}}$	m
Rohrwandstärke	$d_r$	m
Rohrabstand	$d_x$	m
Rohrlänge	$l$	m

Die Abbildung zeigt einen Schnitt einer Decke mit eingelegten Rohren wie bei einer Fußbodenheizung oder einem bauteilaktivierten Rohrsystem. Im Wandmodell wird die Wärmeleitung eindimensional abgebildet, obwohl sie in der Realität dreidimensional wäre. Die Wärmeleitwiderstände zwischen dem Medium im Rohr und der Schichttemperatur im Bauteil werden zu einem Widerstand  $R_T$  zusammengefasst. Der Widerstand  $R_T$  setzt sich zusammen aus der Rohranordnung  $R_x$  dem Widerstand des Rohrmantels  $R_t$ , dem wasserseitigen Widerstand  $R_w$  und dem Widerstand in der Rohrrichtung  $R_z$ . Der Temperaturabfall im Medium über die Rohrlänge  $l$  ist ebenfalls im Modell integriert. Für die Berechnung des Wärmetübergangs wird die minimal notwendige Anzahl der Teilstücke  $n$  im Modell intern bestimmt.

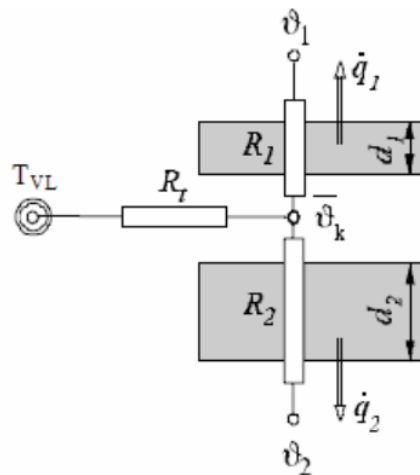


Abbildung 44: Knotenmodell mit Kerntemperatur auf der Rohrebene und thermischem Widerstand zwischen der Vorlauftemperatur  $T_{VL}$  und der Kerntemperatur  $\vartheta_k$ <sup>46</sup>

<sup>46</sup> (Koschencz & Lehmann, 2000)

Beschreibung	Variable	Einheit
Anzahl der minimal nötigen Teilstrecken	n	-/-
Widerstand Fluid zu mittlerer Schichttemperatur	$R_t$	$m^2K/W$
Widerstand in Rohrrichtung wasserseitiger Widerstand	$R_Z$	$m^2K/W$
Widerstand des Rohrmantels	$R_W$	$m^2K/W$
Widerstand durch die Rohranordnung	$R_r$	$m^2K/W$
	$R_x$	$m^2K/W$

$$R_t = R_Z + R_W + R_r + R_x \quad \text{Gleichung 16}$$

Im Bauteilkern werden die Grenzen des Modells für Rohrsysteme nach folgender Gleichung beschrieben:

$$\frac{d_{1/2}}{d_x} > 0,3 \quad \& \quad \frac{\vartheta}{d_x} < 0,2 \quad \text{Gleichung 17}$$

Für Kapitalrohrsysteme gilt:

$$\frac{\vartheta}{d_x} \geq 0,2 \quad \text{Gleichung 18}$$

Koschütz und Lehmann haben an der EMPA die Berechnung von thermoaktiven Bauteilen (tabs) für ihr stationäres Modell für den Einsatz einer Fußbodenheizung angepasst. Die wichtigste Unbekannte in diesem Modell ist der Gesamtwiderstand  $R_t$  zwischen der Vorlauftemperatur und der Kerntemperatur. Sofern diese bekannt ist, kann mit dem Widerstand  $R_1$  zwischen der Kerntemperatur und dem Raum1 sowie dem Widerstand  $R_2$  zwischen der Kerntemperatur und dem Raum2 aus der Vorlauftemperatur der Heizung und der Raumtemperatur die Wärmeleistung bzw. die Kühlleistung des Fußbodens berechnet werden. Koschütz und Lehmann berechnen den Gesamtwiderstand  $R_t$  gemäß folgender Gleichung:

$$R_t = \frac{A_b}{2 \cdot \dot{m}_b \cdot n \cdot cp_W} + \frac{d_x^{0,13} \cdot \left(\frac{d_i \cdot d_x}{\dot{m}_b}\right)^{0,87}}{8 \cdot \pi} + d_x \cdot \frac{\ln\left[\frac{d_a}{d_i}\right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_R} + \frac{d_x \cdot \ln\left[\frac{d_x}{\pi \cdot d_a}\right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_b} \quad \text{Gleichung 19}$$

$A_b$  .... [m<sup>2</sup>]..... belegbare Fläche für Fußbodenheizung

$n$ ..... Anzahl Ringe der Fußbodenheizung

$\dot{m}_b$  ... [kg/s] ..... Wasserdurchsatz der Fußbodenheizung pro Ring

$cp_W$  . [J/kgK]..... spez. Wärmekapazität des Wassers in der Fußbodenheizung

$d_x$  .... [m]..... Verlegeabstand der Fußbodenheizung

$d_i$  ..... [m] ..... Innendurchmesser der Fußbodenheizungsrohre  
 $d_a$  ..... [m] ..... Außendurchmesser der Fußbodenheizungsrohre  
 $\lambda_R$  .... [W/mK] .... Wärmeleitfähigkeit der Heizungsrohre  
 $\lambda_b$  .... [W/mK] .... Wärmeleitfähigkeit des Fußbodens (ohne Deckschicht)

Der Druckabfall in der Fußbodenheizung ist mit 10 kPa begrenzt. Die Behaglichkeitsgrenze bei Fußbodenheizung bzw. oberflächennahen Heizsystemen liegt im Heizfall bei 29°C. Dies ist auch normmäßig vorgesehen. Im Kühlfall hat sich eine untere Behaglichkeitsgrenze von 20°C Oberflächentemperatur in der Praxis bewährt. Hält man diese Grenze im Kühlfall ein, ist auch keine Taupunktunterschreitung zu erwarten. Dies zeigt folgendes Messdiagramm, wo die Fußbodenoberflächentemperatur in Korrelation mit der Raumluft und Taupunkttemperatur im Kühlfall dargestellt ist.<sup>47</sup>

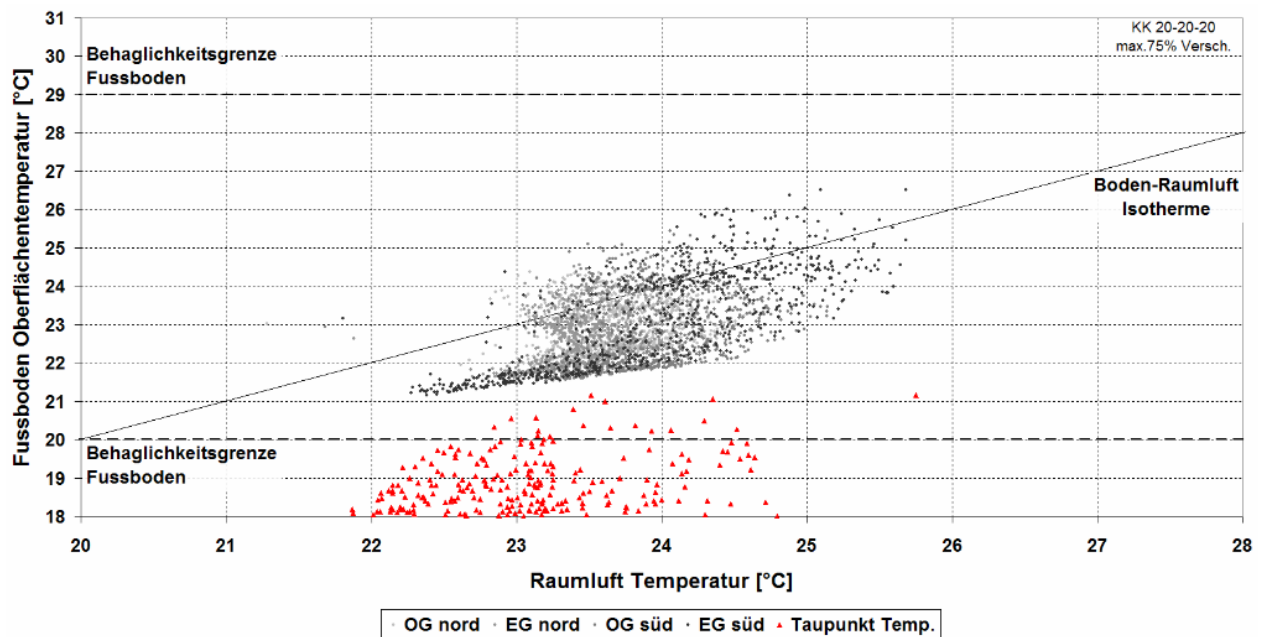


Abbildung 45: Fußboden Oberflächentemperaturen in Korrelation mit der Raumluft- und Taupunkttemperatur im Kühlfall<sup>48</sup>

Entsprechend den von Koschützky und Lehmann berechneten Werten zeigen die Kühlleistungsdiagramme mit einem Verlegeabstand von 20 cm und 10 cm ausreichende Kühlleistungen von 30 W/m<sup>2</sup>, bei einem Verlegeabstand von 30 cm werden diese Werte unterschritten.

<sup>47</sup> (Procházka & Valek, Optimal Shape of Fibers in Transmission Problem, 2012)

<sup>48</sup> (Afjei, Dott, & Huber, 2007)

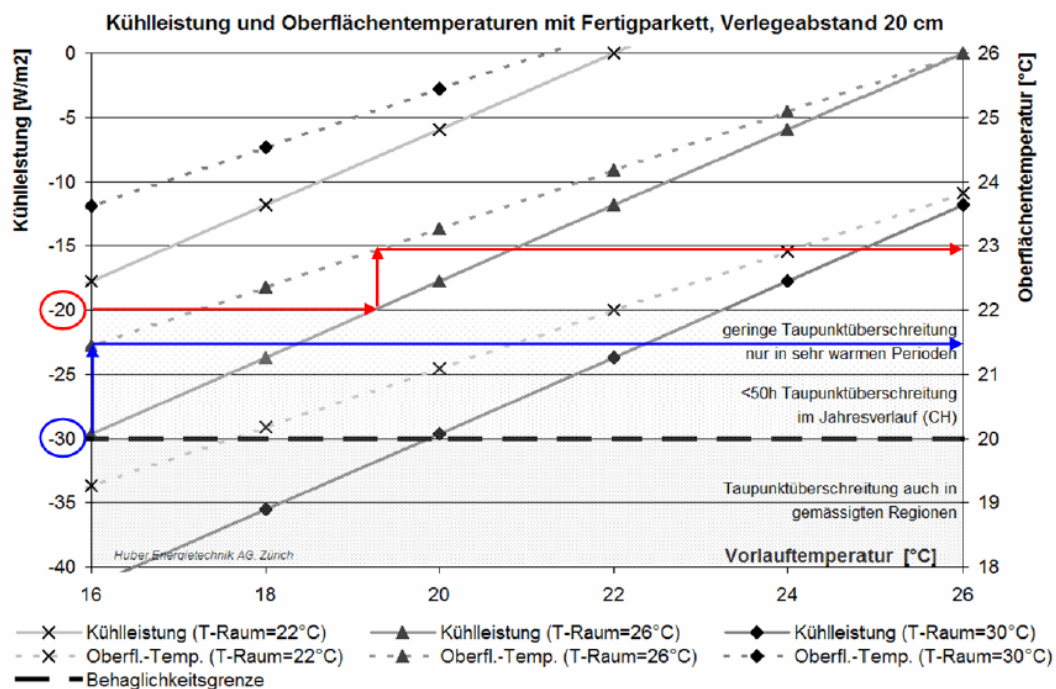


Abbildung 46: Kühlleistung und Oberflächentemperatur einer Fußbodenheizung<sup>49</sup>

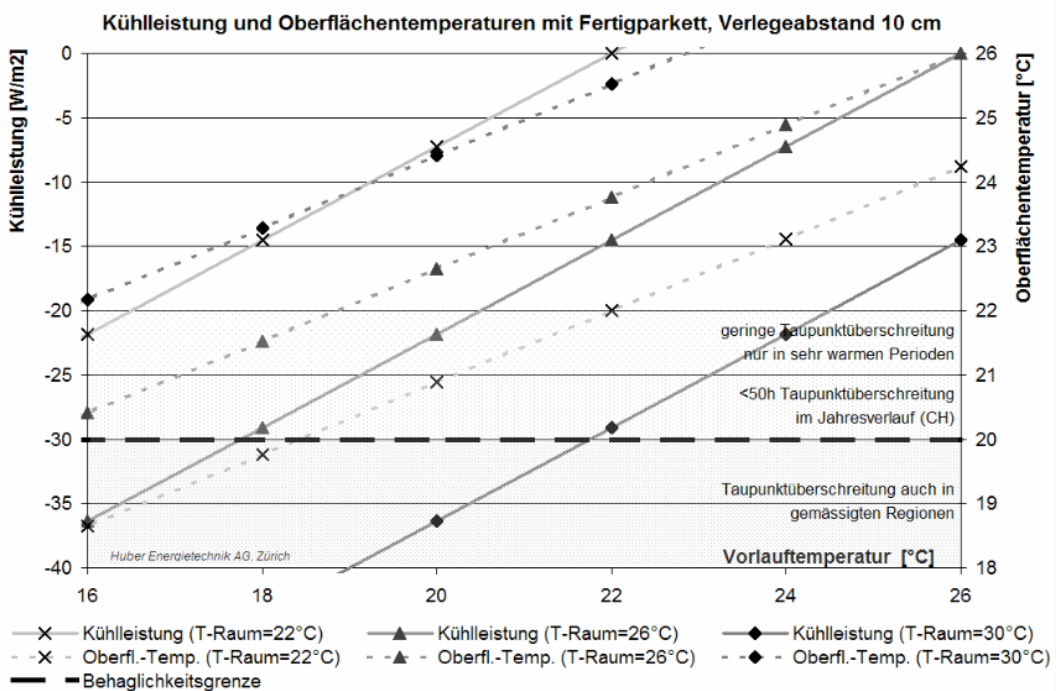


Abbildung 47: Kühlkurven mit Fertigparkett bei einem Verlegeabstand der Fußbodenheizungsrohre von 10 cm, Fußbodenheizungsrohre  $d_a = 16 \text{ mm} / d_i = 12 \text{ mm}$  und einem Durchsatz von  $0,025 \text{ kg/s}$ <sup>50</sup>

Die Häufigkeitsverteilung der Fußbodenoberflächentemperaturen im Kühlbetrieb zeigt, dass die Anforderungen an eine minimale Oberflächentemperatur von 20°C sicher einzuhalten

<sup>49</sup> (Koschenz & Lehmann, 2000)

<sup>50</sup> (Afjei, Dott, & Huber, 2007)

ist. Regelungstechnisch ist dies für den Kühlfall mit einer Kühlkurve zu begrenzen, welche die Rücklauf- und Vorlauftemperatur nach unten begrenzt.

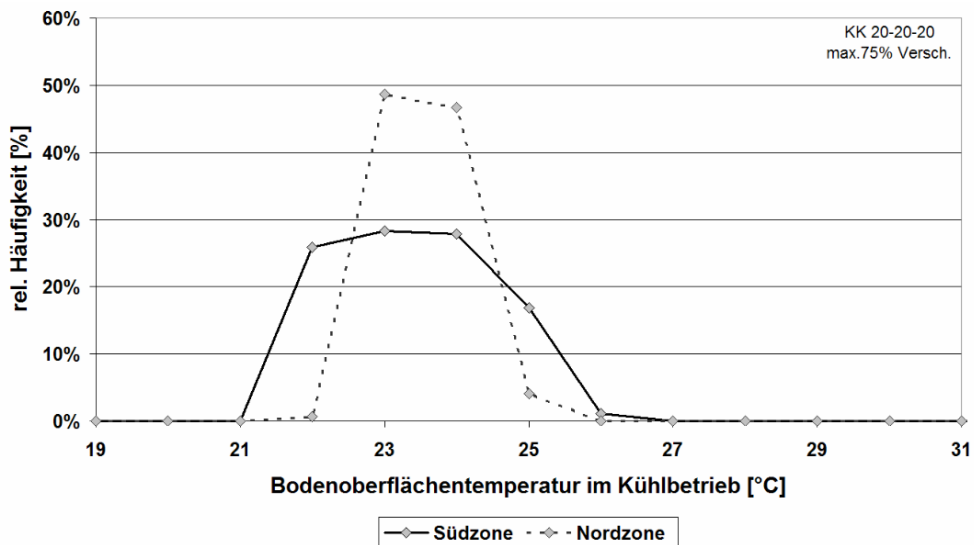


Abbildung 48: Häufigkeitsverteilung der Fußbodenoberflächentemperaturen im Kühlfall<sup>51</sup>

Die Messdatenaufzeichnung in einem Büro mit hohem Glasanteil zeigt, dass in der Praxis bei einer Vorlauftemperatur von 18°C und Einhaltung der Fußbodenoberflächentemperatur von 20°C eine Raumtemperatur von 23°C ziemlich konstant haltbar ist, auch bei Außentemperaturen von über 30°C und eine Kühlflächenleistung im Mittel von ca. 35 W/m<sup>2</sup> erreichbar wird.

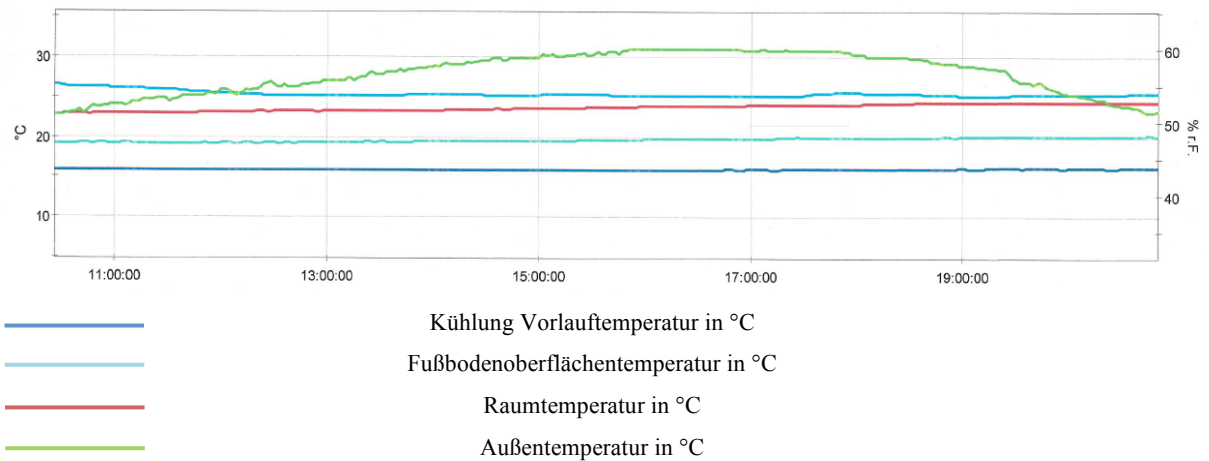


Abbildung 49: Datenaufzeichnung Kühlung über Fußbodenheizung 18.08.2012<sup>52</sup>

<sup>51</sup> (Afjei, Dott, & Huber, 2007)

<sup>52</sup> (Burger, Kühlsystem Fußbodenheizung, 2013)





Foto 1: Büro mit hohem Glasanteil und IQTherm Stetigregler

Dadurch, dass oberflächennahe Dünnbettfußbodenheizungen sehr reaktionsschnell sind und daher ideal als Aktivsystem zur Zusatzheizung und -kühlung und Spitzenlastkompensation verwendet werden können, sind genaue Regelkonzepte mit stetiger Regelung über variable Wassermengen möglich. Bei geringster Sollwerttemperaturabweichung im Zehntelgrad-Bereich wird der Durchfluss, die Wassermenge variabel gedrosselt und durch die Reaktionsschnelligkeit sind geringste Raumtemperatursollabweichungen möglich.

**Regelungsprinzip der temperaturgeführten Flächenheizungsregelung**

**IQTherm-Typ F-Kaskadenregler**

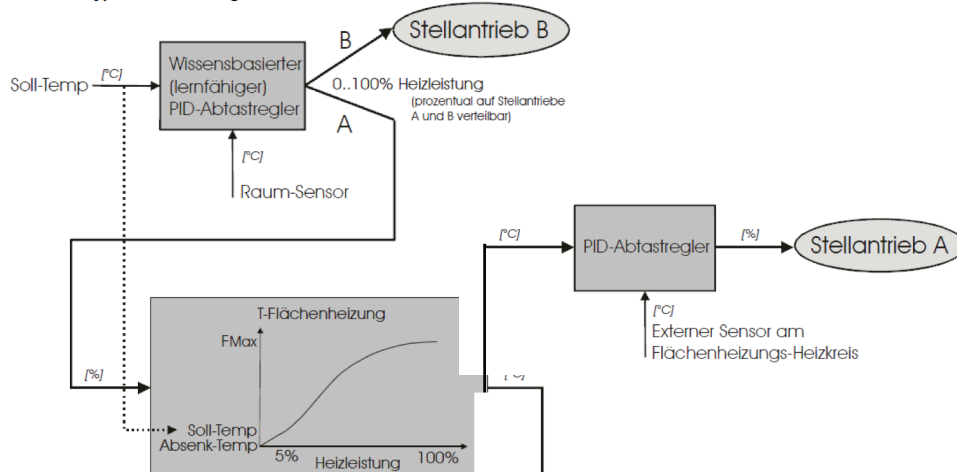
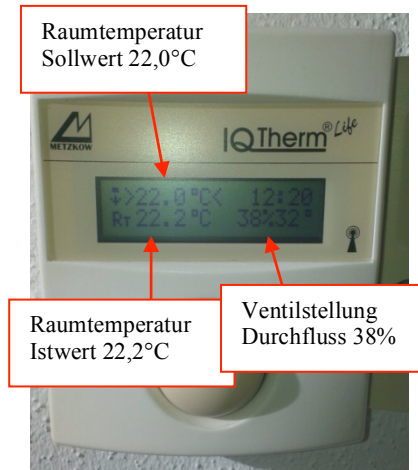


Abbildung 50: Regelungsprinzip Kaskadenregler<sup>53</sup>

<sup>53</sup> (Metzkow Elektronik-Systeme)

Abbildung 51: IQ-Therm-Regler<sup>54</sup>

#### 4.6 Optimiert entwickeltes Heiz- und Kühlsystem

Bei der reinen Betonkernaktivierung besteht einerseits das Problem, dass im Bereich des Wohnbaus, wo Trittschalldämmungen erforderlich sind, diese hohe Wärmeleitwiderstände darstellen, und bei für Wärmepumpen für die Effizienz erforderlichen niedrigen Vorlauftemperaturen von 25°C zu geringe Leistungen möglich sind. Durch die Speicherungen sind Ladetemperaturdifferenzen von 3°C sowohl im Heiz- als auch im Kühlfall anzustreben. Dies bedingt teilweise unzulässige Überschreitungen der Raumtemperaturkonditionen (Überwärmungen oder Unterkühlungen), welche einen Energiemehrverbrauch darstellen. Investitionskostenteure regelbare Zusatzheizsysteme wiederum mit höheren Vorlauftemperaturen wie Heizkörpersysteme, Lufterwärmungssysteme etc. sind meist notwendig. Durch die höheren notwendigen Vorlauftemperaturen ist im gleichen System die Effizienz der Wärmepumpe nicht mehr gegeben. Ein Energiemehrverbrauch ist teilweise durch den Selbstreguliereffekt (Deckenspeicher verkörpert direkt wirkenden Proportionalregler) bedingt, kann aber auch durch falsche Ladestrategie und falsche Prognosen hervorgerufen werden. Nur was nichts kostet und die Umwelt nicht belastet, darf verschwendet werden. Sofern die Energie ohne Mengenbegrenzung und Mehrkosten während der Nutzungszeit bereitgestellt werden kann, sind thermische Bauteilaktivierungen in der Regel nicht wirtschaftlich. Ausschließlich dann, wenn kostengünstige Energie nur zeitlich begrenzt zur Verfügung steht, z.B. infolge Temperaturschwankungen des Tagesgangs ist es aus umweltrelevanten und kostenmäßigen

<sup>54</sup> (Burger, Beeinflussungsmöglichkeiten über Einzelraumregelung, 2013)

Gesichtspunkten vorteilhaft, diese Energie bis zur Bedarfsanforderung zwischenzuspeichern.

Als ideal ist das in dieser Arbeit entwickelte Heiz- und Kühlsystem anzusehen:

Eine herkömmliche Betonkernaktivierung wird auf 50% der erforderlichen Leistung dimensioniert und gibt ihre Leistung in Form von Heiz- oder Kühlleistung nach unten in den darunter liegenden Raum ab. Auf der Betondecke werden – wie im Wohnungsbau meist erforderlich – eine Trittschalldämmung und ein Estrich aufgebracht. Auf dem Estrich wird eine Dünnschichtfußbodenheizung mit einer Höhe von ca. 20 mm verlegt. Dabei werden die Rohre in einem engen Abstand von 50 mm verlegt und oberflächenbündig in eine Nivelliermasse eingebettet. Direkt auf dieses Rohrregister wird der Oberflächenbelag (Teppich, Holzboden oder Natursteinboden) verlegt. Dieses oberflächennahe Dünnbettfußboden-Heizungssystem ist sehr reaktionsschnell und auch bei niedrigen Vorlauftemperaturen noch leistungsfähig. Beide Heiz- und Kühlsysteme – sowohl die Betonkernaktivierung als auch die oberflächennahe aktive Zusatzheizung – werden mit der gleichen Vorlauftemperatur für die Wärmepumpeneffizienz abgesenkt auf 25°C betrieben. Die Betonkernaktivierung kann auch im Speicherfall ca. 50% der Leistung erbringen. Die erforderliche restliche Heiz- oder Kühlleistung – je nach Lastfall, Witterungsbedingungen, äußerer und innerer thermischer Leistung – kann sehr reaktionsschnell bedarfsgerecht und punktgenau über variable Wassermengenregelung dem Raum zugeführt werden. Es sind damit Einzelraumregelungen je nach Lastanfall (Nord-Süd, interne Lasten etc.) möglich und sind geringste Raumtemperaturabweichungen zur Solltemperatur im Bereich von 0,2 bis 0,5 K realisierbar. Es kommt dadurch zu keiner Überwärmung oder Unterkühlung und damit Energieverschwendung sondern zu einer punktgenauen Raumtemperaturkonstanz je nach Anforderung. Ein weiteres Aktivzusatzheiz- oder -kühlsystem kann entfallen. Auch bei abgesenkten Vorlauftemperaturen von 25°C, welche im Vergleich zu 28°C eine Effizienzsteigerung bei der Wärmepumpe von ca. 10% erbringt, sind bei Raumtemperaturen von 22°C in Kombination dieser beiden Systeme ausreichende Heizleistungen von in Summe 18 W/m<sup>2</sup> und im Kühlfall ausreichende Kühlleistungen von ca. 64 W/m<sup>2</sup> bei Vorlauftemperaturen von 16°C möglich. Auch eine Anhebung auf 18°C Vorlauftemperatur im Kühlfall erbringt noch ausreichende Kühlleistung im Bereich von ca. 45 W/m<sup>2</sup>.

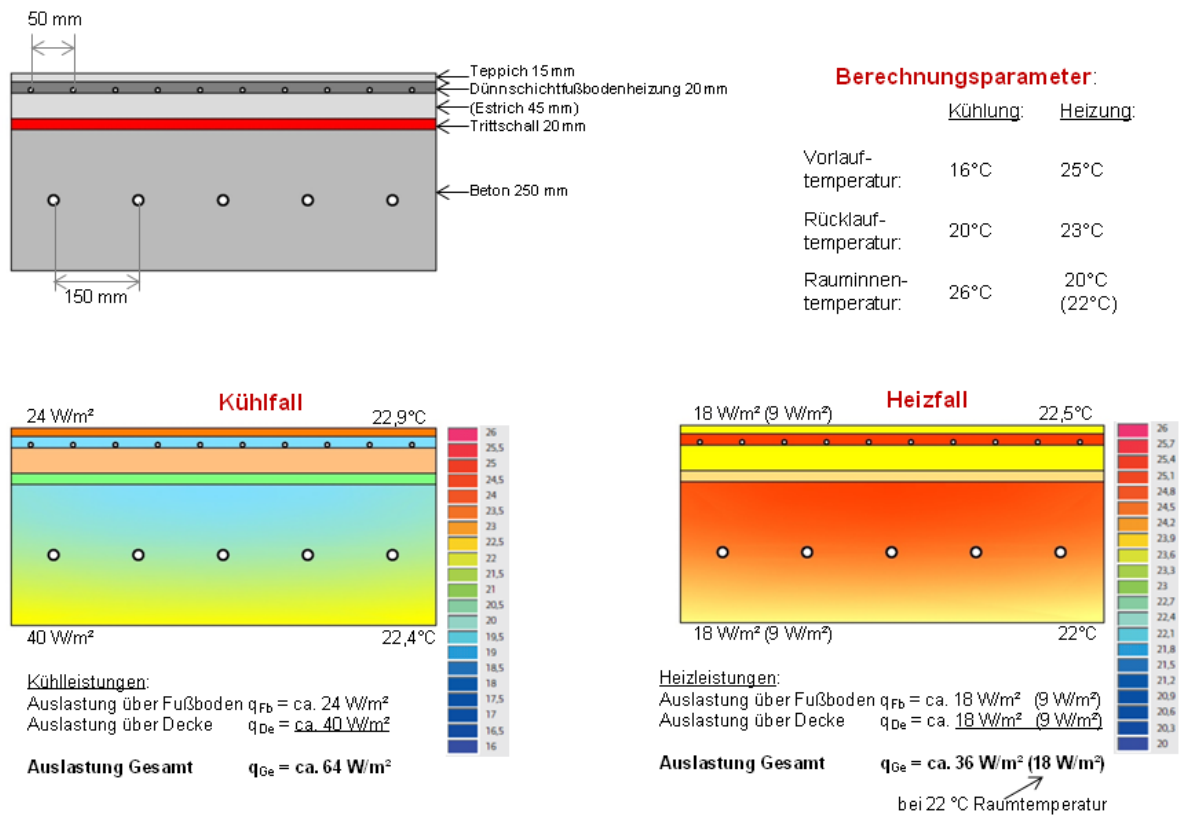


Abbildung 52: Reduktion Vorlauftemperatur von 28°C auf 25°C ⇒ 10% Effizienzsteigerung

Herkömmliche Fußbodenheizungen werden mit mittleren Heizmedientemperaturen von 40°C betrieben. Für einen Wärmepumpenbetrieb bedeutet eine Absenkung der Vorlauftemperatur auf 25°C im Fall einer Grundwasserwärmepumpe mit 10°C Wärmequellentemperatur eine Energieeinsparung von 47%.

• Heizen

Umgebungs-temperatur		mittlere Heizmedientemperatur in °C					Ersparnis von 40°C auf 25°C
		60	50	40	30	25	
°C	K	Carnot-Faktor					
0	273	0,18	0,15	0,13	0,10	0,08	34%
10	283	0,15	0,12	0,10	0,07	0,05	47%
15	288	0,14	0,11	0,08	0,05	0,03	58%

Annotations: 'herkömmliche Fußbodenheizung' points to the 40°C column; 'Flächenheizung' points to the 25°C column.

Abbildung 53: Energieeinsparung durch Senkung der Vorlauftemperatur im Heizfall<sup>55</sup>

<sup>55</sup> (Glück, Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung), 1999)

- **Kühlen**

Umgebungs- temperatur		mittlere Kühlmedientemperatur in °C				
		9	16		18	
°C	K	<i>Carnot-Faktor / Ersparnis bezogen auf 9°C</i>				
32	305	-0,082	-0,055	<b>32%</b>	-0,048	<b>41%</b>
22	295	-0,046	-0,021	<b>55%</b>	-0,014	<b>70%</b>
18	291	-0,032	-0,007	<b>78%</b>	0	<b>100%</b>

Abbildung 54: Energieeinsparung durch Senkung der Vorlauftemperatur im Kühlfall<sup>56</sup>

## 5 Maßnahmen zur Effizienzerhöhung von Wärmepumpen

Die erste kontinuierlich arbeitende Kältemaschine erfand der Begründer der maschinellen Kälteerzeugung, der Franzose Ferdinand Philippe Carré bereits im Jahr 1859. Der Deutsche Ingenieur Carl von Linde legte den Grundstein zur modernen wirtschaftlichen Kältetechnik. 1877 entwickelte er die erste betriebssichere Kältemaschine und gilt neben Carré als Pionier in der Kältetechnik.

Mit der Weiterentwicklung der Kältetechnik zu Beginn des 20. Jahrhunderts erschlossen sich Anwendungsgebiete in fast allen Industriezweigen und Bereichen des gesellschaftlichen Lebens. Vor allem wurde die Kältemaschine in der Funktion als Wärmepumpe zur Heizung und Warmwasserbereitung verwendet.

### 5.1 Effizienzerhöhung der Wärmepumpe durch Tieftemperaturverteilung

Die Heiz- oder Kühllasten von Räumen werden entsprechend dem üblichen Stand der Technik dadurch kompensiert, dass entsprechende Wärmeströme durch Heiz- oder Kühlflächen an den Raum abgegeben oder vom Raum aufgenommen werden. In Sonderfällen und in idealer Weise sind diese Heiz- oder Kühlflächen oberflächennah in Raum- und Umschließungsflächen integriert. Da mit endlichen Masseströmen und Wärmeübertragungsflächen gearbeitet werden muss, wird die mittlere

<sup>56</sup> (Glück, Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung), 1999)

Heizmedientemperatur  $T_H$  dabei stets über der Raumtemperatur  $t_R$  und die mittlere Kühlmedientemperatur  $t_K$  stets unter der Raumtemperatur  $t_R$  liegen. Das Anheben der Temperatur zum Heizen eines Raumes oder das Absenken der Temperatur zum Kühlen eines Raumes ist in beiden Fällen mit einer Exergiezufuhr verbunden. Entscheidend für den Aufwand ist das Transformationsniveau. Die Techniken dazu sind bekannt und als Wärmepumpe und Kältemaschine eingeführt. Wird aus technischen Gründen des Wärmeverteilungssystems eine mittlere Heizmedientemperatur  $T_H$  benötigt und ist eine Wärmequelle mit  $T_Q$  verfügbar, dann muss zur temperaturgerechten Bereitstellung des Heizwärmestromes  $\dot{Q}_H > 0$  bei Einsetzen einer Wärmepumpe der minimale Exergiestrom zugeführt werden.

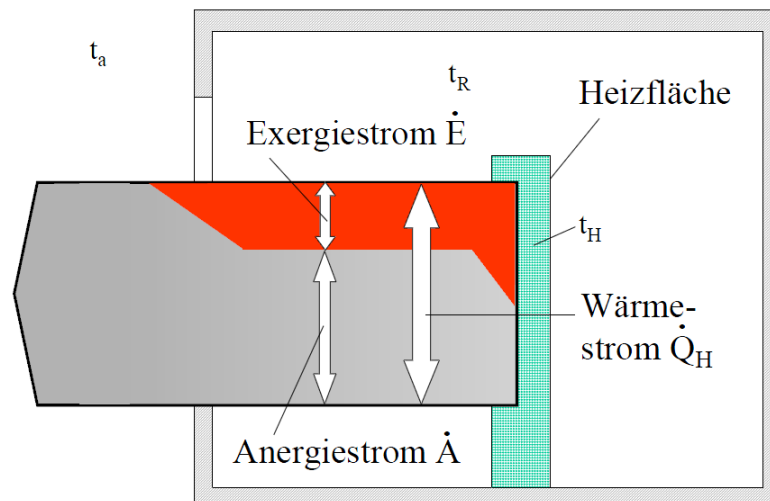
$$\dot{E}_{WP,min} = \dot{E}_{Q,H} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \quad \text{Gleichung 20}$$

Eine reversierte Prozessführung wäre hierbei Voraussetzung. Mit Berücksichtigung eines exergetischen Wirkungsgrades in der realen Betrachtung eines irreversiblen Kreisprozesses ergibt sich die erforderliche Antriebsleistung.

$$P_{WP} = \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \frac{1}{\zeta_{WP}} \quad \text{Gleichung 21}$$

Um möglichst hohe Effizienz zu erzielen, gilt es, folgendes zu beachten:

- Die Wärmequellen- bzw. -senktemperaturen  $T_Q$  sollten nahe der Heiz- bzw. der Kühlmedientemperatur ( $T_H$ ,  $T_K$ ) liegen. Durch großflächige Heiz- bzw. Kühlflächen im Raum und/oder geringe, kleine Temperaturspreizungen zwischen Vor- und Rücklauf können mittlere Heiz- bzw. Kühlmedientemperaturen nahe der Raumtemperatur erreicht werden.
- Die Heiz- und Kühllasten sind geringstmöglich zu halten.

Abbildung 55: Wärmestrom sowie Exergie- und Anergiströme bei der Raumheizung<sup>57</sup>

Der Heizenergiestrom  $\dot{Q}_H$  besteht zu einem großen Teil aus dem Anergiestrom  $\dot{A}$  und zu einem kleinen Teil aus dem Exergiestrom  $\dot{E}$ . Bei jedem Wärmeübergang von einem höheren zu einem niederen Temperaturniveau nimmt die Qualität der Wärme ab, der Anergiestrom wächst und der Exergiestrom sinkt. D. h. ein Teil an Exergie wird in Anergie überführt, es tritt ein Exergieverlust ein. Dies erfolgt beim Übergang vom Heizmedium an den Raum und vom Raum an die Atmosphäre. Im Endergebnis sind 100% Anergie vorhanden.

Wenn eine exergieverlustfreie Wärmeübertragung am Kondensator und Verdampfer möglich wäre, gelänge es, den minimal notwendigen Exergiestrom dem Heizsystem zuzuführen.

$$\dot{E}_{Q,H} = \dot{E}_{V,H-R} + \dot{E}_{V,R-a} = \left(1 - \frac{T_a}{T_H}\right) \dot{Q}_H \equiv \left(1 - \frac{T_Q}{T_H}\right) \dot{Q}_H \quad \text{Gleichung 22}$$

Damit wird sofort ersichtlich, dass die oberste Zielstellung sein muss, die Heizwassertemperatur  $T_H$  so niedrig wie technisch realisierbar zu halten. Zur Erhöhung der Effizienz und der Carnot-Leistungszahl ist der Temperaturabstand zwischen Kondensationstemperatur  $T_K$  und der Verdampfungstemperatur  $T_V$  so gering als möglich zu halten. Wesentlich sind dabei noch die Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung

<sup>57</sup> (Glück, Entwicklung von Produkten mit Kunststoff-Kapillarrohrrmatten zur umweltschonenden Raumheizung und -kühlung, Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrrmatten, 2003)

zwischen Verdampfungstemperatur  $T_V$  und Wärmeentzugstemperatur  $T_U$  und Kondensationstemperatur  $T_K$  und Wärmesenkentemperatur  $T_V$  zu minimieren.<sup>58</sup>

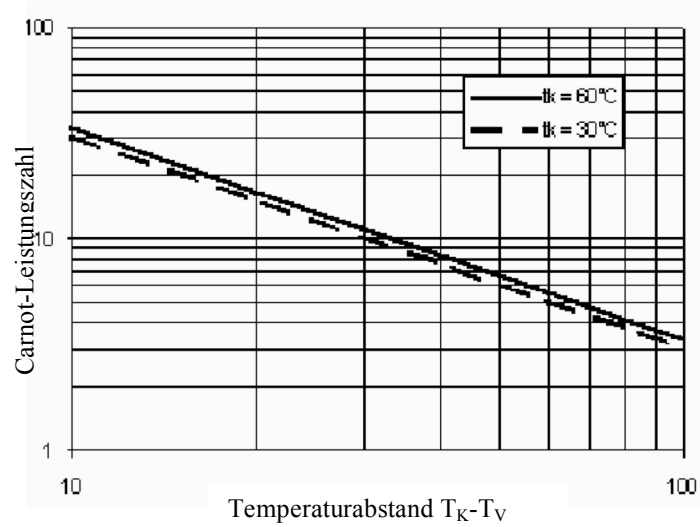


Abbildung 56: Verhältnis zwischen Carnot-Leistungszahl und Temperaturdifferenz  $T_K - T_V$ <sup>59</sup>

$$\dot{E}_{12} = \int_1^2 \frac{t_K - t_V}{t_K} \times \eta$$

Gleichung 23

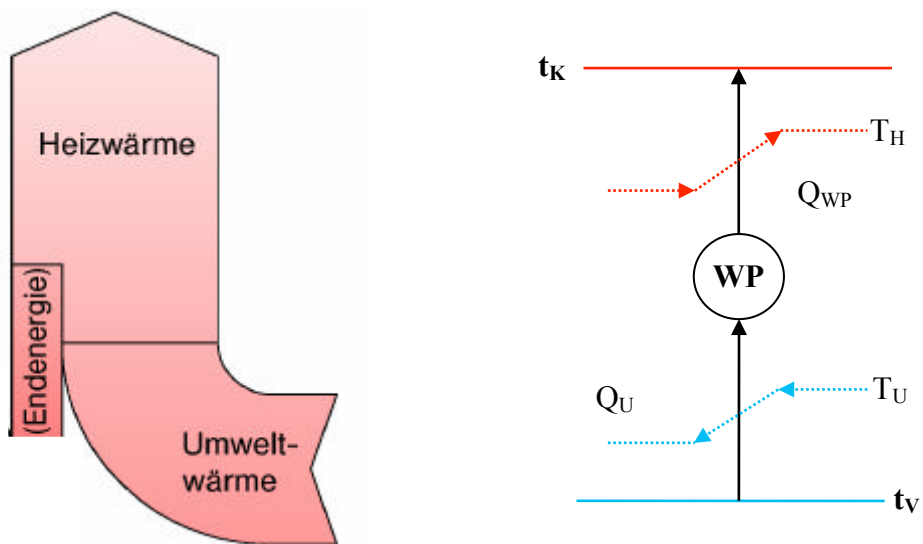


Abbildung 57 Differenz Quelltemperatur zur Verdampfungs- und Kondensationstemperatur<sup>60</sup>

<sup>58</sup> (Procházka & Lok, Explosion and temperature resistance of underground structures by free hexagons, Key engineering materials: Damage and Fracture Mechanics, 2011)

<sup>59</sup> (Sommer, 2002)

<sup>60</sup> (Sommer, 2002)



## 5.2 Einfluss des Kältemittels auf die Effizienz der Wärmepumpe

Die Wahl des Kältemittels hat in Bezug auf die Leistung, die Wirtschaftlichkeit in der Bauweise und das Verhalten jedes Wärmepumpensystems entscheidenden Einfluss.

Derzeit sind die interessantesten Kältemittel für Wärmepumpen die Kältemittel R-410A und R-407C. Vergleicht man rein die Leistungszahlen, die COP-Werte der Verdichter, so wäre R-407C der Vorzug zu geben. Wird die Analyse jedoch auf das gesamte Wärmepumpensystem ausgeweitet, zeigen sich schnell deutliche Vorteile des Kältemittels R-410A.

Wie die Analyse von Verdichterkennwerten zeigt, bedeutet jedes Grad an notwendiger höherer Kondensationstemperatur eine Effizienzeinbuße von ca. 2,5%. In Relation zur notwendigen Wasseraustrittstemperatur (Beispiel: System mit Wasseraustrittstemperatur 35°C) muss es Ziel sein, eine möglichst geringe Temperaturdifferenz zur erforderlichen Kondensationstemperatur zu erreichen. Das folgende exemplarische Temperaturprofil eines Verflüssigers (Kondensators) mit hart gelötetem Wärmetauscher zeigt bei gleicher Übertragungsfläche bei R-410A einen Kondensationstaupunkt von 36,5°C, also 1,5°C höher als die notwendige Wasseraustrittstemperatur und bei Kältemittel R-410C einen Taupunkt von 38,5°C, also um 2°C höher, was einer Einbuße der Effizienz von ca. 6% bedeutet. Dies liegt daran, dass das Kältemittel R410C keinen Temperaturglide aufweist. Dies führt zu einer wesentlich höheren Systemeffizienz.

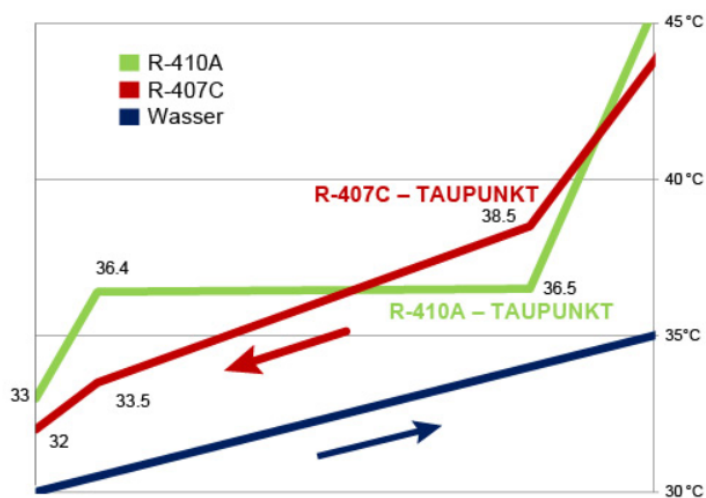
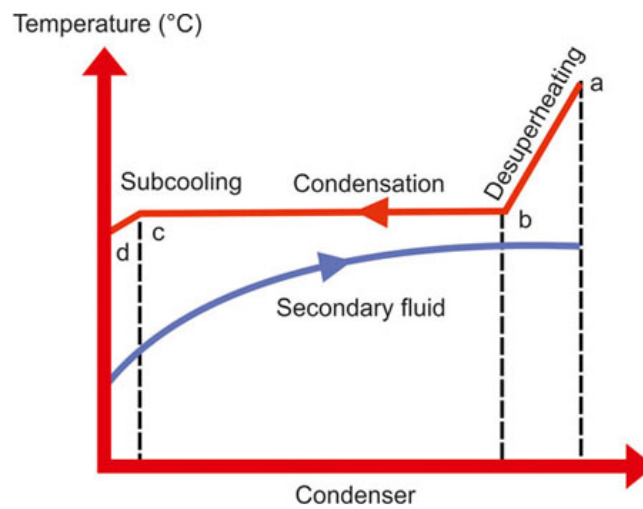


Abbildung 58: Exemplarisches Temperaturprofil in Verflüssiger mit hartgelötetem Wärmetauscher<sup>61</sup>

<sup>61</sup> (Emerson Electric Co)

Bei R-407C empfiehlt es sich, aufgrund seines Temperaturglides einen Flüssigkeitssammler zu verwenden, um die Verflüssigungstemperatur so niedrig wie möglich zu halten. Eine wichtige Rolle spielt der Unterkühlungseffekt. Bei R-410A ist es ohne Temperaturglide möglich, eine konstante Unterkühlung von 3,5K ohne Flüssigkeitssammler aufrecht zu erhalten. Diese Unterkühlung ermöglicht eine weitere Effizienzerhöhung. R-407C-Systeme benötigen einen Flüssigkeitssammler, um eine konstante Unterkühlung von 1,5K sicherzustellen. Messungen zeigen, dass bei Industrie-Standard-Wärmepumpen infolge teilweise zu geringer oder nicht optimierter Übertragungsflächen bei den Kondensatoren, bei den Verflüssigern Temperaturabstände von 3K zwischen Wasseraustrittstemperatur und Verflüssigungstemperatur auftreten. Im Kondensator / Verflüssiger wird die vom Kältegas an den Wasserkreislauf abgegebene Kondensationswärme zur Heizung oder Trinkwassererwärmung verwendet. Im Kondensator wird das überhitzte Kältemittelgas gekühlt, kondensiert und unterkühlt. Bei Auswahl von idealen Wärmeübergangswerten und turbulenter Strömung ist es im Wärmetauscherbereich möglich, eine effiziente Wärmeübertragung zu realisieren. Die minimale Temperaturdifferenz zwischen dem Kältemittel und der sekundären Flüssigkeit in einem Gegenstromverflüssiger – der sogenannte Pinch-Punkt – tritt im Allgemeinen zu Beginn des Kondensationsvorgangs auf (siehe Punkt b). Eine zu starke Verringerung der Temperaturannäherung kann zu einer instabilen und partiellen Kondensation führen. Durch entsprechende Konstruktion kann die Leistung des Verflüssigers enge Temperaturannäherungen bis 0°C und sogar negative Werte zwischen der Kondensationstemperatur und der Wasseraustrittstemperatur erreichen. Die Temperaturdifferenz zwischen dem Austritt aus dem Verdichter des des überhitzten Kältemittels und dem Austritt des Verflüssigers wird hierbei vollständig ausgenutzt, indem die Wassertemperatur so weit erhöht wird, dass die Kondensationstemperatur erreicht oder sogar überschritten wird. Eine Reduktion der Temperaturdifferenz zwischen Kondensations- und Wasseraustrittstemperatur von Industriestandard 3K auf 0K bedeutet eine Effizienzerhöhung von ca. 8%.

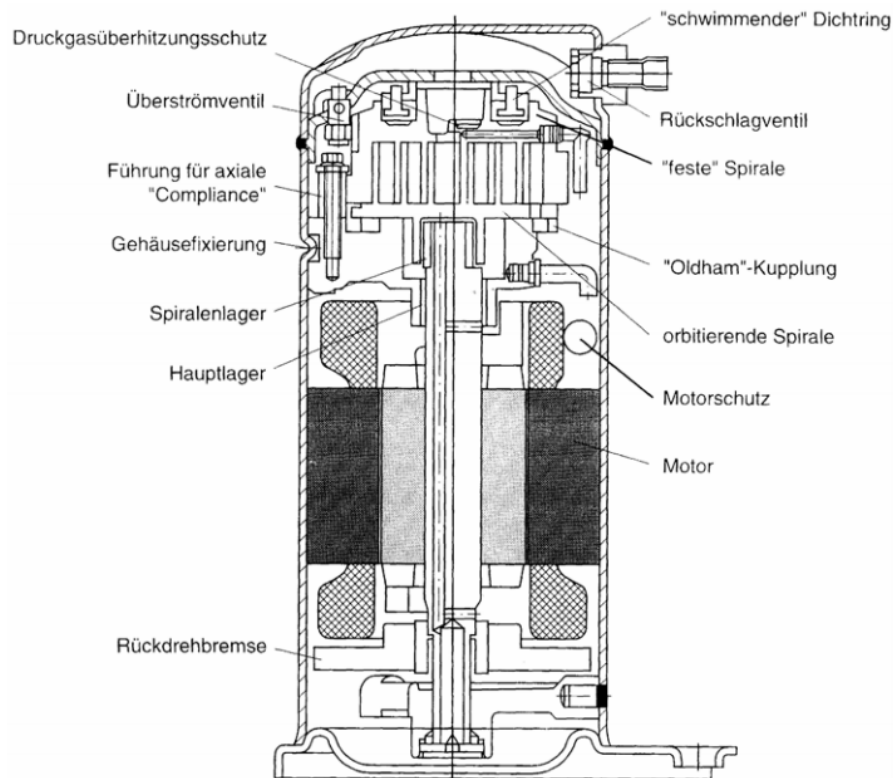
Abbildung 59: Temperaturannäherung Kondensator.<sup>62</sup>

### 5.3 Einfluss des Verdichters auf die Effizienz der Wärmepumpe

Die Auswahl des Verdichters bzw. der Wärmepumpenkomponenten erfolgt hauptsächlich über verfügbare Softwareauslegungsprogramme der Hersteller. Die höchsten isentropen Wirkungsgrade von 0,6 bis 0,8 sind mittels Scroll-Verdichter möglich. Dabei erfolgt die Verdichtung des Kältemittels in spiralförmig angeordneten Rippen, welche auf zwei Scheiben angeordnet sind, wobei eine der beiden Scheiben fest steht, während sich die andere dreht.

---

<sup>62</sup> (SWEP International AB)

Abbildung 60: Aufbau eines Scroll-Verdichters<sup>63</sup>

Die Arbeitsweise ist wie folgt ersichtlich:

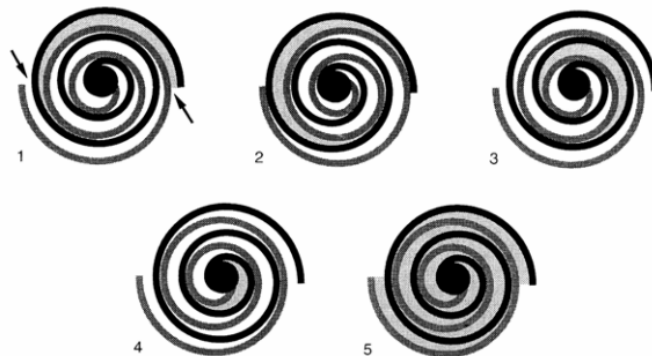


Abbildung 61: Arbeitsweise Scroll-Verdichter

- Zu 1. Das Sauggas tritt am Außenrand in die Öffnung ein.
- Zu 2. Die Einströmöffnungen werden geschlossen.
- Zu 3. Der Gasraum verkleinert sich und das Gasvolumen wird dadurch verdichtet.
- Zu 4. Der Enddruck des Gases wird in der Mitte erreicht und entweicht durch die Auslassöffnung.
- Zu 5. Alle Kammern sind im Betrieb gefüllt. Das Gas wird kontinuierlich angesaugt, verdichtet und ausgestoßen.

<sup>63</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

Von Emerson Climate Technologies, einem führenden Hersteller von Scroll-Verdichtern wird zur Erreichung höchster Effizienz im gesamten Einsatz- und Drehzahlbereich das System mit Dampfeinspritzung propagiert. Es werden gegenüber herkömmlichen Modellen Leistungssteigerungen von +10% bei festen Drehzahlen mit Dampfeinspritzung und Leistungssteigerungen von +20% bei drehzahlgeregelten Modellen propagiert.

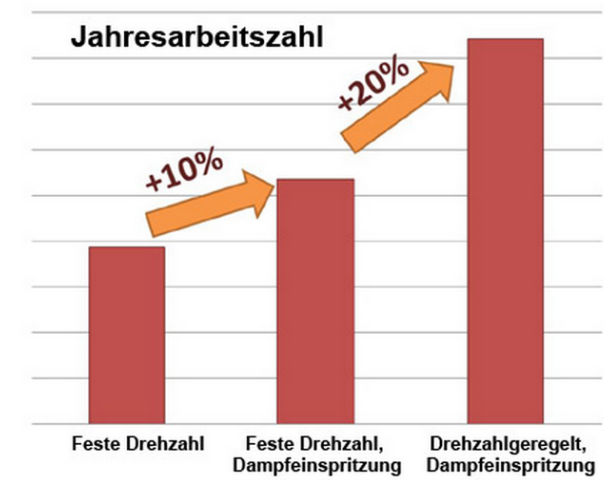


Abbildung 62: Jahresarbeitszahl Copeland Scroll<sup>64</sup>

Der Einsatz des idealen Wärmepumpenverdichters ist im Einsatzfall vor allem vom Druckverhältnis abhängig. Sofern hohe Kondensations- und Wassertemperaturen für die Brauchwasserbereitung oder Hochtemperatursysteme bei niedrigen Verdampfungstemperaturen wie bei Luftwärmepumpen benötigt werden, sind die Systeme mit Dampfeinspritzung ideal. Sofern das Druckverhältnis wie bei Grundwasserwärmepumpen niedrig ist, können jedoch auch Standard-Klimaverdichter die höchsten isentropen Wirkungsgrade aufweisen. Eine genaue Überprüfung und Analyse ist zweckmäßig.

<sup>64</sup> (Emerson Electric Co)

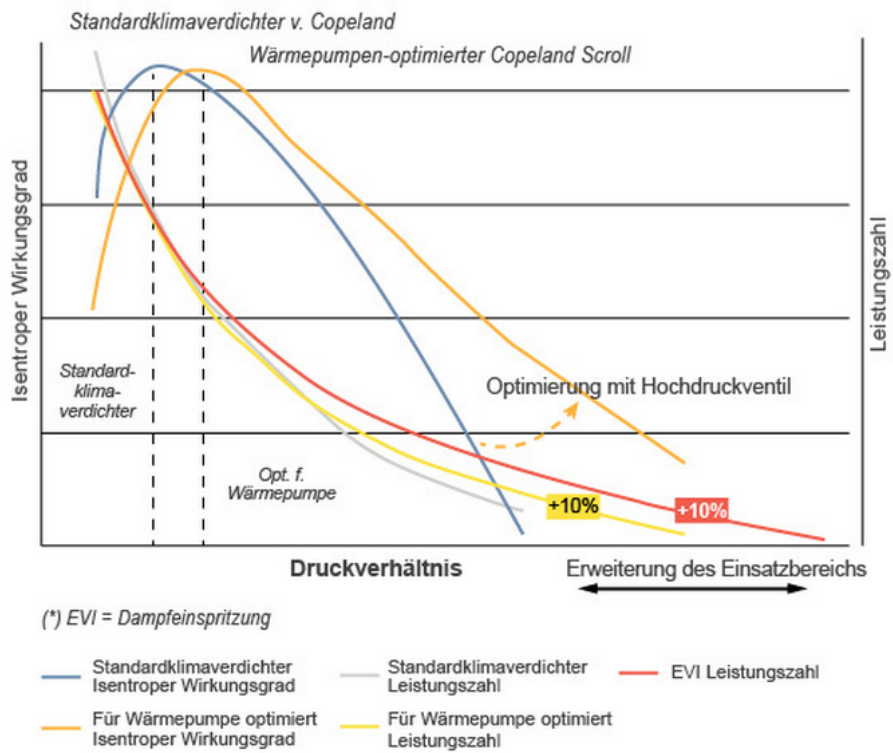


Abbildung 63: Optimierung erneuerbarer Energien<sup>65</sup>

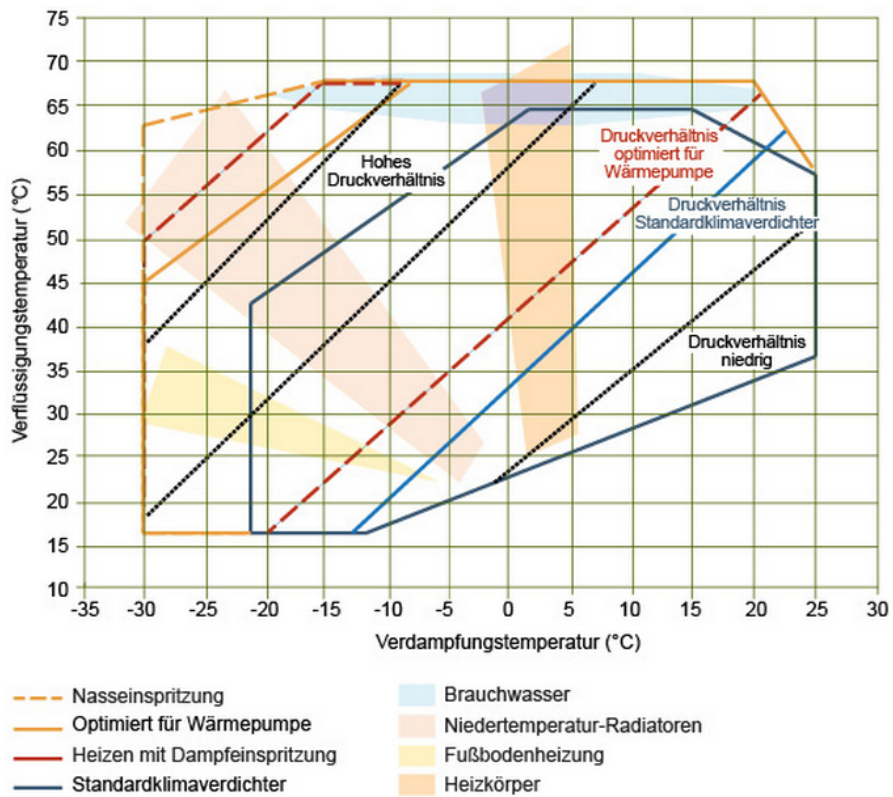


Abbildung 64: Übersicht über erneuerbare Energien<sup>66</sup>

<sup>65</sup> (Emerson Electric Co.)

Beim System mit Dampfeinspritzung wird in den Kreisprozess ein interner Wärmeübertrager, ein sogenannter Economizer eingebaut. Die in diesen Zwischenwärmetauscher eingeleitete Kältemittelmenge wird dazu benutzt, um den Hauptstrom weiter zu unterkühlen und gleichzeitig vor allem die Verdichterendtemperatur zu senken. Die Zwischeneinspritzung im Scroll-Verdichter erfolgt über zwei kleine Einspritzlöcher, welche  $90^\circ$  verschoben in die fixe Volute gebohrt werden. Damit das Verdichteröl nicht verkockt, darf die Heißgastemperatur am Austritt des Verdichters  $120^\circ\text{C}$  nicht überschreiten. Zur Erreichung hoher Wassertemperaturen ist daher die Gasdampfeinspritzung zur Senkung der Druckgasendtemperatur zweckmäßig.

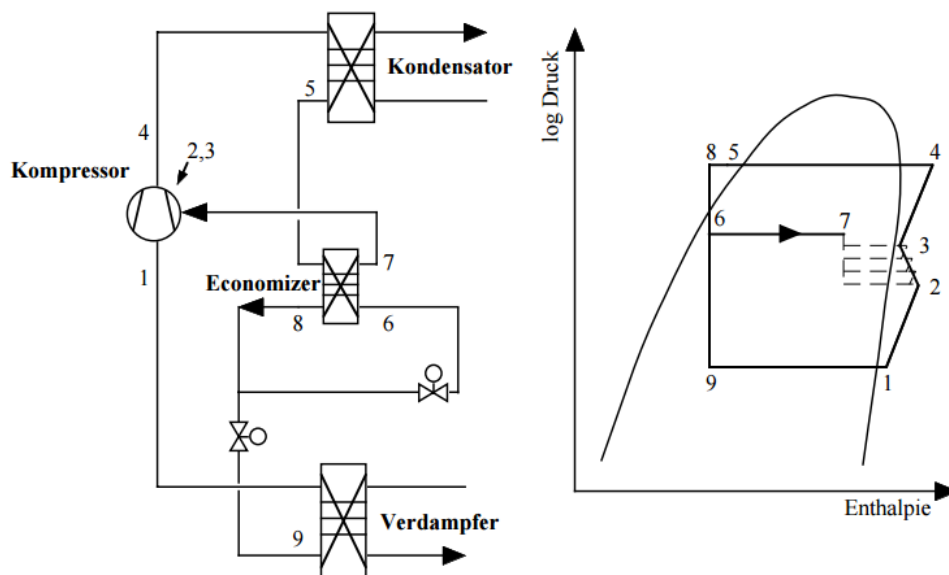


Abbildung 65: Vereinfachtes Schema der Versuchsanlage mit Bezeichnung der Simulationspunkte<sup>67</sup>

Seitens der Firma Emerson Climate wurden Versuche durchgeführt und verschiedene Verdichter zum Vergleich für verschiedene Kältemittel bei typischen Einsatzbedingungen für die Luftwärmepumpe gegenübergestellt. Die Analyse wurde für verschiedene Leistungszahlen bei unterschiedlichen Bedingungen für folgende Verdichter durchgeführt.

<sup>66</sup> (Emerson Electric Co.)

<sup>67</sup> (Zehnder, Favrat, Zahnd, Cizmar, & Trüssel, 2000)

- ZP42KSE – ein Klimaverdichter für R-410A,
- ZH12K1P – ein neuer Wärmepumpenverdichter, optimiert für R-410A,
- ZHI11K1P – ein neuer Wärmepumpenverdichter, optimiert für R-410A, mit Dampfeinspritzung,
- ZH38K4E – ein neuer Wärmepumpenverdichter, optimiert für R-407C.

Die Analyse zeigt, dass generell beim Einsatz von R-410A und einem Verdichter mit Dampfeinspritzung bei den untersuchten Betriebspunkten die höchsten COP-Werte/Effizienzwerte erzielt werden. Bei einer Wasseraustrittstemperatur von 35°C und einer Außenlufttemperatur von -7°C zeigt der Verdichter ZHI11 bei R-410A den höchsten COP. Mit abnehmender Außentemperatur bei der Betriebsbedingung A7/W35 nähern sich die COP-Werte auch mit herkömmlichen Verdichtern an.

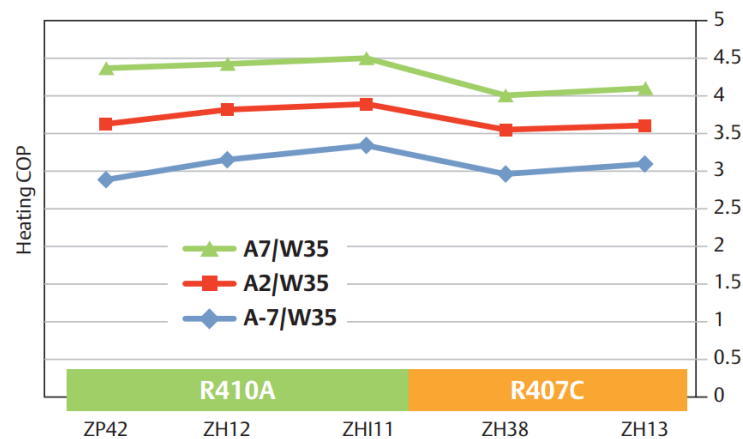
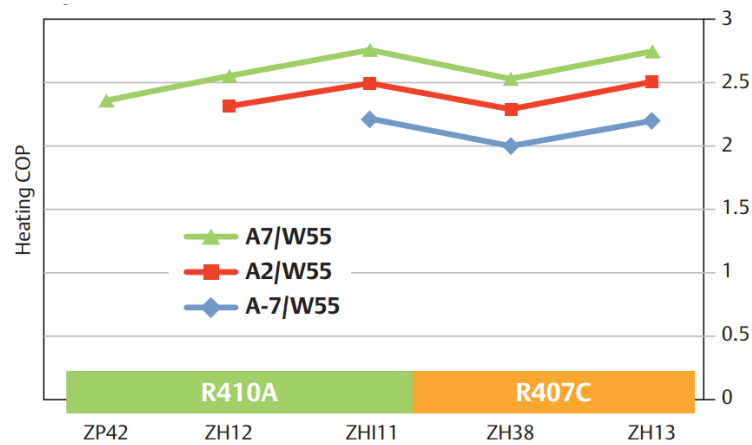


Abbildung 66: A/W HP Simulation mit W35°C<sup>68</sup>

Bei hohen Warmwasseraustrittstemperaturen von 55°C weist der Verdichter ZHI11 mit Dampfeinspritzung bei sämtlichen Betriebsbedingungen die höchsten COP-Werte auf. Auch der Verdichter mit Dampfeinspritzung ZH13 mit dem Kältemittel R-407C erreicht in diesem Betriebspunkt idente COP-Werte.

<sup>68</sup> (Emerson Climate Technologies Inc., 2010)



Abbildung 67: A/W HP Simulation mit W55°C<sup>69</sup>

Mit Hilfe der Auslegungssoftware Selection 7.11 der Firma Emerson Climate wurden nun für die Versuchsanlage für die anzuwendenden Betriebspunkte die unterschiedlichen Verdichter verglichen und zwar:

ZP54: ein Klimaverdichter für R-410A herkömmlicher Bauart,

ZH12K1P: ein neuer Wärmepumpenverdichter optimiert für R-410A,

ZHI14KHP: ein Wärmepumpenverdichter optimiert für R-410A mit Dampfeinspritzung.

Gegenüber einer Luftwärmepumpe ist bei einer Wasserwärmepumpe die Verdampfungstemperatur über den Einsatzbereich nahezu konstant. Bei einer Quellenvorlaufstemperatur von 10°C und Quellenrücklaufstemperatur von 7°C (Temperaturdifferenz 3°K gemäß EN 255) ergibt sich bei der optimierten Versuchsanlage eine Verdampfungstemperatur von ca. +6°C. Für den Heizbetrieb ergeben sich für die optimierte Betriebsweise Betonkernaktivierung kombiniert mit oberflächennahen Dünntbettfußbodenheizungen Vorlaufstemperaturen im Bereich von 25°C bis 35°C. Die ausgewählten Verdichter weisen folgende COP-Werte laut Auslegungsdimensionierungssoftware des Herstellers auf.

<sup>69</sup> (Emerson Climate Technologies Inc., 2010)

Kondensations- temperatur °C	25°C	28°C	30°C	35°C	40°C	45°C	50°C	55°C
ZH12	-	8,43	8,01	7,02	6,11	5,29	4,57	3,94
ZHI14K	-	8,39	7,88	6,85	5,95	5,19	4,52	3,96
ZP54	10,10	9,18	8,622	7,34	6,27	5,33	4,53	3,85

Tabelle 6

### Heizbetrieb:

Die geringen Druckdifferenzen für den gegenständlichen Heizbetrieb bei nahezu konstanten Verdampfungstemperaturen von +6°C und niedrigen Kondensationstemperaturen im Bereich von 25°C bis 35°C zeigen, dass der herkömmliche Klimaverdichter ZP54 die höchsten COP-Werte (bis zu 6% höher als die speziellen Wärmepumpenverdichter ZH12 bzw. mit Dampfeinspritzung ZHI14K) aufweist. Im Heizbetrieb ist in Bezug auf den COP-Wert der Klimaverdichter den speziellen Wärmepumpenverdichtern weit überlegen.

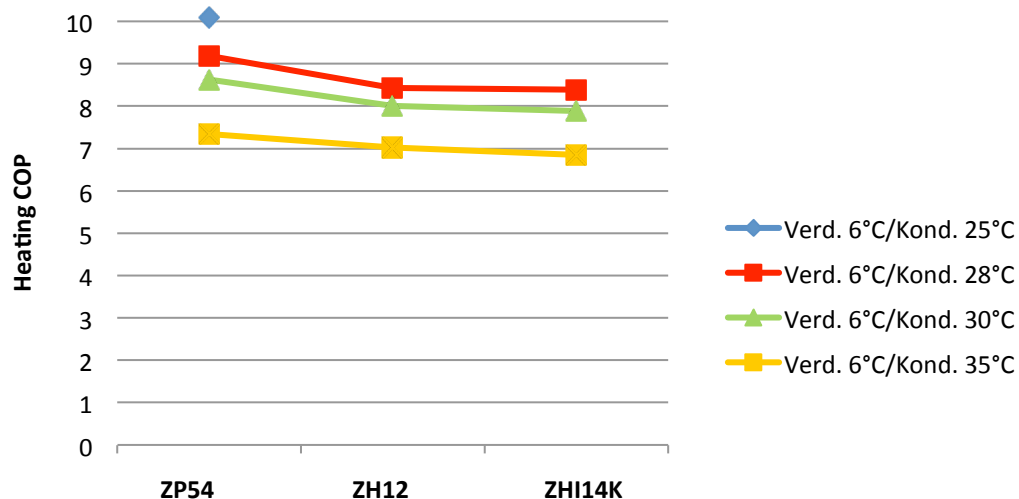


Abbildung 68: Heizbetrieb

### Warmwasserbetrieb:

Beim Warmwasserbetrieb mit Kondensationstemperaturen von 40°C, 45°C, 50°C und 55°C steigt das Druckverhältnis und zeigt sich, dass bei der höchsten erforderlichen Kondensationstemperatur von 55°C der Verdichter mit Dampfeinspritzung ZHI14K und auch der Wärmepumpenverdichter ZH12 dem Klimaverdichter ZP54 nur geringfügig überlegen ist. Da jedoch die Hauptarbeit ca. 2/3 im Heizbetrieb und 1/3 im Warmwasserbetrieb vor allem im Bereich 45°C bis 50°C zu erbringen ist, ist der herkömmliche Klimaverdichter ZP54 für diesen Einsatzfall der ideale Wärmepumpenverdichter mit höchsten COP-Werten.

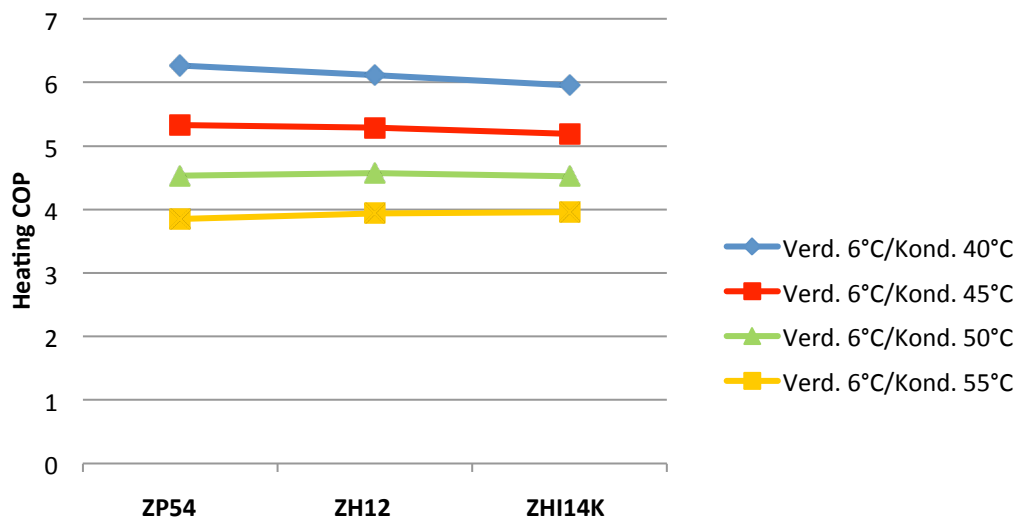


Abbildung 69: Warmwasserbetrieb

Diese Analyse zeigt, dass der Wärmepumpenverdichtertyp sorgfältig anhand der tatsächlichen Betriebsbedingungen auszuwählen ist und eine generelle Aussage, dass spezielle Wärmepumpenverdichter mit oder ohne Dampfeinspritzung generell von der Leistungsziffer her überlegen wären, nicht möglich ist.

#### 5.4 Einfluss der Temperaturspreizung auf die Effizienz der Wärmepumpe

Nach der alten Europannorm EN 255 waren Normpunkte bei Grundwasser bei W 10 / W35-25 vorgegeben. Die Temperaturdifferenz auf der Wärmesenke Kondensatorseite betrug 10°C, von Wasser 35°C auf Wasser 25°C.

Die neue Norm EN 14511, welche ermöglichen soll, international die Leistungsziffern von Wärmepumpen zu vergleichen, gibt eine Temperaturdifferenz auf der Wärmesenke auf der Kondensatorseite von 5°C vor. Bei Grundwasser W10 / W35-30 oder bei Sole B0 / W35-30. Damit haben sich die COP-Werte nach der aktuellen Norm im Mittel um über 6% gegenüber der ausgedienten Norm vermindert.

Am Wärmepumpen-Testzentrum WPZ der Hochschule Buchs wurden Messungen und Versuche durchgeführt, wie sich der COP-Wert bei konstanter mittlerer Kondensationstemperatur mit Änderung der senkenseitigen Temperaturspreizung ändert.

Die folgende Abbildung zeigt, dass bei Betrachtung ohne Umwälzpumpen sich der höchste COP-Wert bei einer Temperatursenke von 5K mit 1,0 ergibt. Bei einer geringen Temperatursenke von 3K vermindert sich dieser auf 0,975. Bei einer Temperatursenke von 10K ist dieser nahezu ident mit 1,0. Um die Temperatursenke von 10K auf 5K zu ändern, ist die doppelte Wassermenge auf der Kondensatorseite notwendig. Bei gleichen Rohrleitungsquerschnitten erhöht sich damit die Wassergeschwindigkeit um 100%. Der Druckverlust, den die Umwälzpumpe überwinden muss, erhöht sich aber zur dritten Potenz. Die Energieaufnahme der Umwälzpumpe steigt mit mit Reduktion der Temperatursenke. Aus diesem Grund liegt bei der Betrachtungsweise mit dem Energieverbrauch der Umwälzpumpe der COP mit 0,98 bei einer Temperatursenke von 10K im Optimum, bei einer Temperatursenke von 5K geringfügig darunter bei 0,975. Bei einer Temperatursenke von 3K und damit nochmaliger nahezu Verdoppelung der notwendigen Umwälzmenge fällt der COP d auf 0,935 ab. Trägt man diesem Umstand bei der Dimensionierung der Systeme Rechnung, so kann der Nachteil der höheren Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe durch entsprechend groß dimensionierte Rohrleitungen mit geringem Druckverlust und energieeffizienten Umwälzpumpen ausgeglichen werden und das Optimum auch mit Betrachtungsweise der Umwälzpumpen bei einer Temperatursenke von 5K gemäß der Europannorm EN 14511 erreicht werden.

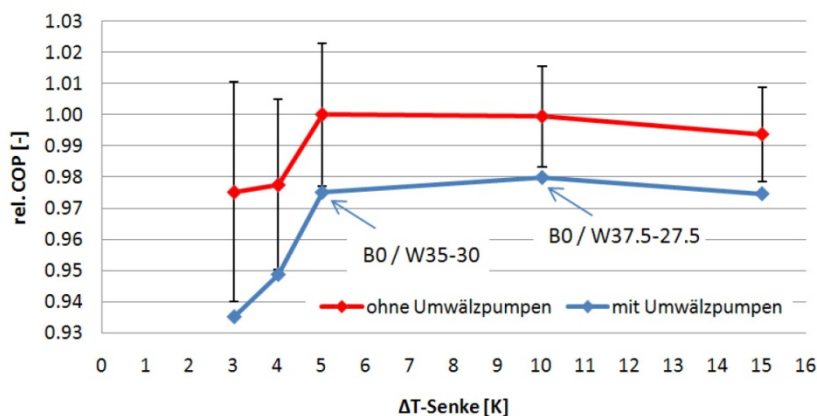


Abb. 1 - relativer COP in Abhängigkeit der senkenseitigen Temperaturspreizung

Abbildung 70: relativer COP in Abhängigkeit der senkenseitigen Temperaturspreizung<sup>70</sup>

An drei verschiedenen Wärmepumpen wurden die verschiedenen Temperaturdifferenzen bei einer mittleren Kondensationstemperatur von 32,5°C gemessen, wobei die quellenseitige

<sup>70</sup> (Wärmepumpen-Testzentrum WPZ, 2009)

Spreizung auf 3K bei Sole beibehalten wurde. Das Druckverhältnis zwischen Hoch- und Niederdruck ist beim Normpunkt B0 / W35-30 am geringsten, d.h. der Kompressor muss in diesem Arbeitspunkt am wenigsten arbeiten, die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors ist am kleinsten und daher der COP/die Effizienz mit 1,0 am höchsten.

	B0 / W34-31	B0 / W34.5-30.5	B0 / W35-30	B0 / W37.5-27.5	B0 / W40-25
Niederdruck [bara]	4.07	4.09	4.15	4.12	4.09
Sauggastemp. [°C]	-2.45	-2.38	-2.15	-2.32	-2.50
Hochdruck [bara]	15.26	15.26	15.19	15.37	15.71
Flüssigkeitstemp. [°C]	31.28	30.96	30.54	28.77	26.84
Druckverhältnis $\pi$ [-]	3.75	3.73	3.66	3.73	3.84
rel. COP (ohne Pumpen)	0.975	0.978	1.000	0.999	0.994
Kältemitteltyp	R407C	R407C	R407C	R407C	R407C

Abbildung 71: durchschnittliche Kältekreisdaten bei verschiedenen Arbeitspunkten<sup>71</sup>

Die nächste Abbildung zeigt den Temperaturverlauf im Kondensator bei zwei verschiedenen Arbeitspunkten.

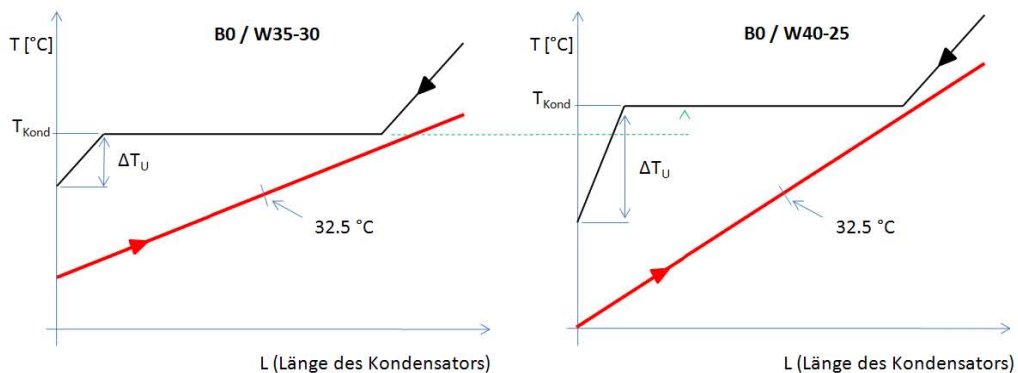


Abbildung 72: Temperaturverlauf im Kondensator bei zwei verschiedenen Arbeitspunkten<sup>72</sup>

## 5.5 Einfluss des elektronischen Expansionsventils (EEV) auf die Effizienz einer Wärmepumpe

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>71</sup> (Wärmepumpen-Testzentrum WPZ, 2009)

<sup>72</sup> (Wärmepumpen-Testzentrum WPZ, 2009)

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.

Thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich:

- a Flüssigkeitsleitung
- b Saugleitung
- c Temperaturfühler
- d Kapillarrohr
- e Membrane
- f Düse und Düsennadel
- g Feder
- h Überhitzungs-Einstellung
- i Kapillarrohr des äußeren Druckausgleichs
- k Zwischenwand

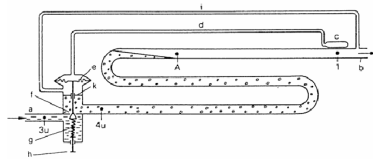


Abbildung 73: thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich<sup>73</sup>

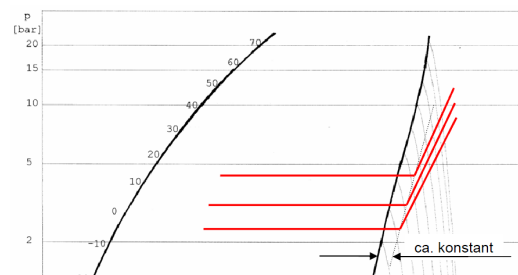


Abbildung 74: Darstellung Überhitzung Expansionsventil<sup>74</sup>

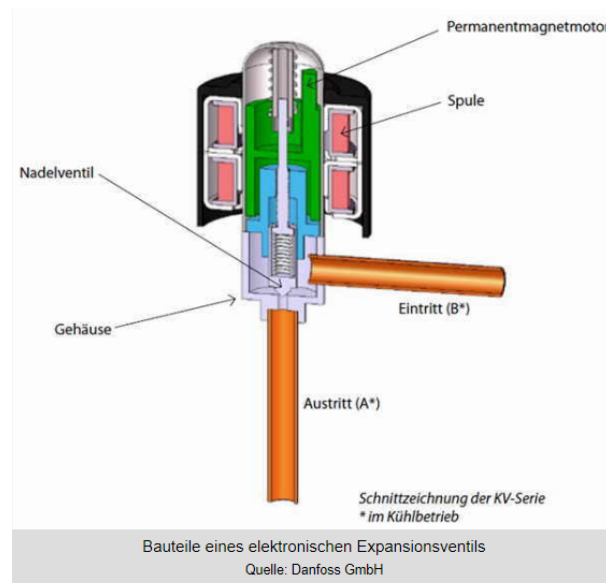
Eine Erhöhung der Jahresarbeitszahl erreicht man durch elektronische Expansionsventile, welche die Flüssigkeitsmenge über Widerstandsthermometer regeln. Diese Widerstandsthermometer sind am Ein- und Austritt installiert, das Regelgerät wertet die Temperaturdifferenz aus und gibt ein entsprechendes Regelsignal 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>73</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

<sup>74</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

Abbildung 75: elektronisches Expansionsventil<sup>75</sup>

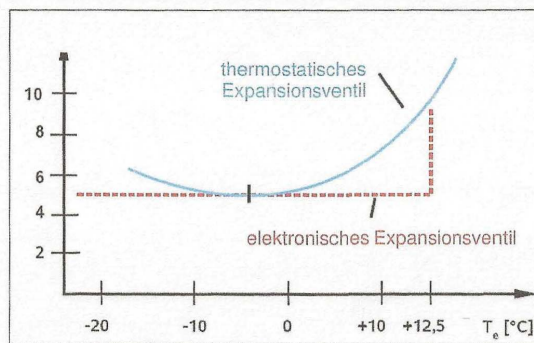
Beim Betrieb des elektronischen Expansionsventils wird das Nadelventil mittels einer Schraubenkonstruktion – mit linearem Hub durch elektrische Signale gedreht, um den Kältemittelstrom zu regulieren. In der Spulenkonstruktion befinden sich verschiedene Spulentwicklungskonfigurationen, die Polaritäten 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:

---

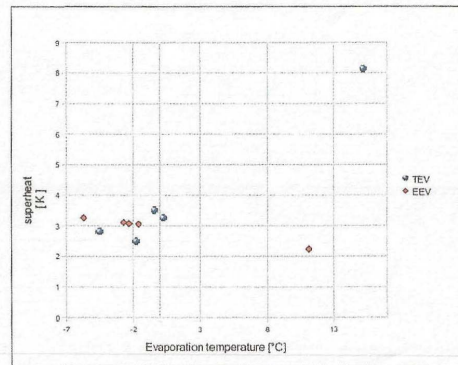
<sup>75</sup> (Danfoss GmbH, 2010)

### Effizienzsteigerung durch elektronisches biflow Expansionsventil



Steigert die Verdampfungstemperatur auch außerhalb des Auslegungspunktes, da Überhitzungsbedarf nicht steigt

--> über Vergleichsmessungen bestätigt:



Steigende Verdampfungstemperatur steigert COP um rund 2,5% pro K  
--> EEV steigert die Jahresarbeitszahl um 7%

Abtauung über Kreislaufumkehr effizient, durch biflow-EEV Komplexität aus Kältekreis

Abbildung 76: Effizienzsteigerung durch elektronisches Expansionsventil<sup>76</sup>

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.

## 5.6 Prinzipielle einfache Verdichter-Wärmepumpe

Entsprechend dem Stand der Technik sind 95% der von der Industrie gefertigten Wärmepumpen wie folgt aufgebaut:

Sie bestehen aus den Komponenten:

<sup>76</sup> (Danfoss GmbH, 2010)



- Verdampfer ①,
- Verdichter ②,
- Verflüssiger ③ und
- Expansionsventil ④.

Das gasförmige Kältemittel, welches unter Wärmeaufnahme von der Umgebung (Grundwasser, Erdwärme, Luft) in den dampfförmigen Zustand übergegangen ist, wird durch den Verdichter ② angesaugt. Im Verdichter wird der Kältemitteldampf komprimiert, wobei sich seine Temperatur und sein Druck erhöhen. Das komprimierte Kältemittel gelangt über die Druckleitung in den Verflüssiger ③. Durch Entzug von Wärme mittels eines Kühlmediums (Heizungswasser) kondensiert das Kältemittel und fließt flüssig zum Drosselventil/Expansionsventil ④. Im Drosselventil/Expansionsventil wird die Durchflussmenge reguliert. In diesem Expansionsventil wird das flüssige Kältemittel entspannt und dadurch auf den Druck gebracht, bei dem die Verdampfung stattfinden soll. Der Kreislauf ist geschlossen.

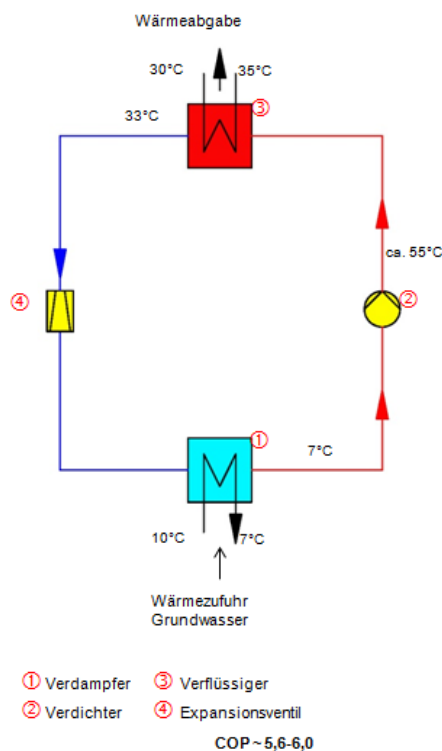


Abbildung 77: Standard-Wärmepumpe

Gemäß der Europeanorm DIN EN 14511 sind die Normmesspunkte der Wärmeentzugstemperatur und der Wärmesenktemperatur und die Spreizung Temperaturdifferenz genormt und dadurch die Wärmepumpen bei den gleichen

Betriebspunkten hinsichtlich ihrer Effizienz und hinsichtlich ihres COP vergleichbar. Für den Niedertemperatur-Heizungsbereich wird bei Grundwasser-Wärmepumpen der Betriebspunkt W10/W35 definiert. Dabei wird unter W10 die Grundwassertemperatur mit  $10^{\circ}\text{C}$  und unter W35 die Heizungswasser-Vorlauftemperatur mit  $35^{\circ}\text{C}$  definiert. Die Temperaturspreizung zwischen Vor- und Rücklauf beträgt  $5\text{K}$ , somit beträgt die Rücklauftemperatur  $30^{\circ}\text{C}$ . Bei üblicher Dimensionierung der Wärmetauscher Verdampfer und –Verflüssiger sowie gängigen Scroll Wärmepumpenverdichtern werden bei diesem Betriebspunkt im Mittel bei den Industriegeräten COP von  $5,6$  bis  $6,0$  laut Datenblattangaben erreicht. Die EN 14511 gibt auch vor, dass die Abkühlung im Verdampfer eine Temperaturdifferenz von  $3\text{K}$  aufweisen soll. Das Grundwasser wird somit von  $10^{\circ}\text{C}$  im Verdampfer auf  $7^{\circ}\text{C}$  abgekühlt. Bei Industriestandard-Dimensionierung der Verdampfer ergibt dies eine Verdampfungstemperatur von ca.  $2^{\circ}\text{C}$ . Mit einer üblichen Überhitzung von  $5^{\circ}\text{C}$  und einer Sauggastemperatur zum Verdichter von  $7^{\circ}\text{C}$  im Verflüssiger tritt das Kältemittel leicht unterkühlt mit einer Unterkühlung von  $3^{\circ}\text{C}$  somit mit ca.  $32^{\circ}\text{C}$  aus. Der vereinfachte Prozess (Carnot'sche Vergleichsprozess) verläuft dann wie folgt:

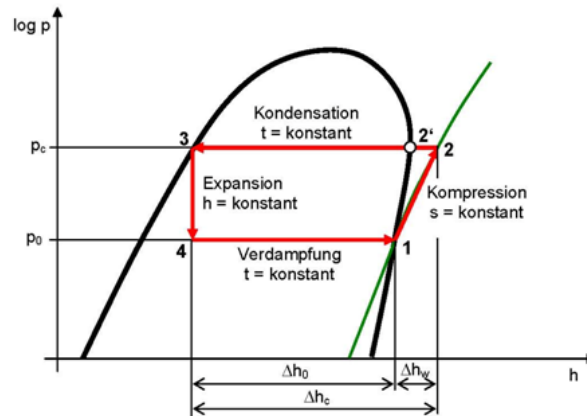


Abbildung 78: Kreisprozess im log-ph-Diagramm

- 1-2 Isentrope Verdichtung mit Überhitzung  
Die Überhitzungstemperatur liegt dabei weit über der Verflüssigungstemperatur bei ungefähr  $55^{\circ}\text{C}$  bis  $66^{\circ}\text{C}$ .
- 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 Isotherme Verflüssigung  
Es erfolgt eine isotherme Verflüssigung, die Abgabe der Verflüssigungswärme an das zu erwärmende Medium.
- 3-4 Entspannung bei konstanter Enthalpie  
Das Kältemittel wird auf den Verdampfungsdruck entspannt.
- 4-1 Isotherme Verdampfung

Die Verdampfungsenergie wird dem zu kühlenden Medium entzogen.

## **5.7 Verdampferfüllung und Überhitzung**

Zur bestmöglichen Nutzung des Verdampfers wird angestrebt, genau so viel Kältemittel einzuspritzen, dass der Verdampfer möglichst komplett mit flüssigem Kältemittel benetzt ist. Die Verdampfungstemperatur kann umso mehr an die Medientemperatur der Wärmequelle (z.B. Grundwasser, Sole, Luft) herankommen, je größer die zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Verdampferfläche ist. Ziel muss es sein, eine möglichst hohe Verdampfungstemperatur möglichst nahe an der Quellenaustrittstemperatur zu erreichen.

Eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur um  $1^{\circ}\text{C}$  ergibt eine Effizienzsteigerung von ca. 3%. Die Aufgabe des Expansionsorgans ist es, möglichst die optimale Kältemittelmenge in den Verdampfer für den jeweiligen Betriebspunkt einzuspritzen. Die sogenannte Überhitzung des den Verdampfer verlassenden Kältemittels dient als Regelparameter. Die Überhitzung ist also der Temperaturunterschied zwischen der Verdampfungstemperatur des Kältemittels und der Temperatur des den Verdampfer verlassenden Kältemittels. Eine hohe Überhitzung bedeutet, dass ein relativ großer Teil des Verdampfers nicht mit flüssigem Kältemittel benetzt ist, was ungünstig ist, denn dieser nicht benetzte Teil trägt kaum zur aktiven Wärmeübertragung bei. Dadurch verringert sich die wirksame Fläche und die Verdampfungstemperatur liegt niedriger als möglich, wodurch die Effizienz der Wärmepumpe nicht bestmöglich sein wird. Aus diesem Grund wird eine möglichst kleine, stabile Überhitzung angestrebt im Bereich von  $3^{\circ}\text{K}$  bis  $5^{\circ}\text{K}$ , wodurch die Gesamteffizienz dennoch hoch ist. Erfahrungsgemäß kann die Überhitzung jedoch nicht beliebig verringert werden, ohne negative Auswirkungen hinnehmen zu müssen. Messungen seitens der Hersteller von Expansionsventilen haben in den Jahren 1960 bis 1970 die Basis zur Ausarbeitung der sogenannten MSS (Minimal Stable Superheat) Theorie entstehen lassen. Diese MSS-Theorie besagt, dass jeder Verdampfer eine charakteristische Kurve mit der kleinstmöglichen Überhitzung besitzt. Unterhalb dieser kleinstmöglichen Überhitzung kann der jeweilige Verdampfer nicht mehr stabil betrieben werden. Diese Kurve ist einzigartig individuell für jeden Verdampfer und wird maßgeblich von der Verdampferbauart wie auch von den Betriebsbedingungen beeinflusst.

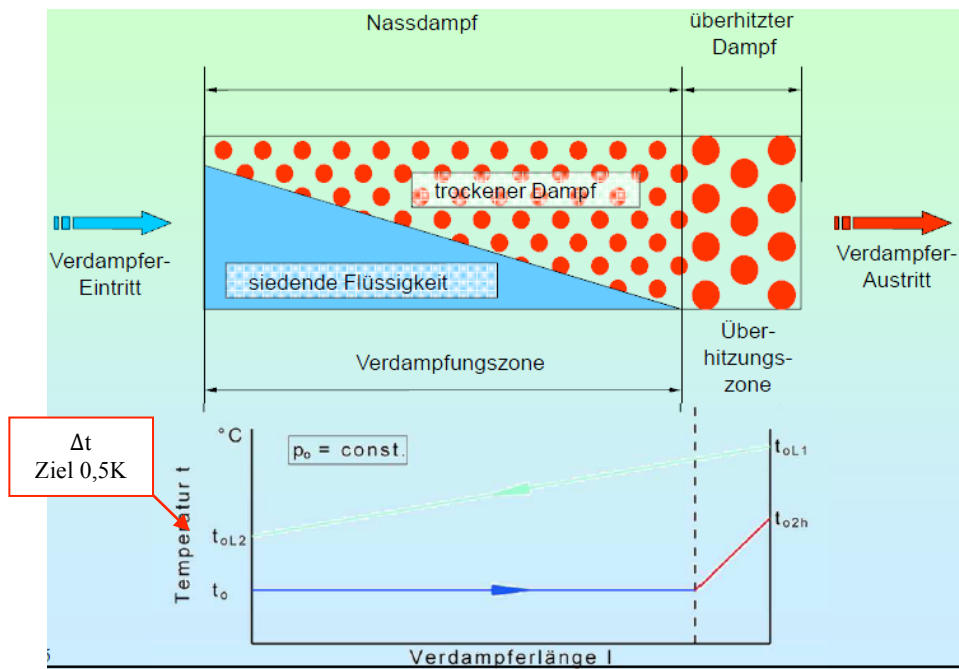


Abbildung 79: Phasenübergang im Verdampfer<sup>77</sup>

## MSS Theorie

Minimal Stabile Überhitzung – Minimal Stable Superheat

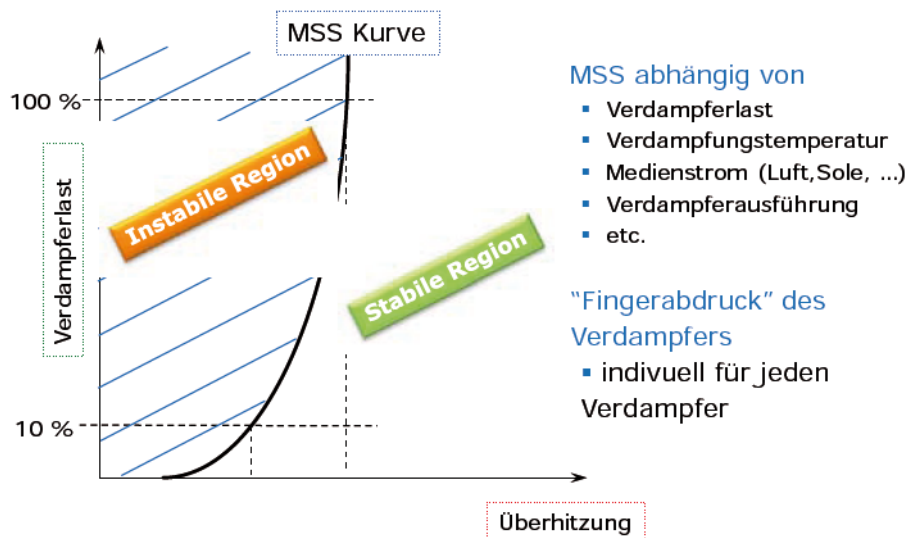


Abbildung 80: MSS Theorie<sup>78</sup>

Zur optimalen Verdampferleistung ist eine möglichst gleichmäßige Kältemittelverteilung auf die vorhandenen Kanäle notwendig. Aus dem Expansionsventil kommend wird dem Plattenverdampfer das Kältemittel als Gemisch aus Flüssigkeits- und Dampfanteilen mit relativ hoher Geschwindigkeit zugeführt. Bedingt durch die hohe kinetische Energie der

<sup>77</sup> (Colling, 2011)

<sup>78</sup> (Saar, 2014)

Flüssigkeitsanteile erfolgt eine Überversorgung des letzten Kanals mit flüssigem Kältemittel. Dies vor allem bei Plattenverdampfern mit geringer Bautiefe.

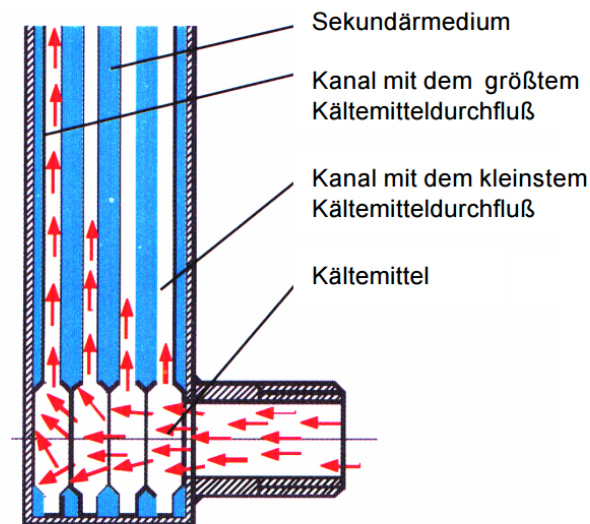


Abbildung 81: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit kleiner Plattenzahl ohne Kältemittelverteiler<sup>79</sup>

Bei Plattenverdampfern mit großer Plattenanzahl wird an den scharfkantigen Stegen der einzelnen Platten der als Freistrahle eintretende Kältemittelmassenstrom abgeschält. Ab ca. 20 bis 30 Platten erfolgt eine Überversorgung mit Kältemittel. Dadurch ist ein sicherer Transport des flüssigen Kältemittels zu den hinteren Kanälen nicht gewährleistet. Der Kanal mit dem größten Kältemitteldurchfluss bestimmt das Regelverhalten des Expansionsventils. Dadurch sind die restlichen Kanäle aufgrund einer zu geringen Kältemittelmenge leistungsmäßig nicht voll ausgenutzt.

<sup>79</sup> (Lohr, 2005)

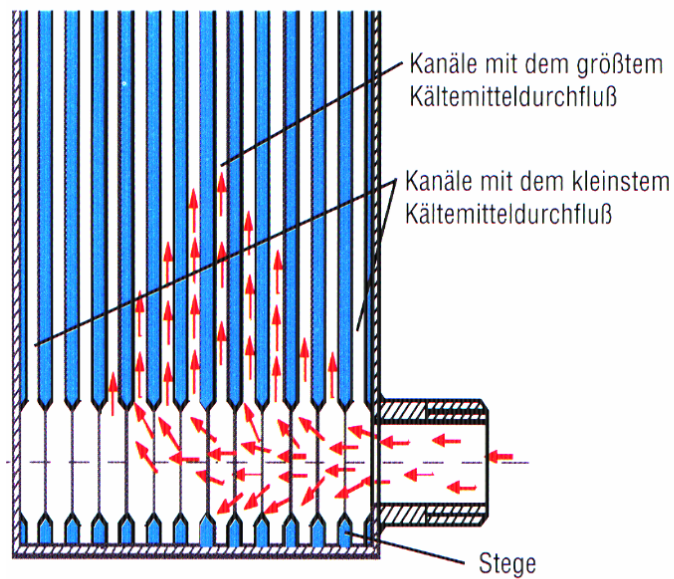


Abbildung 82: Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit großer Plattenzahl ohne Kältemittelverteiler<sup>80</sup>

Eine gleichmäßige Beaufschlagung der vorhandenen Kanäle kann nur durch Einsatz eines speziellen Kältemittelverteilers sichergestellt werden. Wird dieser 2-stufig ausgeführt und konstruiert, gelangt das Kältemittel durch ein Sintermetall in den Verdampfer. Die Porengröße des Sintermetalls ist größer als die Filtereinheit herkömmlicher Filtertrockner, ein Verstopfen ist somit ausgeschlossen. Die Aufgabe des Sintermetalls besteht darin, die hohe kinetische Energie in Einströmrichtung zu vermindern. Im Verteilerrohr selbst erfolgt eine weitgehende Trennung in Dampf- und Flüssigkeitsphase. Durch den Einsatz eines 2-stufigen Kältemittelverteilers erfolgt eine gleichmäßige Kältemittelverteilung in den einzelnen Kanälen und eine optimale Ausnutzung der vorhandenen Flächen und höchstmögliche Verdampfungstemperaturen.

<sup>80</sup> (Lohr, 2005)

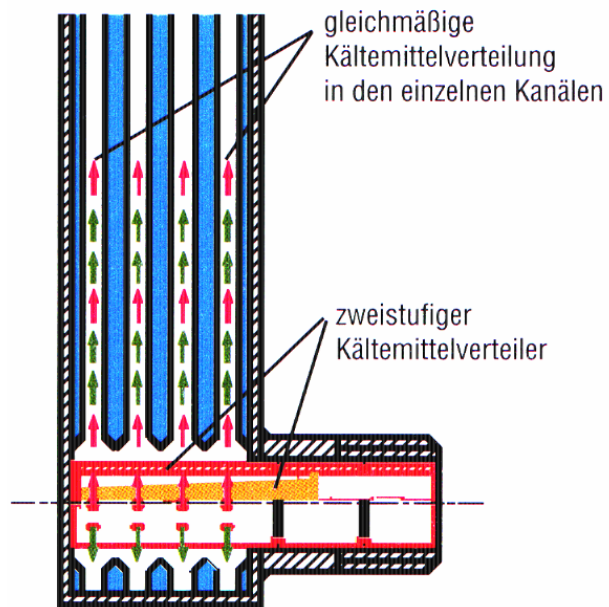


Abbildung 83: Zweistufiger Kältemittelverteiler für Plattenverdampfer<sup>81</sup>

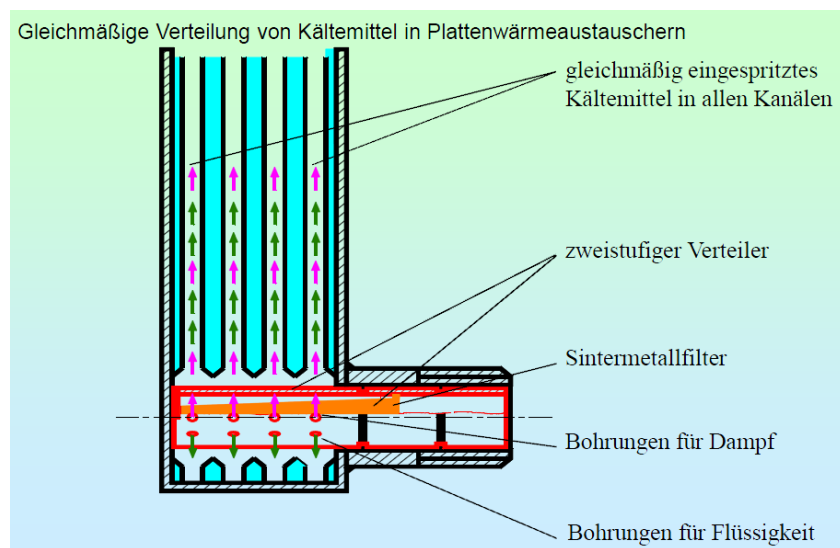
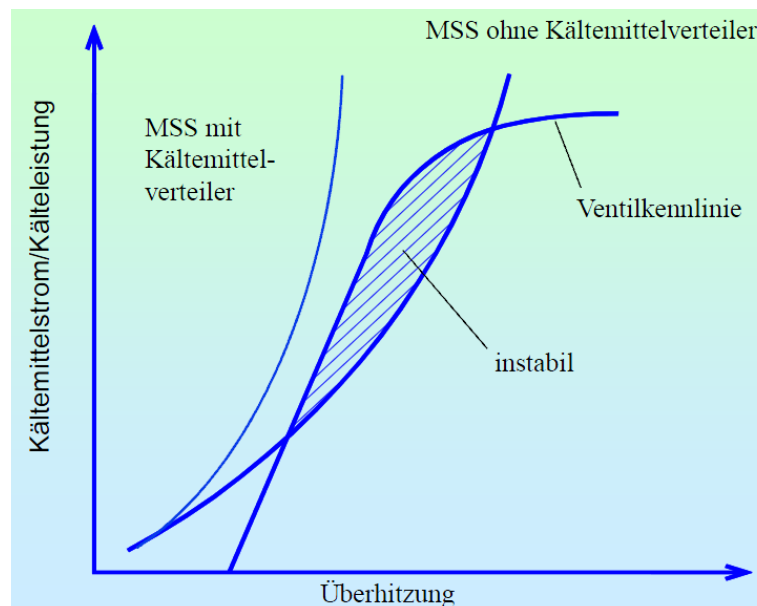


Abbildung 84: Kältemittelverteiler mit Sintermetallfilter<sup>82</sup>

Durch den Einbau eines Plattenverdampfers mit Kältemittelverteiler ergibt sich eine wesentlich stabilere MSS-Kennlinie.

<sup>81</sup> (Lohr, 2005)

<sup>82</sup> (Colling, 2011)

Abbildung 85: MSS Linien<sup>83</sup>

## 5.8 Optimierung der Wärmetauscherlegung bei Verdampfer und Kondensator

Die Leistungszahl wird umso höher, je niedriger die Temperaturdifferenz bzw. die Druckdifferenz zwischen der  $T_c$ -Kondensationstemperatur, Kondensationsdruck und der  $T_o$ -Verdampfungstemperatur (Verdampfungsdruck) ist. Die Wärmeübertragung erfolgt nach der Grundformel:

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta tm \quad \text{Gleichung 24}$$

Für die Wärmeübertragung zwischen dem Kältemittel und der Wärmequellenseite sowie der Wärmenutzungsseite ist eine treibende Temperaturdifferenz notwendig. Zur Reduktion der Gesamttemperaturdifferenz ist somit das  $\Delta tm$  so niedrig als möglich, sowohl auf der Verdampfer- als auch auf der Kondensatorseite zu halten. Um dies zu erreichen, ist eine wesentliche Vergrößerung der Wärmeaustauscherfläche  $A$  durchzuführen. Dies hat jedoch insofern Grenzen, da sich beim Plattenwärmetauscher bei gegebenem Wasserdurchsatz auf der Wärmequellen- und auf der Wärmenutzungsseite die Strömungskanalgeschwindigkeit reduziert. Eine wesentliche Reduktion der Kanalgeschwindigkeit hat jedoch zur Folge, dass sich die für einen guten Wärmeübergang notwendige turbulente

<sup>83</sup> (Colling, 2011)



Strömung in eine laminare Strömung mit wesentlich geringeren Wärmeübergangswerten verwandelt. Bis zu einem gewissen Grad lassen sich gute Wärmeübergangswerte und –turbulenzen durch sogenannte Microplate-Platten mit interner Verwirbelung gegenüber herkömmlichen Fishbone-Platten erreichen. Beim Verdampfer sind in Bezug auf die Wärmetauscherfläche insofern Grenzen gesetzt, da die Kanalmindestgeschwindigkeit kältemittelseitig für die Ölrückführung von ca. 0,3 m/sec nicht unterschritten werden darf. Mit vergrößerten Wärmetauscherflächen und optimierten Wärmeübertragungswerten und Verbesserung der Wärmeübergangswerte kann am Verdampfer eine übliche Temperaturgrädigkeit von 5°C auf ca. 0,6°C bis 1°C verringert werden. Auch beim Kondensator lässt sich die übliche Temperaturdifferenz von ca. 3K Industriestandard optimiert auf ca. 0,0K reduzieren.

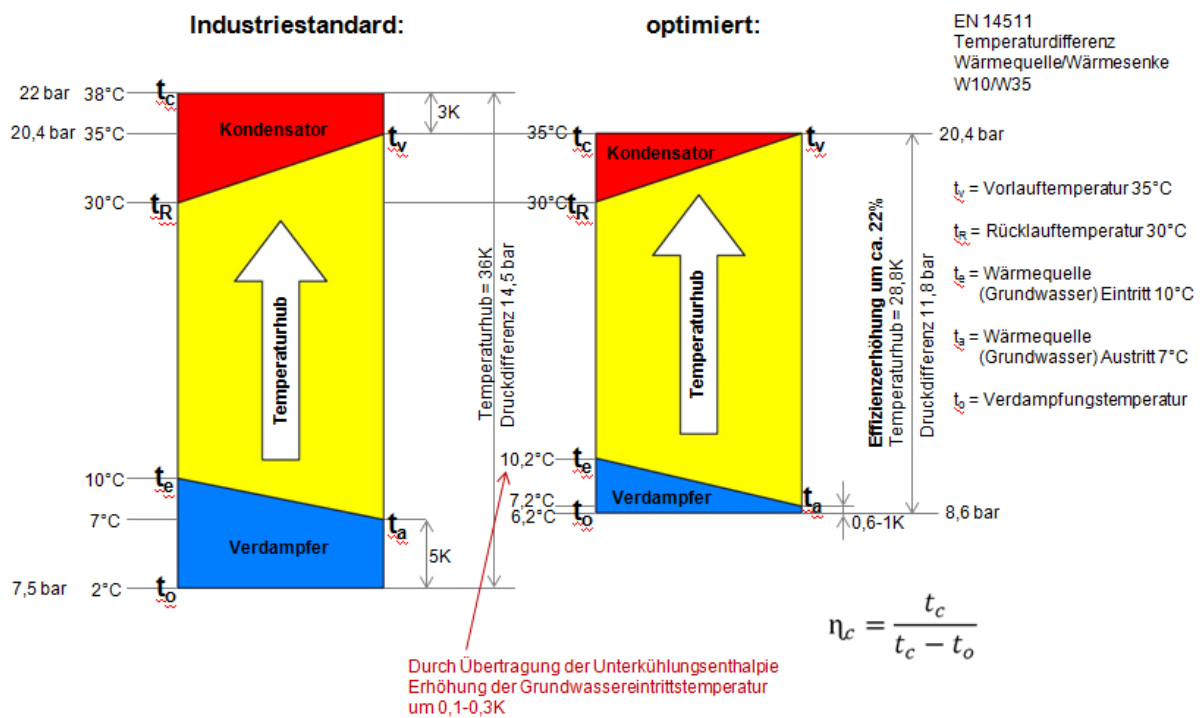
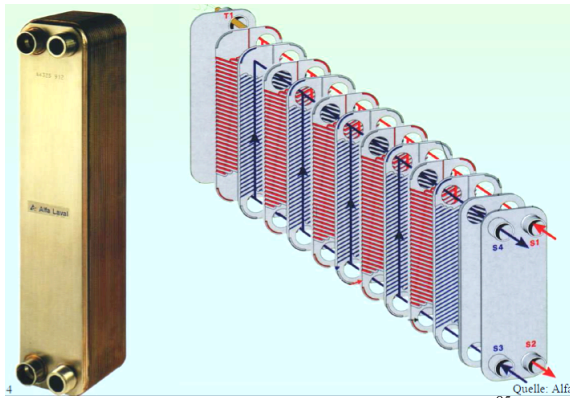


Abbildung 86: Erhöhung des COP durch Optimierung der Wärmetauscher (Kältekreislauf)<sup>84</sup>

<sup>84</sup> (Burger, Effizienzerhöhung der Wärmetauscher im Kältekreislauf, 2013)

Abbildung 87: Plattenwärmeaustauscher<sup>85</sup>Abbildung 88: Herkömmliche „fishbone pattern“ Wärmeübertrager und Micro Plate Heat Exchanger<sup>86</sup>

Der Gesamtwärmeübergangswert  $K$  gliedert sich wiederum in den  $\alpha$ -Wert Verdampfung bzw.  $\alpha$ -Kondensation ( $\alpha_V$ ) bzw.  $\alpha_C$  und den  $\alpha$ -Wert Wasserwärmequelle, Wärmesenke. Die Wärmeleitfähigkeit durch die Wand, durch welche die Wärme übertragen wird - im Falle von Plattenwärmeaustauschern Edelstahlplatten mit ca. 0,6 mm Wandstärke - hat meistens einen zu vernachlässigenden Einfluss auf den Wärmeübergang.

Die Wärme kann durch Leitung, Konvektion oder Strahlung übertragen werden. Den einzelnen Mechanismen kommt je nach Übertragung der Mediums- und treibender Temperaturdifferenz verschiedene Bedeutung zu. Die Wärmeübertragung stellt einen komplexen Vorgang dar, der nur durch die Aneinanderreihung von mehreren Teilschritten mathematisch erfassbar ist. So wird sich zum Beispiel an einem stark durchmischten Fluid, in dem die Wärmekonvektion vorherrscht, in der Nähe der Gefäßwand ein Grenzfilm ausbilden, d.h. dass sich jene Fluide nur laminar und parallel zur Wand bewegen können. Dadurch wird die Wärmeübertragung zur Wand (Wärmeübergang) nicht mehr durch Konvektion sondern nur durch die langsamere Wärmeleitung gewährleistet. Bei der Berechnung kommt erschwerend hinzu, dass die Dicke des Grenzfilms von vielen hydrodynamischen und stofflichen Parametern abhängig ist. Zur mathematischen Grobbeschreibung des Wärmeübergangs auf die Wand wird deshalb auf „Kriteriengleichungen“ mit dimensionslosen Kennzahlen zurückgegriffen.

---

<sup>85</sup> (Colling, 2011)

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

## 5.9 Wärmeübertragung bei der Verdampfung

Allgemein gilt, dass durch Ausnutzung von latenten Wärmen die Wärmeübergangszahl beeinflusst und in der Regel wesentlich verbessert wird. Die Änderung des Aggregatzustandes, also die Bildung von Dampfblasen oder das Entstehen von Kondensattropfen erzeugt in der Prantlschen Grenzschicht Turbulenzen, die die Wärmeübertragung verbessern. Obwohl Verdampfen und Kondensieren zu den ältesten wärmetechnischen Verfahren gehört, ist eine technische Berechnung exakt heute noch nicht möglich. Es wird auf Modellversuche, Softwareprogramme zurückgegriffen.

Es sind folgende Arten der Verdampfung zu unterscheiden:

- Verdampfung an einer Flüssigkeitsoberfläche,
- Blasenverdampfung (Sieden),
- kurzzeitige örtliche Blasenbildung in unterkühlter Flüssigkeit.

Die folgende Abbildung zeigt die Abhängigkeit der Heizflächenbelastung  $\dot{q}$  und des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  von der Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur der Heizfläche und Siedetemperatur der Flüssigkeit.

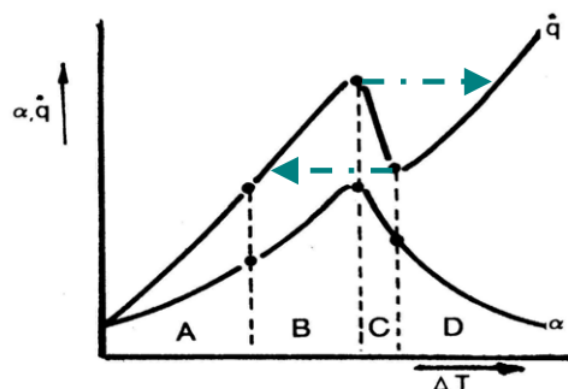


Abbildung 89: Abhängigkeit der Heizflächenbelastung und Wärmeübergangszahl von der Temperaturdifferenz (Nukijama-Kurven)<sup>87</sup>

- im Bereich A gelten die Gesetze der freien Konvektion nicht siedender Flüssigkeiten,
- im Bereich B herrscht Blasenverdampfung,
- bei C liegt instabile Filmverdampfung vor,
- im Bereich D ist die Filmverdampfung stabil.

<sup>87</sup> (Brehm)

Für Simulationssoftwareprogramme der Hersteller wird für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des verdampfenden Kältemittels die Gleichung nach Shah verwendet:

$$\alpha^V = 0,023 \cdot 3,9 Fr^{0,24} \cdot \frac{\lambda'}{d_a} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left( \frac{G \cdot (1-x) \cdot d_h}{\eta'} \right)^{0,8} \cdot \left( \frac{x}{1-x} \right)^{0,64} \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,4} \quad \text{Gleichung 25}$$

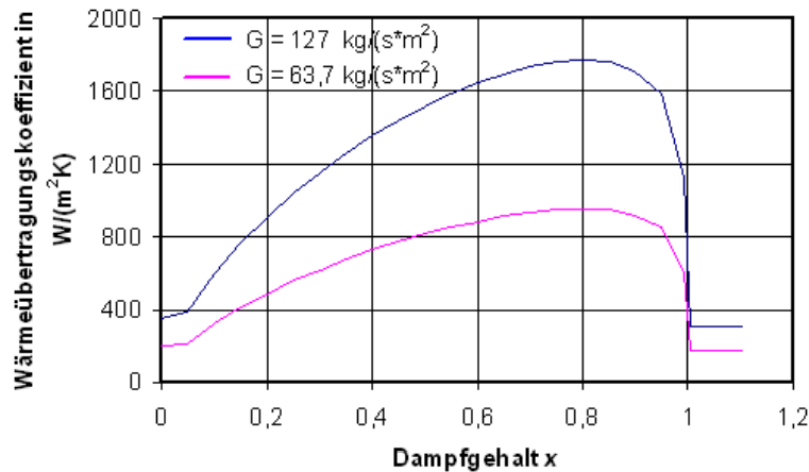


Abbildung 90: Wärmeübergangskoeffizient bei der Verdampfung und der Überhitzung des Kältemittels (Kältemittel: R507; Verdampfungstemperatur: 0°C)<sup>88</sup>

## 5.10 Wärmeübertragung bei der Kondensation

Ebenso wie die Verdampfung ist die Kondensation ein komplexer Vorgang mit gekoppeltem Wärme- und Stoffaustausch. Soll ein Dampf an einer Oberfläche kondensieren, muss die Wandtemperatur unter der Sättigungstemperatur des Dampfes liegen. Das Kondensat schlägt sich dann an der Wand als zusammenhängender Flüssigkeitsfilm (Filmkondensation) oder in Tropfenform (Tropfenkondensation) nieder. Die Tropfenkondensation hat den Vorteil, dass die Wärmeübergangskoeffizienten erheblich größer als bei der Filmkondensation sind und tritt nur dann auf, wenn das Kondensat die Wand nicht benetzt. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wird wiederum die Gleichung nach Shah verwendet.

$$\alpha^K = 0,023 \cdot \frac{\lambda'}{d_a} \cdot \left( \frac{G \cdot d_h}{\eta'} \right)^{0,8} \cdot \left( (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot (1-x)^{0,04} \cdot x^{0,76}}{(P/P_{Kr})^{0,38}} \right) \cdot Pr^{0,4} \quad \text{Gleichung 26}$$

<sup>88</sup> (Tambovtsev, 2007)

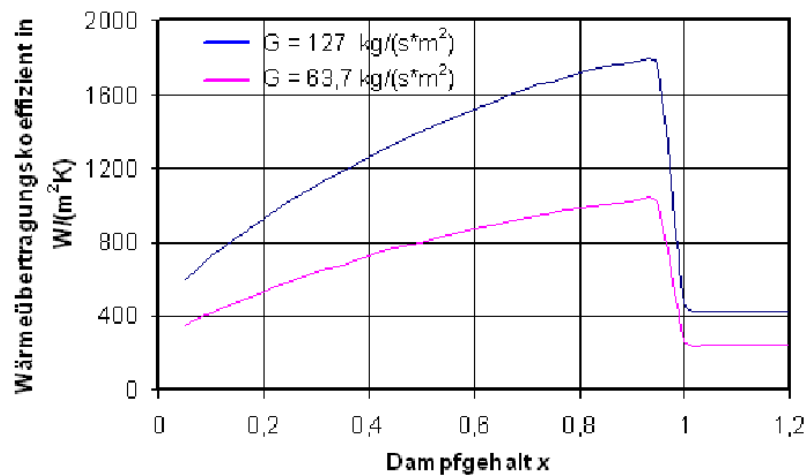


Abbildung 91: Wärmeübergangskoeffizient bei der Verflüssigung und der Abkühlung des Kältemittels (Kältemittel: R507; Verflüssigungstemperatur: 40 °C)<sup>89</sup>

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

Massenstrom Kältemittel:

$$m'_{KM} = \frac{Q_0'}{\Delta h_0} \quad \text{Gleichung 27}$$

Massenstrom sekundär (Luft, Wasser, Sole):

$$m' = \frac{Q_0'}{c_{pm} \times \Delta t} \quad \text{Gleichung 28}$$

Die mittlere Temperaturdifferenz am Verdampfer ist:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \quad \text{Gleichung 29}$$

Durch Umformung erhält man für die Verdampfungstemperatur:

$$t_0 = t_{11} - \frac{\Delta t}{1 - e^{\frac{-\Delta t}{\Delta t_m}}} \quad \text{Gleichung 30}$$

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

<sup>89</sup> (Tambovtsev, 2007)

Massenstrom Kältemittel:

$$m'_{KM} = \frac{Q_c'}{\Delta h_c} \quad \text{Gleichung 31}$$

Massenstrom sekundär (Luft, Wasser):

$$m' = \frac{Q_c'}{c_{pm} \times \Delta t} \quad \text{Gleichung 32}$$

Temperaturverläufe:

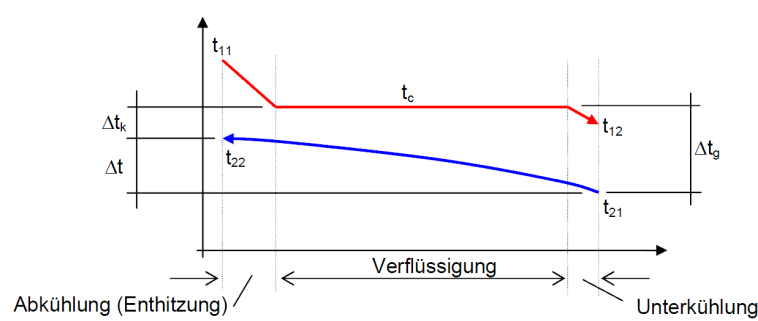


Abbildung 92: Temperaturverlauf am Kondensator<sup>90</sup>

Die mittlere Temperaturdifferenz am Kondensator ist:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_g - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_g}{\Delta t_k}} \quad \text{Gleichung 33}$$

Durch Umformung erhält man für die Kondensationstemperatur (Verflüssigungstemperatur):

$$t_c = t_{21} - \frac{\Delta t}{1 - e^{\frac{-\Delta t}{\Delta t_m}}} \quad \text{Gleichung 34}$$

## 5.11 Dimensionierung und Optimierung der Wärmetauscher Verdampfer und Kondensator mittels Softwareauslegung der Hersteller

### 5.11.1 Verdampfer

Die Firma Swep hatte für diesen Anwendungsfall die ideale Plattenprägung. Mit einer Gesamtübertragungsfläche von 3,72 m<sup>2</sup> konnten bei geringen Strömungsgeschwindigkeiten

<sup>90</sup> (Kunz, Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile, 2007)

und geringen Druckverlusten noch relativ hohe  $\alpha$ -Werte, Wärmeübergangswerte von 1.420 W/m<sup>2</sup>K auf der Kältemittelseite und 1.360 W/m<sup>2</sup>K auf der Wasserseite erreicht werden. Die für die Ölrückführung erforderliche Mindestkanalgeschwindigkeit von 0,3 m/sec konnte mit 0,361 m/sec gewährleistet werden. Der niedrige Druckverlust auf der Wasserseite von 2 kPa entspricht 2 m Wassersäule reduziert die Leistungsaufnahme der Grundwasserförderpumpe.



SSP G7

**EVAPORATOR - Design  
Heat Exchanger : P80x64**

Fluid Side 1 : R410A  
Fluid Side 2 : Water

Flow Type : Counter-Current

**DUTY REQUIREMENTS**

		Side 1	Side 2
Heat load	kW	17,62	
Inlet vapor quality		0,15	
Outlet vapor quality		1,00	
Inlet temperature	°C	9,30	13,80
Evaporation temperature (dew)	°C	9,30	
Superheating	K	3,00	
Outlet temperature	°C	12,30	11,30
Flow rate	kg/s   m³/h	0,09725	6,060
- inlet vapor	kg/s	0,01442	
Fluid vaporized	kg/s	0,08283	
Max. pressure drop	kPa	50,0	20,0

**PLATE HEAT EXCHANGER**

		Side 1	Side 2
Total heat transfer area	m²	3,72	
Heat flux	kW/m²	4,74	
Mean temperature difference	K	3,49	
H.T.C. (available/required)	W/m², °C	1420/1360	
Pressure drop -total*	kPa	3,00	20,4
- in ports	kPa	744e-6	1,84
Pressure drop in fluid distribution	kPa	9,31 - 14,3	
Operating pressure - outlet	kPa	1060	
Number of channels		31	32
Number of plates		64	
Oversurfacing	%	5	
Fouling factor	m², °C/kW	0,033	
Port diameter	mm	33,0/33,0 (up/down)	33,0
Recommended inlet connection diameter	mm	From 4,75 to 7,51	
Recommended outlet connection diameter	mm	From 11,3 to 25,4	
Reynolds number			765
Outlet port velocity	m/s	2,96	1,97

**PHYSICAL PROPERTIES**

		Side 1	Side 2
Reference temperature	°C	9,31	12,53
Liquid - Dynamic viscosity	cP	0,148	1,22
- Density	kg/m³	1133	999,4
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,583	4,189
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,1082	0,5847
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,0127	
- Density	kg/m³	38,46	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1,009	
- Thermal conductivity	W/m, °C	0,01139	
- Latent heat	kJ/kg	0,2092	
Film coefficient	W/m², °C	5140	9930
Minimum wall temperature	°C	10,68	10,76
Channel velocity	m/s	0,361	0,233

Abbildung 93: Evaporator-Design<sup>91</sup>

<sup>91</sup> (SWEP International AB, 2011)



### 5.11.2 Optimierte Berechnung oder Auslegung Kondensator

Auch beim Kondensator konnte die Firma Swep den bestmöglichen Kompromiss zwischen Wärmetauscherfläche  $\alpha$ -Wert und Kanalgeschwindigkeit bzw. Druckverlust erreichen. Mit 5,19 m<sup>2</sup> Wärmeübertragungsfläche konnten bei geringen Kanalgeschwindigkeiten von 0,146 m/sec auf der Kältemittelseite noch hohe  $\alpha$ -Werte, Wärmeübergangswerte mit 1.220 W/m<sup>2</sup>K und auf der Wasserseite mit 1.240 W/m<sup>2</sup>K erreicht werden.


		<b>SSP G7</b>	
<b>CONDENSER - Design</b>			
<b>Heat Exchanger : B25Tx86</b>			
Fluid Side 1 : R410A			
Fluid Side 2 : Water			
Flow Type : Counter-Current			
<b>DUTY REQUIREMENTS</b>			
Heat load	kW	<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>
Inlet temperature	°C	53,00	25,00
Condensation temperature (dew)	°C	30,50	
Subcooling	K	2,00	
Outlet temperature	°C	28,40	30,00
Flow rate	kg/s	0,09876	0,9849
Fluid condensed	kg/s	0,09876	
Max. pressure drop	kPa	50,0	50,0
<b>PLATE HEAT EXCHANGER</b>			
Total heat transfer area	m <sup>2</sup>	<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>
Heat flux	kW/m <sup>2</sup>	5,29	
Mean temperature difference	K	3,89	
O.H.T.C. (available/required)	W/m <sup>2</sup> , °C	3,13	
Pressure drop -total*	kPa	1220/1240	
- in ports	kPa	-0,297	7,67
Operating pressure - outlet	kPa	-0,153	2,31
Number of channels		1900	
Number of plates		42	43
Oversurfacing	%	86	
Fouling factor	m <sup>2</sup> , °C/kW	0	
Port diameter	mm	-0,012	
Recommended inlet connection diameter	mm	24,0	24,0
Recommended outlet connection diameter	mm	From 8,39 to 18,8	
Reynolds number		From 3,49 to 11,0	
Inlet port velocity	m/s		481
		3,06	2,18
<b>PHYSICAL PROPERTIES</b>			
Reference temperature	°C	<b>Side 1</b>	<b>Side 2</b>
Liquid - Dynamic viscosity	cP	30,45	27,50
- Density	kg/m <sup>3</sup>	0,113	0,842
- Heat capacity	kJ/kg, °C	1034	996,4
- Thermal conductivity	W/m, °C	1,724	4,179
Vapor - Dynamic viscosity	cP	0,09431	0,6113
- Density	kg/m <sup>3</sup>	0,0136	
- Heat capacity	kJ/kg, °C	71,47	
- Thermal conductivity	W/m, °C	1,227	
- Latent heat	kJ/kg	0,01269	
Film coefficient	W/m <sup>2</sup> , °C	0,1779	
Minimum wall temperature	°C	2110	6930
Channel velocity	m/s	31,04	30,94
		0,146	0,102

Abbildung 94: Condenser-Design<sup>92</sup>

<sup>92</sup> (SWEP Internation AB, 2011)

Der Druckverlust ist mit 7,67 kPa auf der Wärmequellenseite sehr niedrig und begünstigt die Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe.

## 5.12 Effizienzsteigerung durch Unterkühlung

Grundsätzlich ist in Kompressionswärmepumpen aus Gründen der Betriebssicherheit eine gewisse Unterkühlung zwingend erforderlich. Die Unterkühlung muss sicherstellen, dass das Kältemittel blasenfrei vor dem Expansionsorgan vorliegt. Dies muss auch nach dem Überwinden von Druckabfällen in der Flüssigkeitsleitung durch Armaturen bzw. Rohrleitungen und durch geodätische Höhenunterschiede gewährleistet sein. Dadurch wird eine eventuelle Gravitation an den Ventilsitzen des Expansionsventiles vermieden. Eine über dieses sicherheitstechnisch notwendige Maß hinausgehende Unterkühlung kann je nach Kältemittel eine Vergrößerung der nutzbaren Verdampfungsenthalpie mit sich bringen. Der theoretische Kälteleistungszuwachs ergibt sich aus dem Kältemittel-Massenstrom mal dem  $\Delta h$  Enthalpiezuwachs durch die Unterkühlung.

$$\Delta Q_0 = m \cdot \Delta h \quad \text{Gleichung 35}$$

$\Delta Q_0$ .....Kälteleistungszuwachs [kW]

$m$ .....Kältemittelmassenstrom [kg/s]

$\Delta h$ .....Enthalpie-Zuwachs durch die Unterkühlung [kJ/kg]

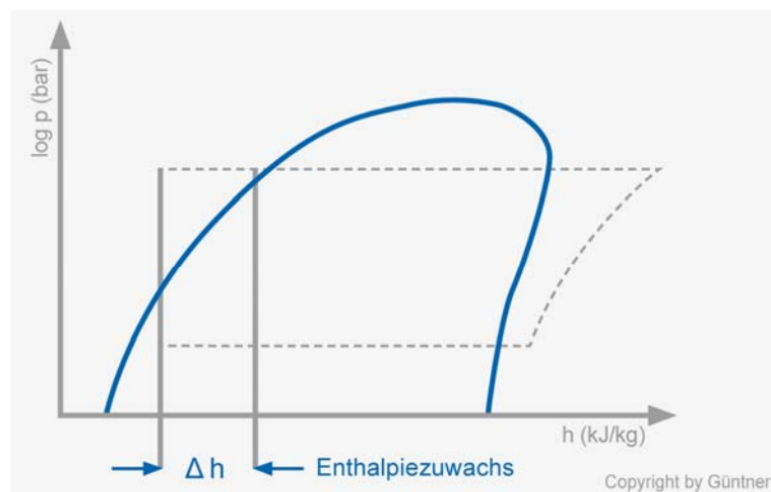
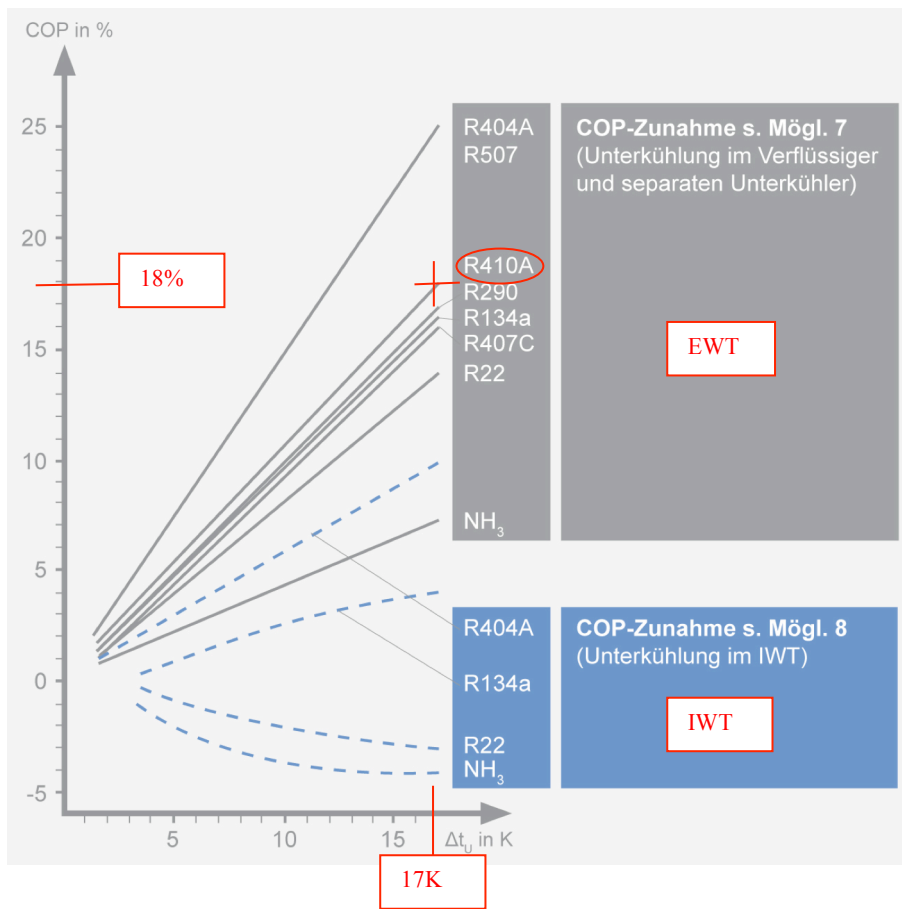


Abbildung 95: Enthalpie-Zuwachs durch die Unterkühlung<sup>93</sup>

<sup>93</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

Ein leistungssteigernder Effekt der Unterkühlung ist wesentlich abhängig vom Isentropenexponent und somit von der Wahl des Kältemittels. Ideal wären entsprechend den Untersuchungen der Fa. Güntner Kältemittel mit einem Isentropenexponenten von 1,0 wie R404 A und R 507. Das gegenständlich verwendete Kältemittel R-410A mit einem Isentropenexponenten von 1,1 wird für eine Unterkühlung in einem IWT (Interner Wärmeaustauscher Mögl.8 blauer Bereich Abbildung 96: Gegenüberstellung: Einfluss der Unterkühlung bei verschiedenen Kältemitteln) nicht empfohlen. Bei einer Unterkühlung in einem Externen Wärmetauscher ergäbe sich laut den Diagrammen der Fa. Güntner bei einer Unterkühlung von 17K eine theoretische Leistungssteigerung, eine COP-Zunahme von 18% was jedoch messtechnisch aufgrund der Reduktion des Wärmeüberganges und einhergehender Reduktion der Verdampferleistung nicht festgestellt werden konnte.



Randbedingungen:

$t_o/t_c = -10/+40^\circ\text{C}$

$\Delta t_u$  im Bereich von 0 bis 17K

Kältemittel R404A, R507, R410A, R290, R134a, R407C, R22, NH<sub>3</sub>

Kältemittel	Isentropen-	Verdampfungs-	Verdichtungs-	Eignung für Unterkühlung	
	exponent	enthalpie	endtemperatur	s. Möglichkeit 7	s. Möglichkeit 8
	K*	R* / kJ/kg	$t_0^{**} / ^\circ\text{C}$		
R404A / R507	1,02	168,3	≈ 70	++	++
R134a	1,06	198,8	≈ 77	+	-
R407C	1,09	214,0	≈ 85	+	-
R410A	1,10	222,5	≈ 90	+	-
R22	1,14	202,2	≈ 100	+	-
R290 (Propan)	1,07	374,5	≈ 75	+	-
R717 (NH <sub>3</sub> )	1,29	1262,2	≈ 165	-	-
R723 (NH <sub>3</sub> /DME)	...	913,4	≈ 140	+	-

\* bei  $t = 0^\circ\text{C}$

Angaben nach Solvay Fluor GmbH

\*\* bei  $t_o / t_c / t_{oh} = -10 / +40 / +5$

Offene Hubkolbenverdichter  
Verdichterkopf ungekühlt

++ gut geeignet

+ weniger gut geeignet

- nicht geeignet

(s. Bild 13)

Vergleich der Kältemittel mit ihren Stoffwerten

Abbildung 96: Gegenüberstellung: Einfluss der Unterkühlung bei verschiedenen Kältemitteln<sup>94</sup>

<sup>94</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

Wesentlich ist, dass eine Unterkühlung für eine Effizienzsteigerung nach dem Kältemittelsammler realisiert wird, denn im Kältemittelsammler kann eine Unterkühlung durch Wärmeabgabe an die Umgebung wieder aufgehoben werden.

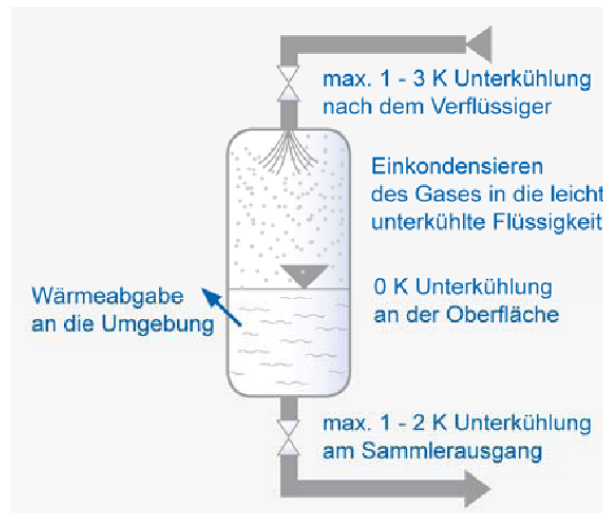


Abbildung 97: Vereinfachte Darstellung der thermodynamischen Vorgänge in einem Kältemittelsammler<sup>95</sup>

Bei gleichbleibenden Randbedingungen wie Last, Überhitzungseinstellung, Verdampfungstemperatur und Druckdifferenz über dem Expansionsventil ist bei gleichbleibendem Öffnungsgrad von einem höheren Kältemittelmassenstrom auszugehen. Durch die Unterkühlung vergrößert sich die Eintritts- und damit die gesamte Verdampfungsenthalpie.

$$\Delta Q_0 = m \cdot \Delta h$$

Gleichung 36

Dies führt zu einer um  $\Delta Q_0$  größeren Kälteleistung bei gleichem Öffnungsgrad und gleicher Düse als ohne Unterkühlung. Bei einer beispielhaft um 20K höheren Unterkühlung steigt die Leistungsänderung für das Expansionsventil von 100% auf 123%. Dies ist bei der Auswahl und Regelcharakteristik des Regelexpansionsventils zu berücksichtigen. Bei elektronischen Expansionsventilen ergibt sich ein großer stabiler Arbeitsbereich. Bei einem üblichen thermostatischen Expansionsventil wären derartige Leistungsänderungen nicht stabil regelbar.

<sup>95</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

Unterkühlung vor dem E-Ventil	0,1 K	4 K Katalogdaten	10 K	15 K	20 K
<b>Nenn-Kälteleistung</b>	10,0 kW	10,7 kW	11,7 kW	12,5 kW	13,2 kW
<b>Leistungsänderung</b>	93 %	100 %	109 %	116 %	123 %

Abbildung 98: Leistungsänderung der Expansionsventile durch den Einfluss von Unterkühlung  $-10^{\circ}\text{C}/+40^{\circ}\text{C}$ <sup>96</sup>

Von verschiedenen Herstellern von Expansionsventilen werden Grenzwerte von  $x > 20\%$  Dampfanteil ( $x > 0,2$ ) angegeben und wird damit die praktische Unterkühlungsgrenze sichtbar.

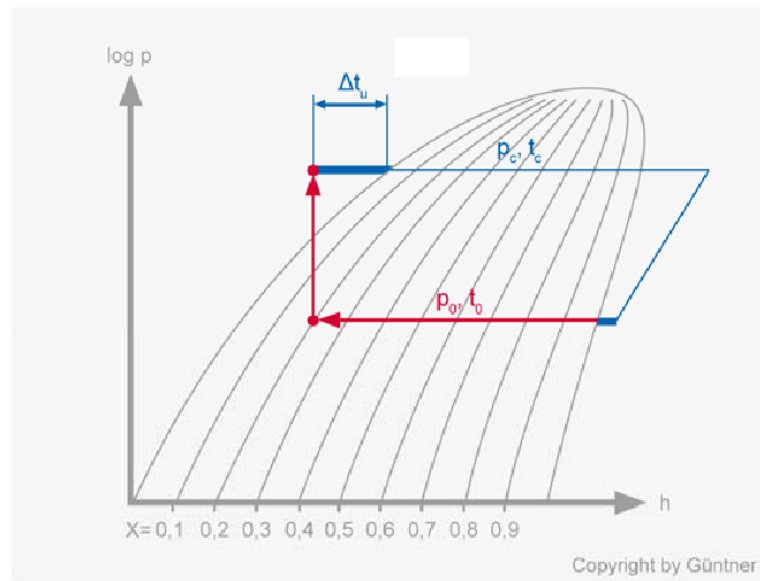


Abbildung 99: Skizze zur Ermittlung der maximal möglichen Unterkühlung für das Expansionsventil (Dampfanteil im Ventil bei 20%)<sup>97</sup>

Der theoretische Zusammenhang, dass eine höhere Unterkühlung eine Erhöhung des Enthalpiezuwachses und somit eine COP-Steigerung bewirkt, haben die Praxismessungen an der Versuchsanlage nicht bestätigt. Der Grund liegt wahrscheinlich darin, dass der Wärmeübergang des Kältemittels im Verdampfer bei sehr geringen Dampfanteilen nach der Expansion und ohne spezielle Maßnahmen relativ schlecht wird und sich daher die Leistung verschlechtert. Dieser Effekt wird durch die fehlenden Turbulenzen im Kältemittel hervorgerufen.

Untersuchungen von Verdampferherstellern zeigen, dass der höchste Wärmeübergangskoeffizient bei einem Dampfgehalt von  $X = \text{ca. } 0,7$  vorliegt und sich bei  $X = 0,2$  massiv verschlechtert.

<sup>96</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

<sup>97</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

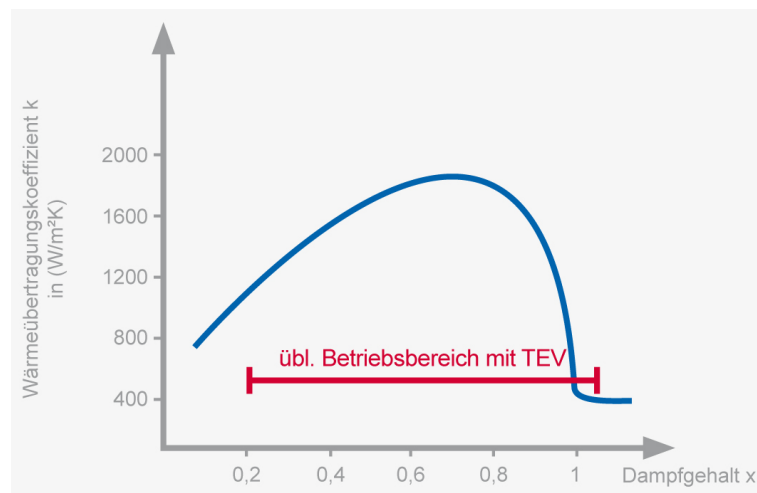


Abbildung 100: Schematische Darstellung der Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Dampfgehalt des Kältemittels<sup>98</sup>

Bei der Versuchsanlage liegt bereits anlagentechnisch durch die große Fläche des Kondensators eine Unterkühlung von 4K - 6K im Kondensator und Sammler vor. Die Versuche haben gezeigt, dass mit dem externen Unterkühler eine Erhöhung der Gesamtunterkühlung bis maximal 10K - 12K und somit eine geringfügige Effizienzerhöhung von ca. 2% - 3% bewirkt. Eine weitere Unterkühlung wirkt sich sogar negativ aus.

### 5.13 Unterkühlung und Leistungssteigerung durch internen Wärmetauscher

Beim inneren Wärmeübertrager findet der Wärmeübergang zwischen zwei Kältemittelströmen statt. Die Wärme wird vom Hochdruckstrom zum Niederdruckstrom übertragen. Die sinnvolle Verwendung eines internen Wärmetauschers ist stark vom verwendeten Kältemittel abhängig. Kältemittel mit einem Isentropenexponenten nahe 1 sind ideal für den Einsatz geeignet. Dies wären beispielhaft die Kältemittel R-404A und R-507. Laut den Empfehlungen der Fa. Güntner (Abbildung 96: Gegenüberstellung: Einfluss der Unterkühlung bei verschiedenen Kältemitteln) wäre beim Kältemittel R 410a mit einem Isentropenexponent von 1,1 die Verwendung eines internen Wärmetauschers nicht empfehlenswert. Beim Betriebspunkt W10/W35 wird beispielhaft das Kältemittel nach dem Austritt aus dem Verflüssiger mit ca. 33°C im internen Wärmetauscher (Pos. 5) auf 26°C, also um 7°K unterkühlt. Diese Wärme muss abgeführt werden und wird an das Sauggas, das

<sup>98</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)

mit ca.  $7^{\circ}\text{C}$  nach dem Verdampfer in den Zwischenwärmetauscher eintritt, auf ca.  $21^{\circ}\text{C}$  erwärmt.

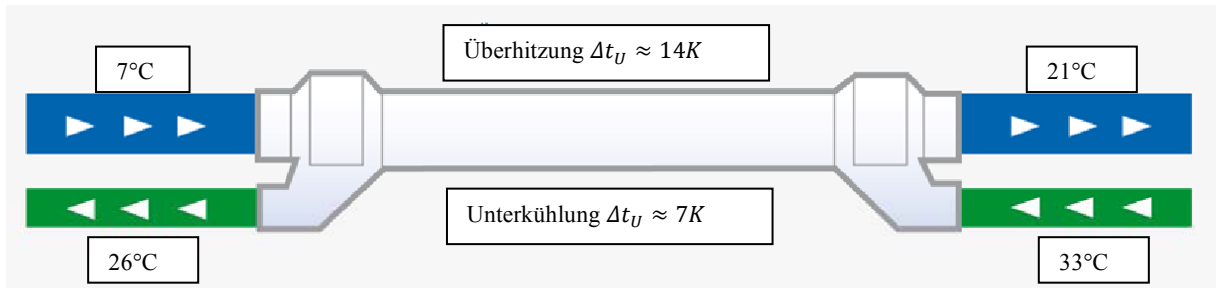


Abbildung 101: Beispiel für den Wärmetransport an einem IWT  
 1K Unterkühlung  $\approx$  2K Überhitzung<sup>99</sup>

Aus betriebstechnischen Gründen darf aber das Sauggas, das zum Verdichter führt, produktabhängig nicht über  $20^{\circ}\text{C}$  erwärmt werden, da ansonsten Verkokung des Öles und Verdichterschäden zu befürchten sind. Da nun der innere Wärmetauscher nicht regelbar ist, sondern eine konstante Fläche aufweist, wird die Unterkühlung und auch dadurch die Überhitzung bei höheren Kondensationstemperaturen im Warmwasserbetrieb bei beispielhaft  $55^{\circ}\text{C}$  wesentlich höher und ist daher für diesen Betriebspunkt anlagentechnisch Sorge zu tragen, dass die Sauggaseintrittstemperatur in den Verdichter  $20^{\circ}\text{C}$  nicht übersteigt. Wird der interne Wärmetauscher dementsprechend dimensioniert, so reduziert sich die Unterkühlung bei geringen Kondensationstemperaturen im Heizbetrieb. Der Unterkühlung sind daher insofern enge Grenzen gesetzt, da die auf der Sauggasseite übertragene Wärme die maximale Sauggaseintrittstemperatur in den Verdichter nicht übersteigen darf.

<sup>99</sup> (Güntner AG & Co. KG, 2010)



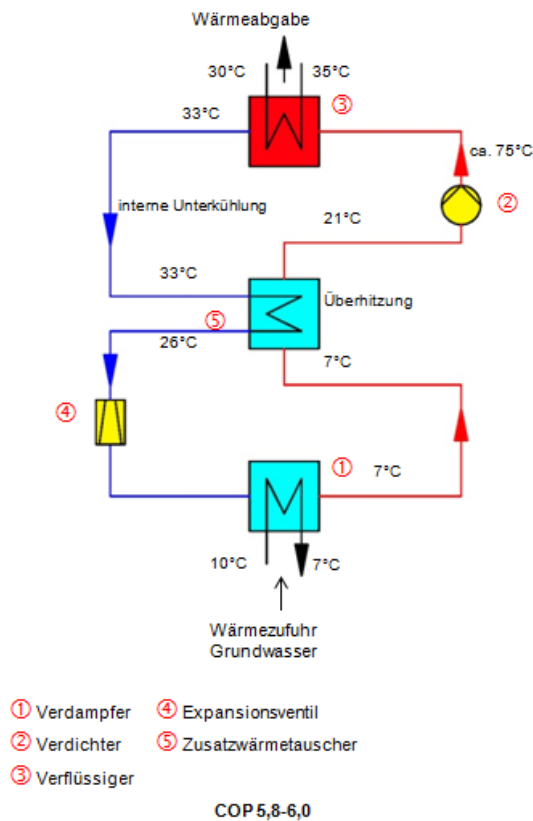


Abbildung 102: Wärmepumpe mit Internem Wärmetauscher ( IWT )

Bei der Verwendung eines internen Wärmetauschers IWT wird jedoch folgender Effekt positiv nutzbar. Bevor die Druckabfälle überwunden werden, soll die Flüssigkeit unterkühlt werden. Damit ist nach dem Kältemittelsammler der optimale Einbauort für diesen Nutzen. Im Gegenstromprinzip nimmt das Sauggas Wärme aus dem flüssigen Kältemittel auf und wird zusätzlich überhitzt. Positiv daran ist, dass durch diese „externe Überhitzung“ - aus Sicherheitsgründen normalerweise im Verdampfer als erforderliche Überhitzung ausgelagert - die volle Verdampferfläche für die Verdampfung zur Verfügung steht, was leistungssteigernd sein kann. Durch diese externe Überhitzung wird der Verdichter zusätzlich vor unverdampftem Kältemittel geschützt. Kältemittelflüssigkeitstropfungen können auftreten z.B. durch nicht optimal arbeitende Einspritzventile, abrupte Lastschwankungen, falsche Fühlerplatzierung etc. Die negative Auswirkung eines internen Wärmetauschers ist, dass dieser einen zusätzlichen Druckabfall darstellt. Aus diesem Grund muss dieser großflächig als Plattenwärmetauscher mit geringstem Druckverlust dimensioniert werden. Diese unregelmäßige zusätzliche Überhitzung führt zu einer – wenn auch nur geringen - Volumenzunahme des Sauggases, was bei gleichem Hubvolumen und gleicher Drehzahl sogar zu etwas geringeren Leistungszahlen führen kann.

Thermodynamisch sind die Unterkühlung und Überhitzung im log-ph-Diagramm theoretisch nachvollziehbar.

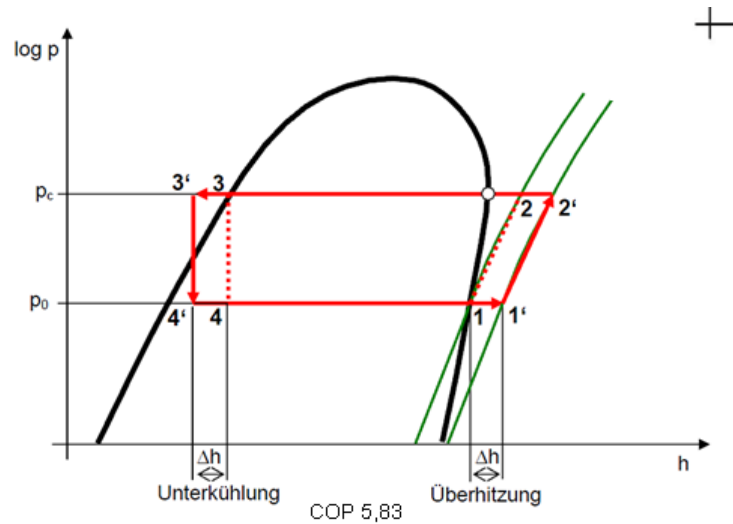


Abbildung 103: Darstellung Unterkühlung/Überhitzung im log-ph-Diagramm EN 14511 W10/W35

Einige Wärmepumpenhersteller verwenden auch beim Kältemittel R 410a einen internen Wärmetauscher (IWT). Beispielhaft bewirbt die Fa. Heliotherm diese Technologie unter dem Namen „Twin-X Kältekreisoptimierung“ und prognostiziert damit eine Leistungssteigerung von 4%. Bei der Leistungsvermessung einer Heliotherm Wärmepumpe war eine Leistungssteigerung in diesem Ausmaß messtechnisch nicht erfassbar.

**twin-x**

**twin-x Kältekreisoptimierung**

mittels der registrierten Heliotherm twin-x-Technik® wird **zusätzlich kostenlose Energie aus der Umwelt** zum Heizen verwendet.

**ds i**

TECHNIK

**Elektronische Arbeitsmittelregulierung**

mittels der patentierten Heliotherm dsi-Technik® – stellt sich automatisch auf geänderte Betriebsbedingungen ein und **senkt** daher die **Betriebskosten** enorm!

Abbildung 104: Heliotherm Grundwasserwärmepumpe<sup>100</sup>

<sup>100</sup> (Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H., 2012)

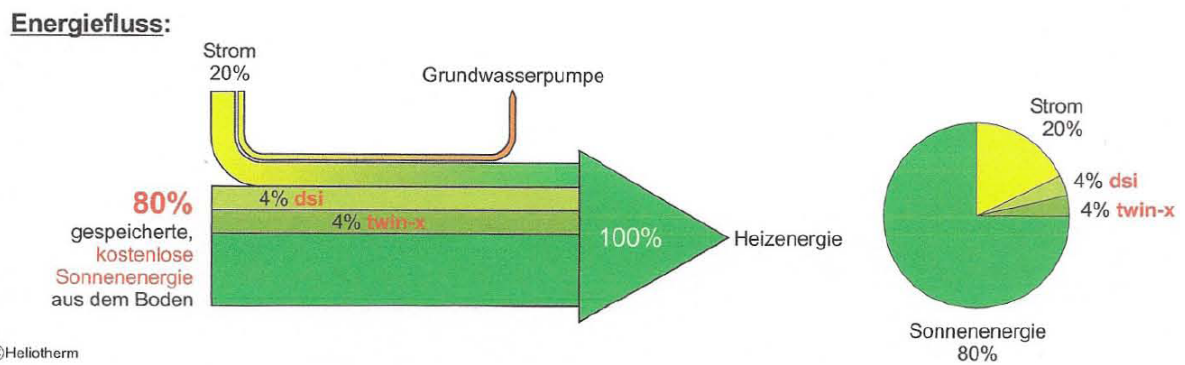


Abbildung 105: Grundwasserwärmepumpe (Direktsystem)<sup>101</sup>

Auch die Fa. Glen Dimplex Deutschland GmbH bewirbt beim Kältemittel R 410a diese Technologie unter dem Namen „COP-Booster Hocheffizienz Wasser/Wasser Wärmepumpe“. Im Datenblatt wird eine Leistungszahl nach EN 14511 beim Betriebspunkt W10/W35 von 5,8 angegeben, was einen üblichen Wert darstellt und auf keine besondere Effizienzsteigerung schließen lässt.

**Energieeffizienz pur**

Die neuen Hocheffizienz-Wärmepumpen verfügen über einen neu entwickelten Verdichter, einen COP-Booster und ein elektronisches Expansionsventil. Der neu entwickelte COP-Booster kombiniert die Funktionen des Economizers mit denen des Flüssigkeitsabscheiders und schützt so den Verdichter vor flüssigem Kältemittel. Dadurch kann der Kältekreis auf einem niedrigeren Temperaturniveau betrieben werden und erhöht somit ganz entscheidend die Effizienz. Durch den besonders robusten Edelstahl-Spiralwärmetauscher kann die Wärmequelle Grundwasser direkt genutzt werden. Der normalerweise notwendige Zwischenkreis - der sich nachteilig auf die Betriebskosten auswirkt - ist nicht notwendig.

Abbildung 106: Bewerbung Dimplex<sup>102</sup>

**Geräteinformation Hocheffizienz Wasser/Wasser-Wärmepumpen**

Bestellkennzeichen		WI 18TU
Bauform		universal
Anschlussspannung	V	400
Maximale Vorlauftemperatur	°C	62
Wärmeleistung / Leistungszahl nach EN 14511 bei W10/W35	1. Verd.	17,1 kW / 5,8
Breite x Höhe x Tiefe	mm	650 x 845 x 685

Abbildung 107: Geräteinformation Wärmepumpe Dimplex<sup>103</sup>

COP 5,8 mit Effizienzsteigerung durch IWT

<sup>101</sup> (Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H.)

<sup>102</sup> (Glen Dimplex Deutschland GmbH)

## 5.14 Grundidee für eine energetische Verbesserung

### Beschreibung der Idee:

Die theoretischen Berechnungen und Simulationen mittels Software Dimensionierungs- und Auslegungsprogramme von Produktherstellern zeigten ein entsprechendes Effizienzerhöhungspotential, vor allem bei der Verdichterauswahl und bei der Optimierung der Grädigkeit der Kältekreiswärmetauscher Verdampfer und Kondensator.

Auch die Optimierung mittels eines elektronischen adaptiven Expansionsventiles versprach Vorteile.

Die theoretischen Betrachtungen im log-ph-Diagramm zeigten selbst beim Kältemittel R410a ein beträchtliches Effizienzerhöhungspotential durch Unterkühlung des Kältemittels. Es konnten diesbezüglich keine öffentlich zugänglichen Untersuchungen oder Erkenntnisse gefunden werden. Vor allem gibt es kaum Untersuchungen wie sich praktisch die Reduktion des Dampfgehaltes durch die Unterkühlung auf den Wärmeübergangskoeffizienten und somit die Leistung des Verdampfers und des Gesamtsystems auswirkt.

Auch betreffend die tatsächliche Effizienzerhöhung durch den Betrieb eines internen Wärmeaustauschers (IWT) gibt es keinerlei Untersuchungen.

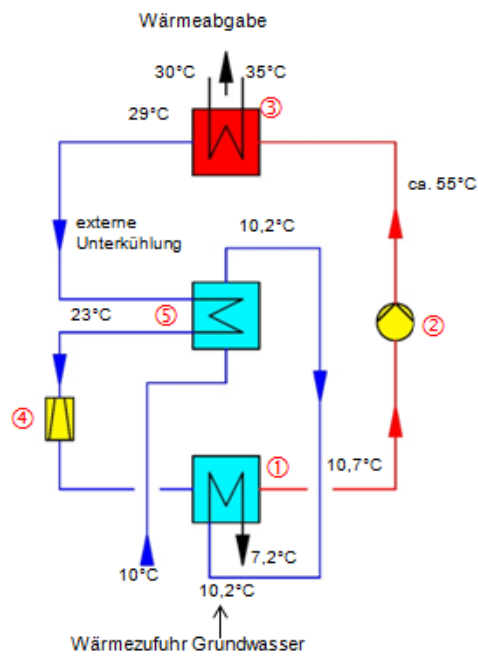
Es gibt am Markt einige Hersteller welche auch beim Kältemittel R 410a einen internen Wärmetauscher (IWT) zur Kondensatunterkühlung und Sauggasüberhitzung vorsehen. Um eine Sauggasüberhitzung über 20°C und damit Verdichterschäden zu vermeiden wird die Unterkühlung meist auf ca. 4K - 6K begrenzt. Messtechnisch konnten bisher keine nennenswerten Effizienzsteigerungen dieser Systeme festgestellt werden.

Um Messtechnisch die möglichen Effizienzsteigerungspotentiale der Unterkühlungsenthalpie untersuchen zu können wurden ein interner Wärmeaustauscher (IWT) und ein externer Wärmetauscher (EWT) in der Versuchsanlage leistungsregelbar vorgesehen.

Das Grundwasser liegt mit einer niedrigen Temperatur von 10°C vor. Es ergibt sich dadurch die Möglichkeit, mittels des Grundwassers mit sehr niedriger Temperatur eine effiziente Unterkühlung des Kältemittels zu erreichen und diese Unterkühlungsenergie wieder in das System durch Zuführung zum Verdampfer einzubinden.

---

<sup>103</sup> (Glen Dimplex Deutschland GmbH)



- ① Verdampfer      ④ Expansionsventil
- ② Verdichter      ⑤ Externer Unterkühler
- ③ Verflüssiger

COP ~ 7,5 +25% Effizienzsteigerung

Abbildung 108: Optimierte entwickelte Wärmepumpe

## 6 Prüfstand Sondermaschine

Bei einem ausgeführten Heizungs- und Warmwasserbereitungssystem für ein Wohn-, Büro- und Geschäftshaus mit 10 Nutzungseinheiten und einer Nutzfläche von ca. 500 m<sup>2</sup> wurden im Zuge dieser Arbeit durch Optimierung des hydraulischen Systems, Optimierung von Systemkomponenten und der Regeltechnik wesentliche Effizienzverbesserungen und Energieeinsparungen erreicht. In dieses System wurde eine Wärmepumpe als Sondermaschine eingebaut, um die Effizienzsteigerungen und COP-Verbesserungen an einem realen Objekt praxisnah messtechnisch nachvollziehen zu können.

Damit der Betrieb auch bei niedrigen Vorlauftemperaturen möglich ist, wurden das Fußbodenheizungs- und das Heizkörpersystem dahingehend optimiert, dass durch höheren Wasserdurchsatz und Verringerung der Temperaturdifferenz sowie durchgehenden Betrieb niedrigst mögliche Vorlauftemperaturen erreicht wurden. Das gesamte Hydrauliksystem und

die Integration der Wasser-Wasser-Wärmepumpe ist gemäß Abbildung 109: Hydraulik- und Regelschema Haus B46 erkennbar.

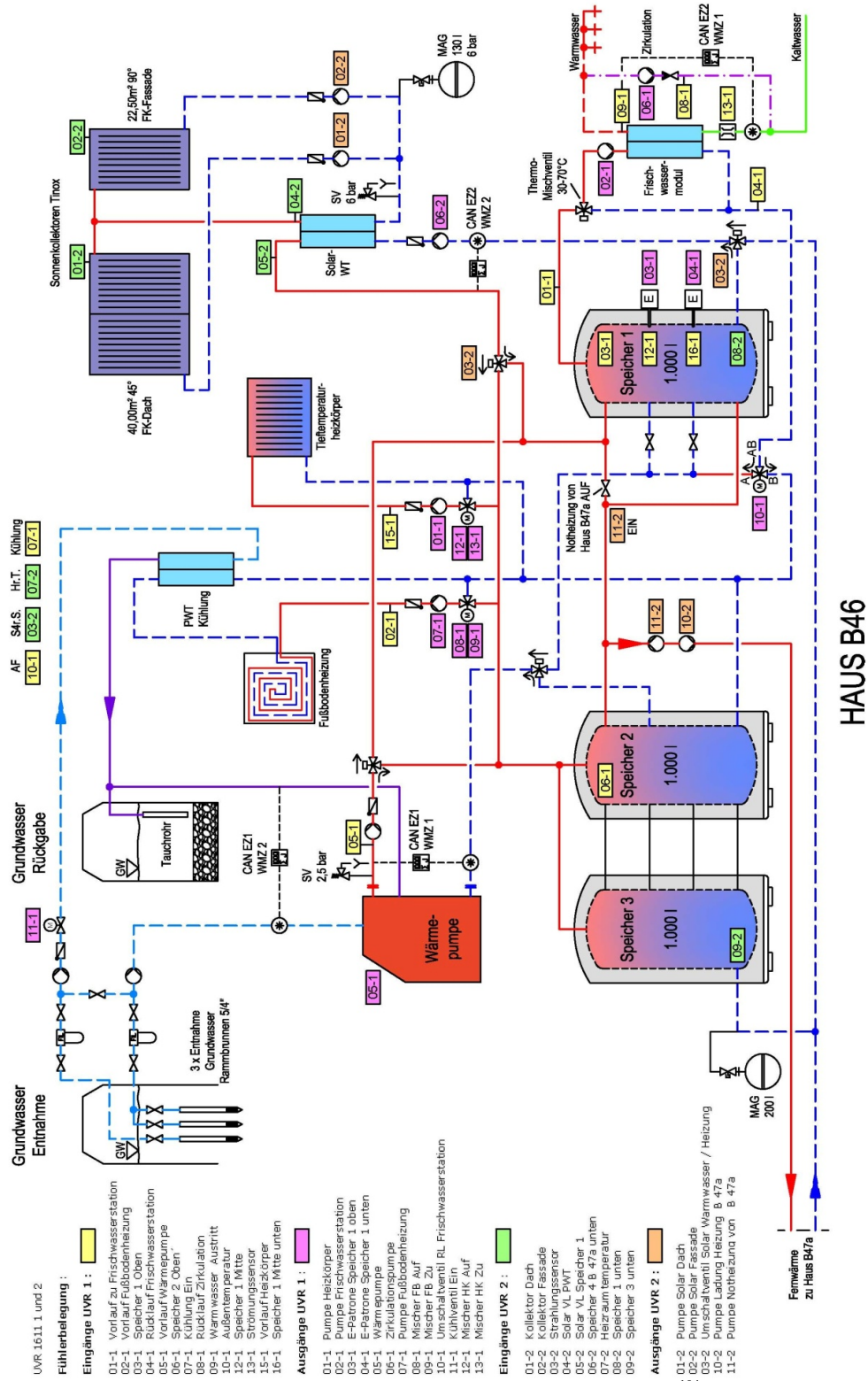


Abbildung 109: Hydraulik- und Regelschema Haus B46<sup>104</sup>

<sup>104</sup> (Burger, Effizienzsteigerung von Wärmepumpenanlage und Solarthermischen Anlagen, 2013)

Um die Optimierungen messtechnisch dokumentieren und nachweisen zu können, wurden zwei frei programmierbare Universalregelungen UVR 1611 eingebaut und das Regelsystem völlig neu bedarfsabhängig und optimiert programmiert. Das Regelgerät UVR 1611 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 speziell durchgeführte Funktionsprogrammierung für optimierten Wärmepumpenbetrieb mit geringster Temperaturüberhöhung bei einem gleitenden Heizbetrieb über Fußbodenheizung sowie geringstmögliche Vorlauftemperaturen im Warmwasserbetrieb über eine Direkterwärmung des Warmwassers im Plattentauscher und Einbindung der Solarenergie ist anhand des Flussbildes der Funktionsprogrammierung nachvollziehbar.



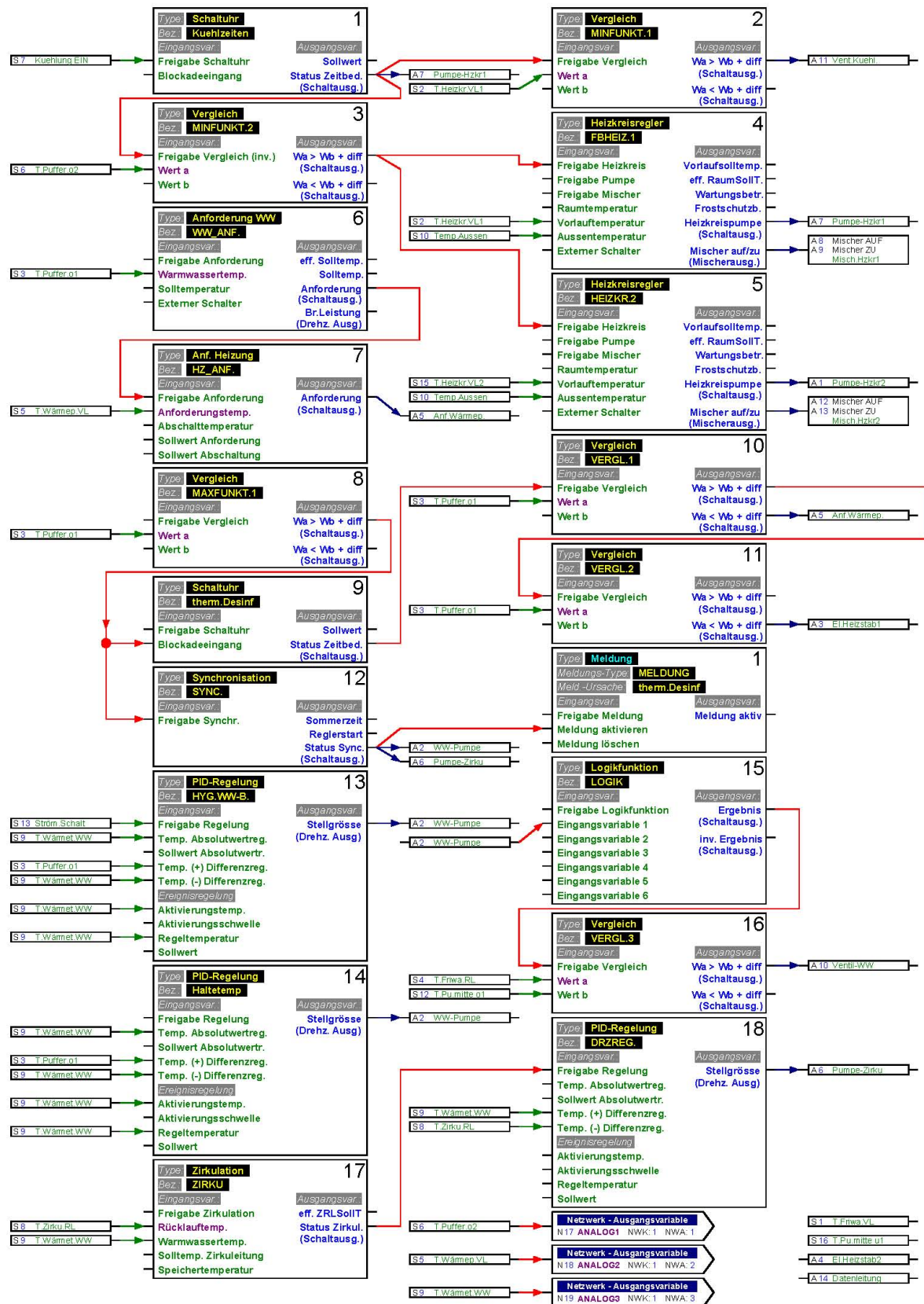


Abbildung 110: Funktionsprogrammierung TA UVR 1611<sup>105</sup>

<sup>105</sup> (Burger, Wärmepumpensysteme und solarthermische Anlagen, 2011)



Für die experimentelle Untersuchung wurde eine Wärmepumpe als Sondermaschine und –prüfstand eingebaut. Die Abbildung 112 zeigt eine schematische Darstellung. Die Abmessungen und technischen Daten der verwendeten Kältekomponenten sind dem Anhang A1 zu entnehmen.

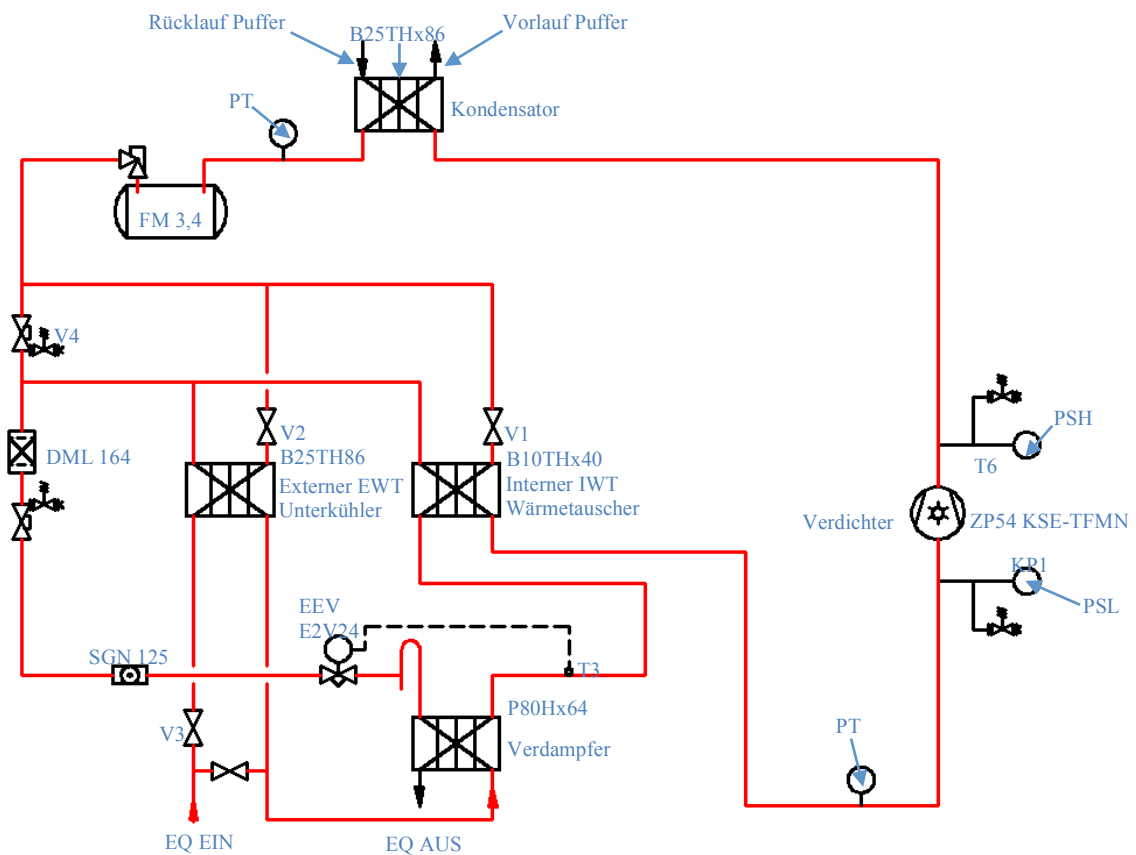


Abbildung 111: Schema Versuchsanlage

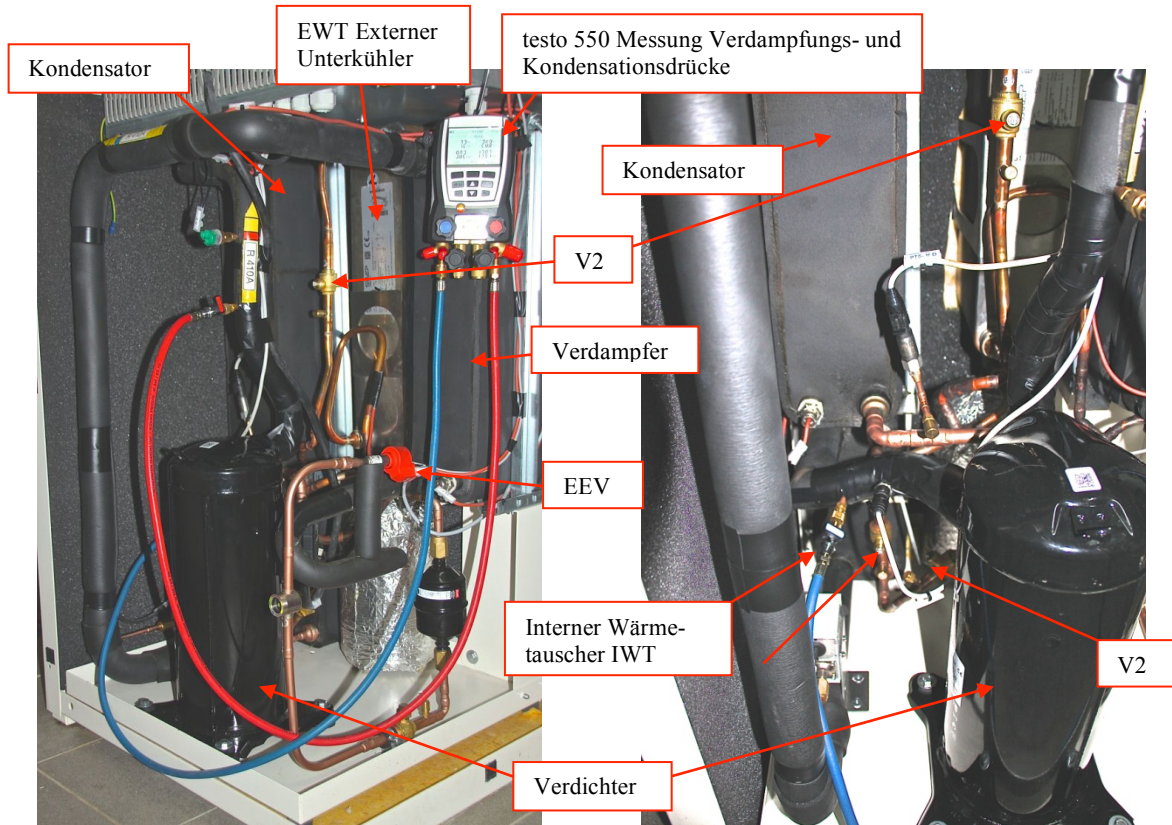


Foto 2: Versuchsanlage

Foto 3: Detail Versuchsanlage

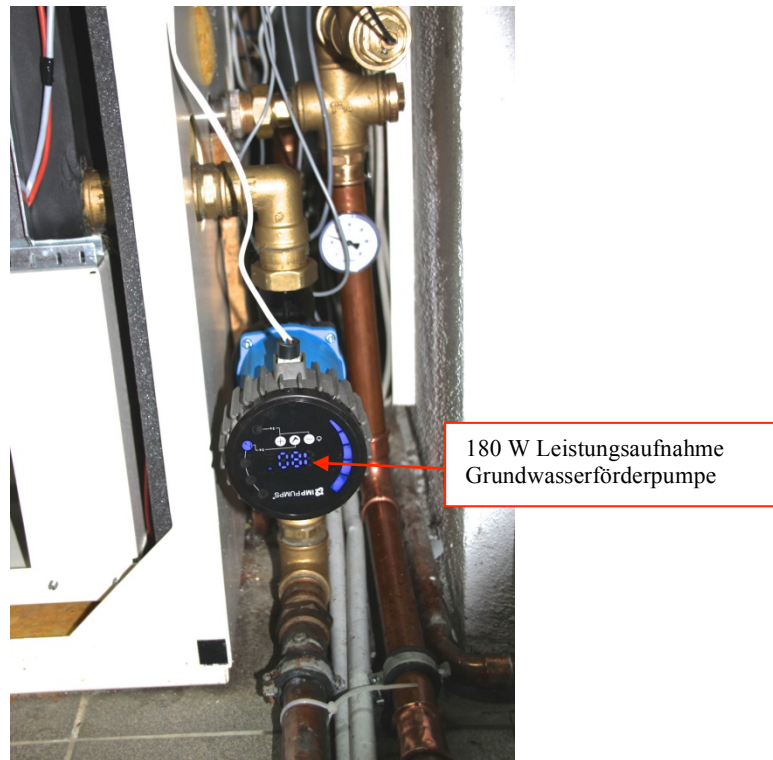


Foto 4: Detail Versuchsanlage

Der Prüfstand besteht aus 6 Hauptkomponenten:

- Scroll Verdichter Typ ZP54 KSE-TFMN-522
- Verdampfer P80 Hx64

- Kondensator P25 THx84
- Interner Wärmetauscher ( IWT) B10 THx40
- Externer Unterkühler ( EWT ) B25 TH x 84
- Elektronisches Expansionsventil E2V24

Kälteseitig wurde ein Kugelabsperrrventil V1 eingebaut. Damit lässt sich für die Versuche der interne Wärmetauscher Economizer (IWT) absperren bzw. von 0 bis 100% regeln, damit die optimale Leistungseinstellung erreicht werden kann. Über ein weiteres kältemittelseitiges Kugelabsperrrventil V2 kann der externe Wärmetauscher abgesperrt werden bzw. der Kältemittelstrom reguliert werden.

Über das grundwasserseitige Ventil V3 kann der grundwasserseitige Volumenstrom über den externen Wärmetauscher, Unterkühler (EWT) einreguliert bzw. abgesperrt werden. Zur Einregulierung der höchstmöglichen Effizienz ist ein elektronisches Expansionsventil mit Proportionalregelung eingebaut. Damit kann die Modulation des Kältemittelflusses erfolgen. Die bidirektionale Expansionsfähigkeit mit proportionalem Kältemittelfluss zur Öffnung vereinfacht den Kältekreis in den Wärmepumpen. Die E2V-Technologie basiert auf der Regelung des Überhitzungswertes des Kältemittels und der Zusatzfunktionen (MOP). Zur Berechnung dieser Daten müssen am Verdampferauslass ein Druck und ein Temperaturfühler positioniert werden. Die Expansion des Kältemittels wird über den Steuerungslogarithmus aktiviert, der die optimale Position des Ventils in Echtzeit berechnet und dieses anhand eines Treibers mit dem integrierten E2V-Steppermotor in Bewegung setzt.

## **6.1 Messtechnik**

### **6.1.1 Temperatur- und Druckmessung**

Für die Temperaturmessung wurden kalibrierte ultraschnelle Sensoren PT1000 Charakteristik als direkte ohne Tauchhülse im Medium befindliche Tauchfühler mit einer Verschraubung verwendet. Die Genauigkeitsklasse A ergibt bei 30°C eine Toleranz von +/- 0,21K bzw. 0,15K. Die Fühler wurden im Heizkreis gemeinsam mit einem auf eine Temperatur von 30°C werkseitig geeichten Tauchfühler bei Umwälzung des Mediums über die Umwälzpumpe ohne Leistungszufuhr kalibriert. Für die Erfassung der kältetechnischen

Drücke wurden Druckmessumformer vom Typ S10 der Firma Wika verwendet. Die Genauigkeitsklasse beträgt 0,25%.

### 6.1.2 Volumenstrommessung

Für die Volumenstrommessung wurden Mehrstrahlmasseläufer mit integrierter Impulsgeberscheibe verwendet. Der Impulsausgang beträgt 1l je Impuls. Die Fehlerkurve zeigt im Verwendungsbereich -0,3% bis -0,4% Abweichung.

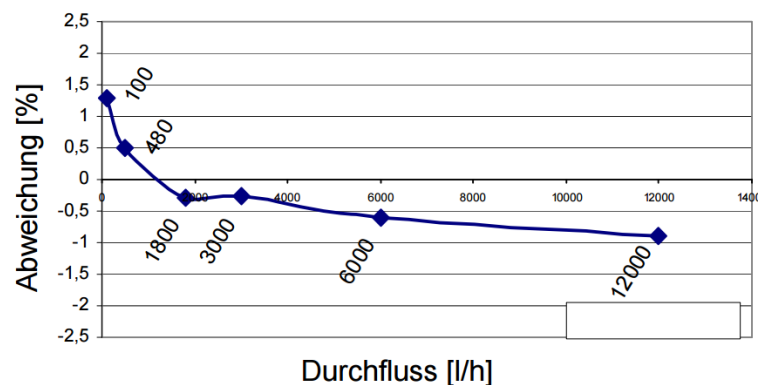


Abbildung 112: Fehlerkurve Volumenstrommessung<sup>106</sup>

Zur Kontrolle wurde auch ein elektronischer Volumenstromsensor Typ FTS 9-150 L basierend auf dem Prinzip der Karman'schen Wirbelstraße eingebaut. 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 geeignetes serielles Digitalsignal um. Die Genauigkeit entspricht <math><1\% \text{ FS}</math> (FS = vom Endwert). Die beiden Volumenstrommesssysteme zeigten eine geringe Abweichung im Bereich von 0,2% bis 0,4%.

### 6.1.3 Messung der elektrischen Leistung

Für die elektrische Energiefassung, Leistungsaufnahme des Verdichters wurde ein Messgerät CAN EZ von TA verwendet. Dabei wird der Betriebsstrom aller drei Phasen des Drehstrommotors erfasst.

<sup>106</sup> (Technische Alternative elektronische Steuerungsgesellschaft mbH., 2002)

Die drei Phasen werden über drei Spannungsteiler gegen ein Potential von +1,5 V zum Nullleiter (zugleich Mittenspannung des AD-Wandlers) vom Prozessor etwa 100  $\mu$ s pro Wert abgetastet. Dazwischen wird über Stromsensoren (klassische Ringkernspulen mit Shunt) und Messverstärkern der zur richtigen Spannungsphase gehörende Strom ebenfalls abgetastet. Die Momentanwerte aus Spannung und Strom werden zur Leistung (= Wirkleistung) multipliziert, durchlaufen einen mehrstufigen Mittelwertfilter (alles als Software = Digital) und werden über einen Optokoppler dem Prozessor auf der CAN-Bus Seite übertragen.

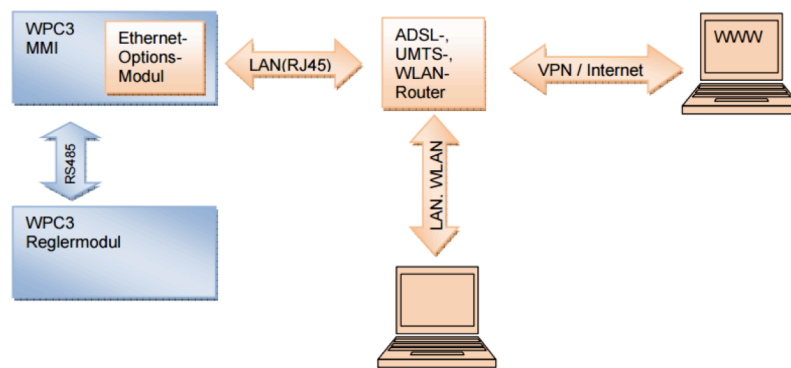
Die Präzision des Messwerkes wird mithilfe eines Simulators werkseitig kalibriert.

Der Messfehler dieser elektrischen Energieerfassung beträgt +/- 3% (bei  $\cos \varphi = 0,6$ ).

#### **6.1.4 Messdatenerfassung**

Die wärmetechnischen Leistungsdaten Temperatursensoren Volumenstrom, elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters erfolgt über das Regelsystem UVR 1611. Die integrierte CAN-Bus-Schnittstelle ermöglicht den Datenaustausch mit diversen Geräten im Bus-Netzwerk. Die Visualisierung und das Datenlogging erfolgt über den PC. Die Datenübertragung erfolgt über eine CMI-Schnittstelle.

Die kältetechnischen Daten der Temperaturen und Drücke werden über einen integrierten Webserver der Wärmepumpe übertragen. Die Anlagenkonfiguration der Regler lässt sich über eine binäre Datei speichern und ist durch Uploads der Binärdatei übertragbar. Mit dem integrierten Datenlogger speichert die Steuerung alle Temperaturmesswerte, Ausgangszustände der Relais und die Messwerte der Optionsmodule mit einem Zeit- und Datumstempel. Die Daten werden über das Ethernet-Modul WPC 3 ETH auslesbar. Der interne Datenlogger ist nach einem Download in Form einer Textdatei lesbar. Mithilfe einer Excel-Vorlage werden die Daten durch das Öffnen der Excel-Vorlage aus der Textdatei in ein Dialogfeld grafisch in einem Zeitdiagramm illustriert. Die Zeitspannen der Messintervalle lassen sich von 10 sec bis 20 min ändern.

Abbildung 113: Integrierter Datenlogger<sup>107</sup>

### **Rahmenbedingungen und Hinweise zur Genauigkeit**

Die Grundwassereintrittstemperatur bewegte sich während der Messungen gegenüber der Normvorgabe EN14511 mit 10°C saisonal bedingt im Bereich von 10,6°C bis 10,8°C. Damit erhöht sich die Verdampfungstemperatur und sind die COP Berechnungen zum Vergleich mit Normbedingungen um ca. 1% bis 2% abzumindern. Bei den Ergebnissen wurde dies mit COP korr. berücksichtigt.

Die Temperaturspreizung zwischen Grundwasser Vor- und Rücklauftemperatur soll normmäßig 3°C betragen. Aus betriebs- und anlagentechnischen Gründen lag diese während der Messungen im Bereich von 2,8°C bis 3,1°C, was aber keine nennenswerten Auswirkungen auf die Messergebnisse hat.

Sämtliche Hersteller weisen in Ihren Datenblättern darauf hin, dass COP-Angaben gemäß EN 12900 einer Leistungstoleranz des Verdichters von +/-10% unterliegen. Zusätzlich sind noch zulässige Toleranzen bei den Temperatur und Volumenstromaufzeichnungen gegeben. Es konnte jedoch festgestellt werden, dass die Messergebnisse relativ gut mit den theoretischen Ergebnissen der Softwareprogramme des Verdichterherstellers Select 11.1 und den Berechnungen im log-ph-Diagramm (JA Soft) übereinstimmen.

## **6.2 Optimiert betriebene Industriewärmepumpe**

Zur Visualisierung und zum Vergleich werden die Messergebnisse einer seit dem Jahr 2008 optimiert betriebenen Industriewärmepumpe Fabrikat Hoval Thermalia Typ 19H Kältemittel

<sup>107</sup> (Dolder Electronic AG, 2012)

R 134a dargestellt. Ein privater Betreiber, Herr Dr. sc. ETH/Dipl.El.Ing.ETH Jan Meyer aus Muri bei Bern, Schweiz, hat diese Wärmepumpe im Jahr 2007 eingebaut, laufend optimiert und den Betrieb verbessert. Die messtechnischen Daten sind online auf der Website [www.effiziente-waermepumpe.ch](http://www.effiziente-waermepumpe.ch) abrufbar. Es handelt sich um eine Sole-Wasser-Wärmepumpe mit optimierter Tiefenbohrung, wobei ähnlich hohe Quellentemperaturen wie bei Grundwasser zur Verfügung stehen.

Die Wärmepumpe hat eine Heizleistung von 16,22 KW bei W10/W35 und wird im Heizbetrieb im Bereich B10/W35 vergleichbar mit dem Betriebspunkt W10/W35 betrieben. Bei diesem Messbetriebspunkt ergibt sich laut Datenblatt ein COP von 5,92. Aktuelle Messergebnisse zeigen bei mittleren Vorlauftemperaturen von 32°C einen COP inklusive der Leistungsaufnahme der Nebenaggregate von ca. 5.

Herr Dr. Meyer hat die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate wie folgt angegeben: Solepumpe: 90 W, Pufferladepumpe: 25 W, Heizkreispumpe: 15W, Regelung: 7W ergibt in Summe 137 Watt. Eine Überprüfung der kältetechnischen Betriebsdaten laut Messaufzeichnungen mit der Software des Verdichterherstellers ergibt für den eingebauten Verdichter Typ: ZR81KCE-TFD exakt übereinstimmend mit den Messdaten einen COP von 5,0.

Die Temperaturdifferenz zwischen Soleaustritt und Verdampfung liegt wie bei sämtlichen Industriemaschinen bei 4K – 5K, wodurch sich die Effizienz entscheidend vermindert. Bei dieser Anlage wird die Temperaturdifferenz zwischen Vor- und Rücklauf im Bereich von ca. 7,8K betrieben, wobei anzumerken ist, dass sich bei dieser Betriebssituation die Effizienz gegenüber dem Normbetriebspunkt mit 5K um ca. 4% verbessert.

Auch bei dieser Anlage ist ein interner Zwischenwärmeaustauscher eingebaut, welcher laut Messungen eine Unterkühlung von ca. 4K bewirkt, jedoch kaum eine Effizienzerhöhung bewirkt.

## Technische Daten

### Hoval Thermalia® (17H-45H) mit R134a

Typ			(17H)	(19H)
• Heizleistung (Q)	bei B0W35	kW <sup>1</sup>	10,88	12,48
	bei W10W35	kW <sup>1</sup>	14,14	16,22
• Aufnahmeleistung	bei B0W35	kW <sup>1</sup>	2,32	2,69
	bei W10W35	kW <sup>1</sup>	2,36	2,74
• Leistungszahl	bei B0W35	COP	4,69	4,64
	bei W10W35	COP	5,99	5,92
• Betriebsgewicht		kg	217	230
• Verdichter Typ			COP	
• Arbeitsmittel Füllung R134a		kg	2,9	3,1

Abbildung 114: Technische Daten Hoval Thermalia<sup>108</sup>

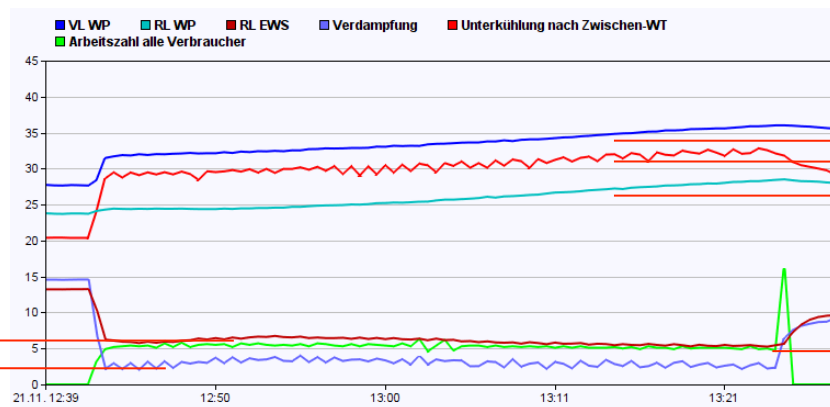
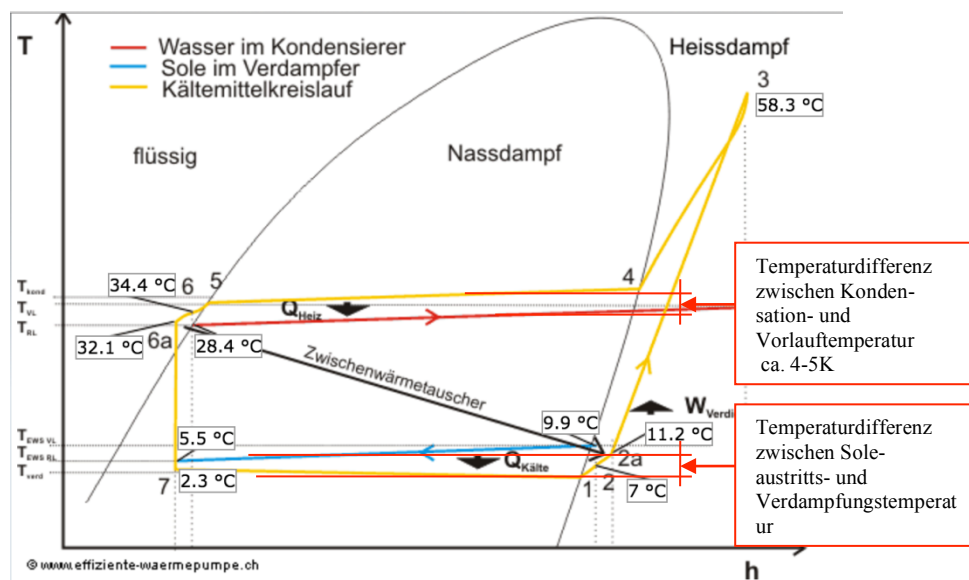


Abbildung 115: Messdatenaufzeichnung



Stand Daten: 21.11.2015 13:24:05

Abbildung 116: Messdaten Kältekreislauf<sup>109</sup>

<sup>108</sup> (Hoval Gesellschaft m.b.H., 2006)

<sup>109</sup> (Meyer J.)



Legende:

- 7-1: Verdampfung Kältemittel im Verdampfer
- 1-2: Überhitzung im Verdampfer
- 7-2: Energieabgabe Sole an den Kältekreis
- 2-2a: Überhitzung durch Unterkühlung nach der Kondensation mit Zwischenwärmetauscher
- 2a-3: Verdichtung
- 3-4: Heißgasentwärmung im Kondensierer
- 4-5: Kondensation im Kondensierer
- 5-6: Unterkühlung im Kondensierer
- 3-6: Energieabgabe Kältekreis an das Heizungswasser
- 6-6a: Unterkühlung über Zwischenwärmetauscher mit Sauggas
- 6a-7: Expansion im Expansionsventil

LEISTUNGSDATEN AM ARBEITSPUNKT	
Verdichter	ZR81KCE-TFD
Kälteleistung, kW	12,25
Leistungsaufnahme, kW	2,84 + 0,137 Nebenaggregate = 2,977
COP	4,32
Stromaufnahme 400V, A	7,39
Massestrom, g/s	79,00
Isentroper Wirkungsgrad, %	68,22
Heizleistung kW	14,95

COP = 5,02

Abbildung 117: Leistungsberechnung Select 7.11

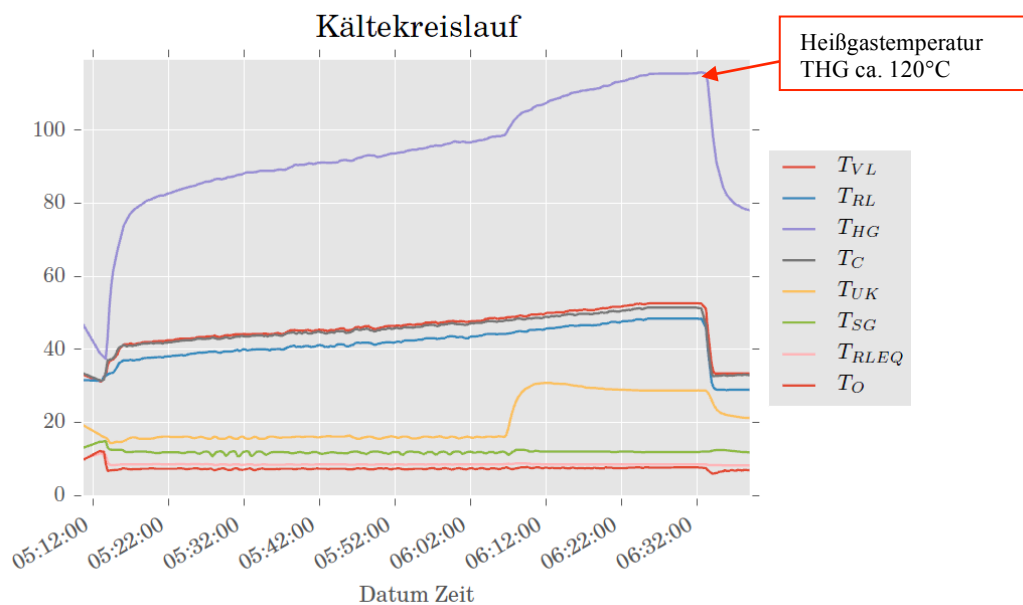
**6.3 Versuchsanlage mit innerem Wärmeübertrager**

Durch die große Wärmetauscherfläche des Kondensators konnte bereits nach dem Kondensator und Kältemittelsammler eine Unterkühlung von 4K bis 6 K gemessen werden. Es wurden Versuche mit einer weiteren Unterkühlung durch den inneren Wärmetauscher (IWT) durchgeführt, aber festgestellt dass keine nennenswerte Leistungssteigerung bzw. Effizienzerhöhung gegeben ist und im Warmwasserbetrieb relativ rasch die zulässige Grenze der Verdichtersauggaseintrittstemperatur von 20°C überschritten wird.

Beim Warmwasserbetrieb wurde bereits bei Vorlauftemperaturen von 52°C die für eine hohe Lebensdauer des Verdichters zulässige Heißgastemperatur von 120°C erreicht.

Die Versuche haben bestätigt, dass beim Kältemittel R 410a ein interner Wärmetauscher (IWT) keine nennenswerten Effizienzerhöhungen erbringt und wegen der Nachteile im Warmwasserbetrieb nicht sinnvoll erscheint.

Folgendes Messergebnis zeigt bei der Warmwasserbereitung deutlich eine hohe Unterkühlung auf ca. 25K und einen sehr hohen Heißgastemperaturanstieg von 80°C – 120°C.



Bei externer Unterkühlung eingestellt auf ca. 12,0 K ergibt sich beim Warmwasserbetrieb eine Unterkühlung von ca. 20K. Das nachfolgende Messdiagramm zeigt, dass bei der externen Unterkühlung auch im Warmwasserbetrieb günstige Heißgastemperaturen von 65°C – 80°C vorliegen und bei diesem Betriebsfall optimal günstige Bedingungen für eine hohe Lebensdauererwartung des Verdichters vorliegen und daher vor allem für die Brauchwasserbereitung ausschließlich eine externe Unterkühlung zu bevorzugen ist.

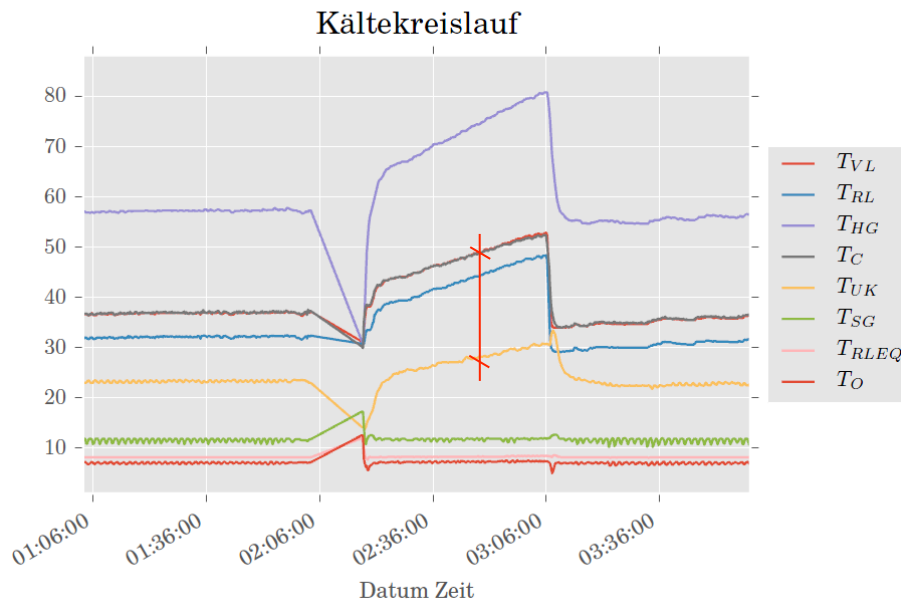


Abbildung 119: Kältekreislauf

#### 6.4 Anlage mit externer Unterkühlung W10/W35

Die Versuche haben gezeigt, dass – wie im theoretischen log-ph-Diagramm ersichtlich – eine Erhöhung der Unterkühlung eine kontinuierliche Leistungssteigerung hervorrufen würde, in der Praxis nicht gegeben ist. Die Messungen haben weiter gezeigt, dass bei zu hoher Unterkühlung der Dampfgehalt im Kältemittel zu weit sinkt und im Verdampfer das Kältemittel großteils flüssig vorliegt und verdampfen muss, und daher der Wärmeübergang im Wärmetauscher wesentlich reduziert wird und aus diesem Grund eine Leistungssteigerung im Heizbetrieb mit einer maximalen Unterkühlung von ca. 12,0°K sinnvoll erscheinen lässt. Aus diesem Grund wurde für die folgenden Messungen die Unterkühlung auf ca. 12,0 K einjustiert. Beim Betriebspunkt nach EN 14511 W10/W35 zeigt sich im Wärmepumpenkreislauf eine Heizleistung von ca. 19,6 KW, eine Leistungsaufnahme des Verdichters von ca. 2,55 KW und eine Leistungsziffer im Mittel von ca. 7,7. Die Messungen wurden bei Vorlauftemperaturen von ca. 34°C begonnen und bei ca. 37°C beendet und ist beim Betriebspunkt W10/W35 ein stationärer Betrieb ersichtlich. Der Kältekreislauf zeigt aufgrund der externen Unterkühlung eine sehr günstige niedrige Heißgastemperatur von ca. 55°C bis 58°C und einen konstanten Abstand von der Rücklaufquellentemperatur zur Verdampfungstemperatur von ca. 0,6K bis 1K. Der mittlere COP bei W10/W35 liegt bei ca. 7,7. (COP korr. 7,5)

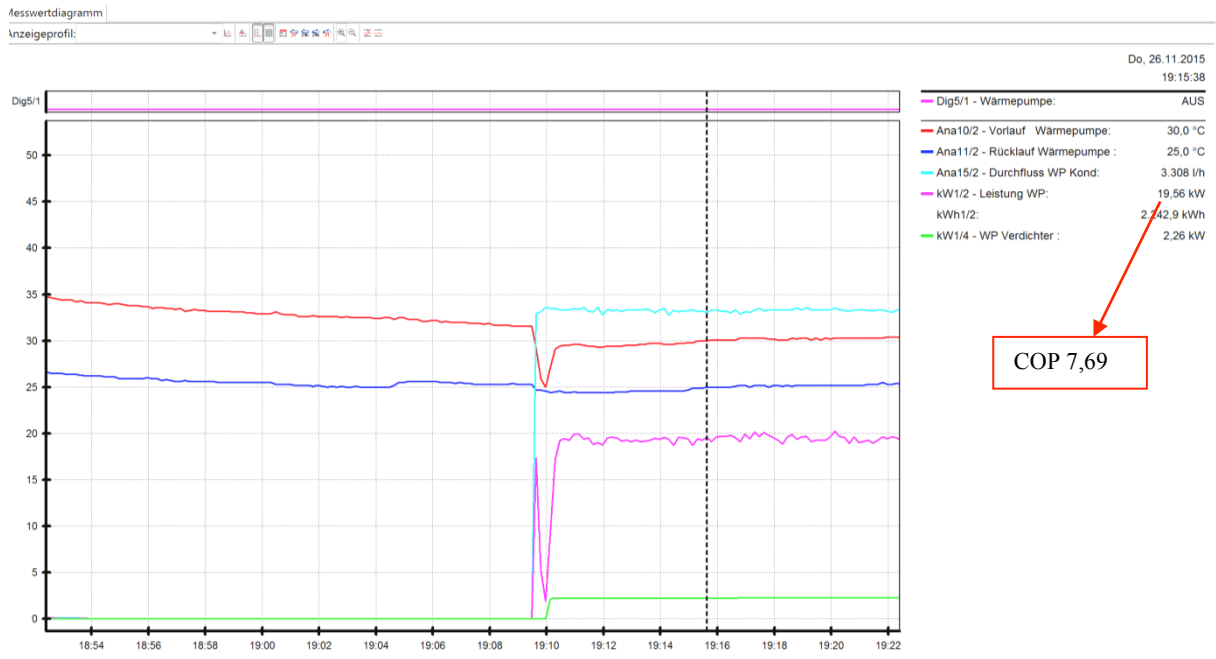


Abbildung 120: Messdiagramm vom 28.11.2015

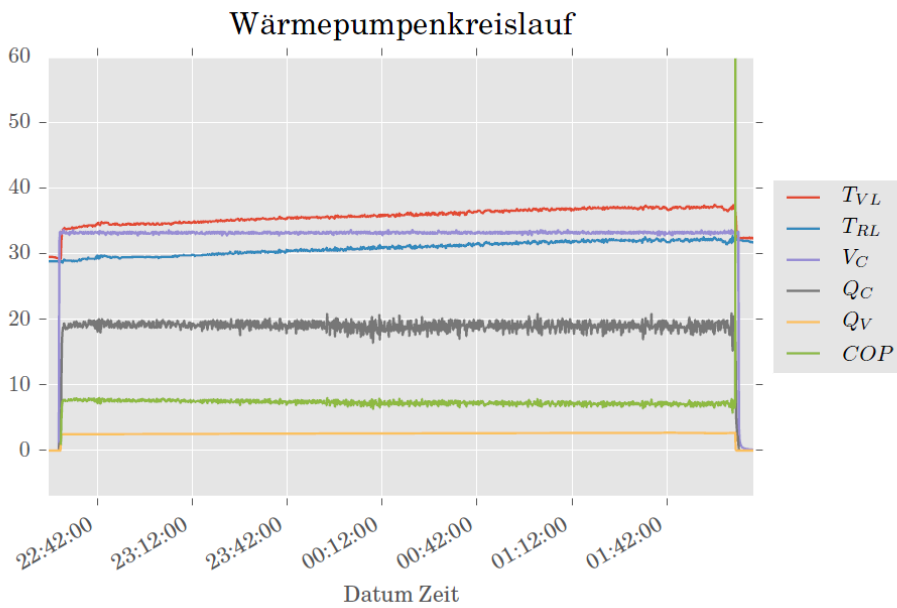


Abbildung 121: Wärmepumpenkreislauf

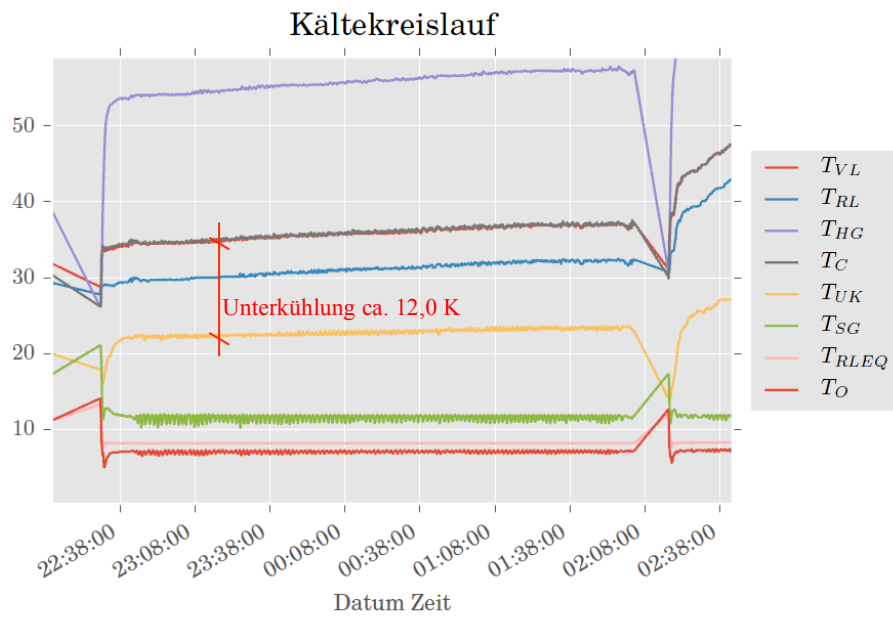


Abbildung 122: Kältekreislauf

Detailliertere Darstellung des Wärmepumpen- und Kältekreislaufes:

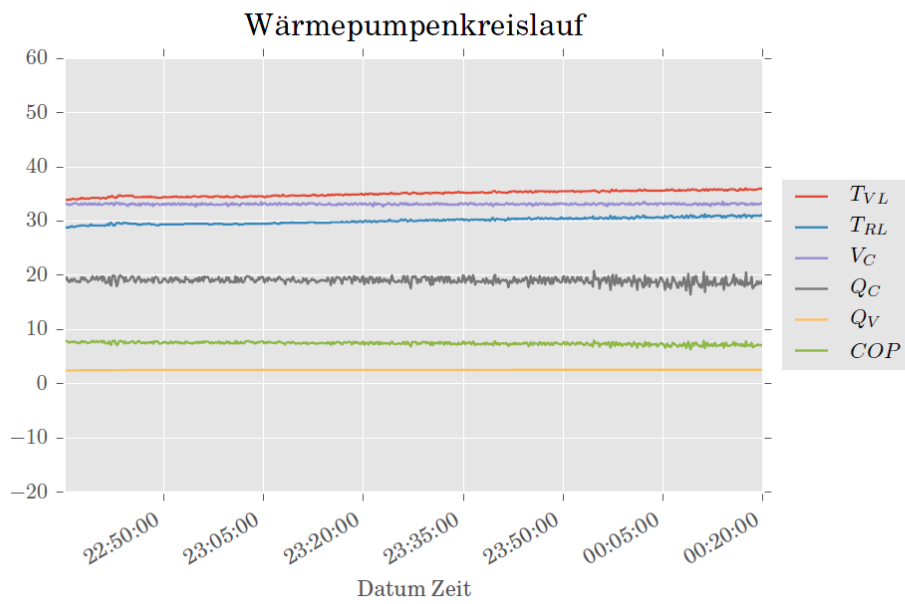


Abbildung 123: Wärmepumpenkreislauf

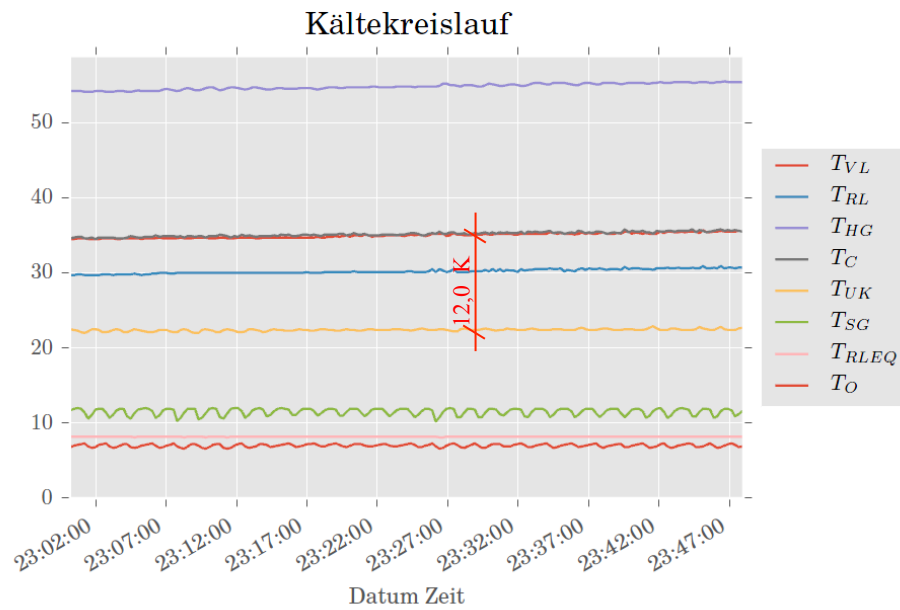


Abbildung 124: Kältekreislauf

Anhand der Messungen ist deutlich erkennbar, dass sich die Kondensationstemperatur nahezu ident an die Vorlauftemperatur angleicht.

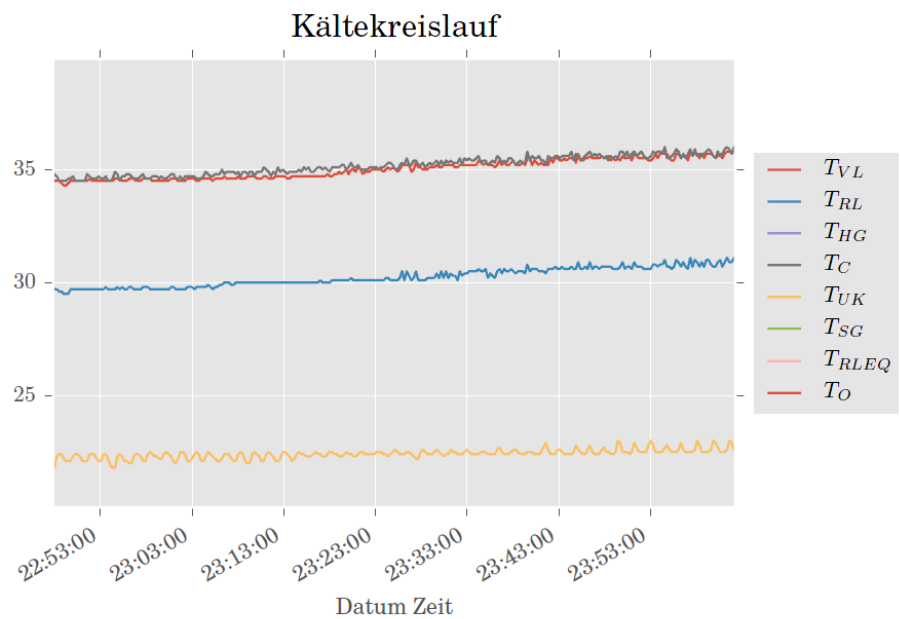


Abbildung 125: Kältekreislauf

Ebenso ist erkennbar, dass der Abstand zwischen der Rücklauftemperatur der Energiequelle und der Verdampfungstemperatur im Bereich von 0,6 K bis 1K liegt.

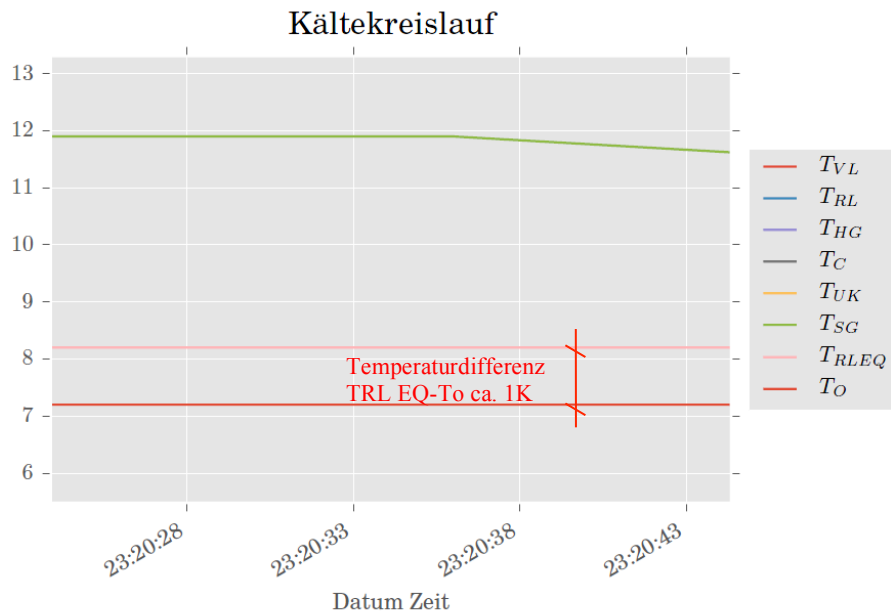


Abbildung 126: Kältekreislauf

Im Detail dargestellt bewegt sich der mittlere COP im Bereich von ca. 7,7 und die mittlere Verdichterleistung liegt bei ca. 2,5 KW.

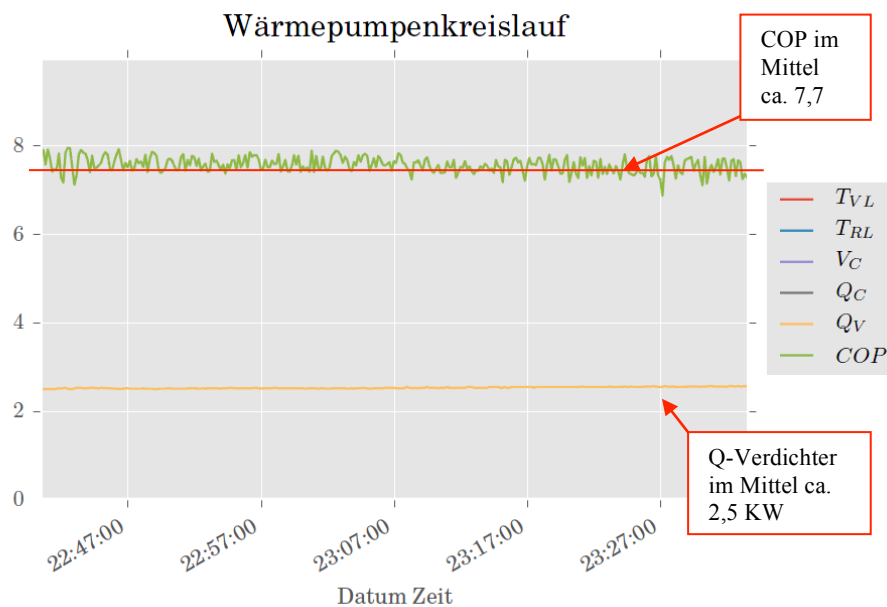


Abbildung 127: Wärmepumpenkreislauf

## 6.5 Anlage mit externer Unterkühlung W10/W30

Nach Absenkung des Wärmeverteilsystems konnte ein Betriebsfall mit beginnend 28°C, 30°C bis 33°C Vorlauftemperatur gemessen werden. Es ergibt sich dabei bei 30°C Vorlauf

und 25°C Rücklauf eine Leistung von ca. 19,56 KW, eine Verdichteraufnahmeleistung von ca. 2,26 KW und ein mittleren COP von 8,65. (COP korr. 8,4).

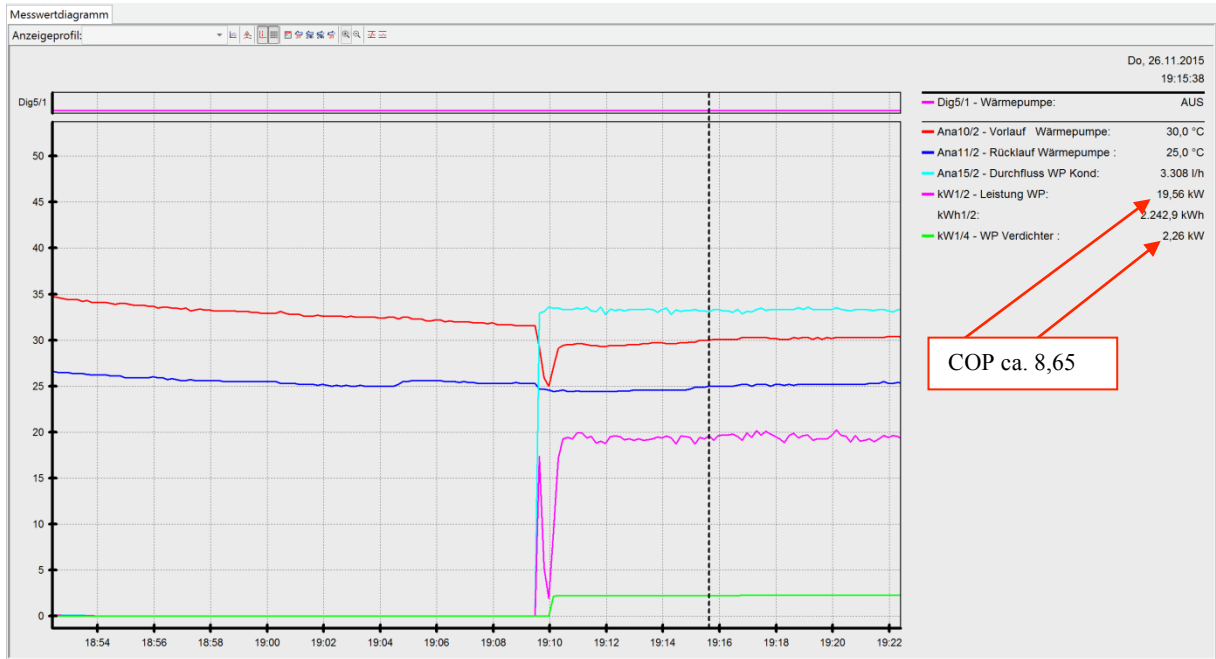


Abbildung 128: Messwertdiagramm

Anhand des Wärmepumpenkreislaufes ist nachvollziehbar erkennbar, dass sich der COP im Bereich des Vorlaufs von 30°C ca. bei 8,6 und dann kontinuierlich abfallend bei einer Vorlauftemperatur von 35°C auf ca. 7,7 entwickelt.

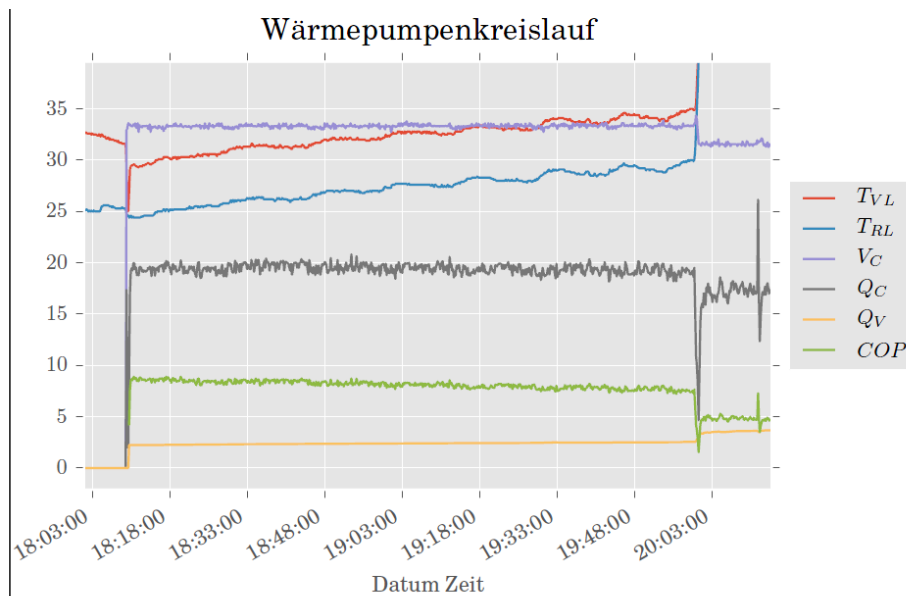


Abbildung 129: Wärmepumpenkreislauf



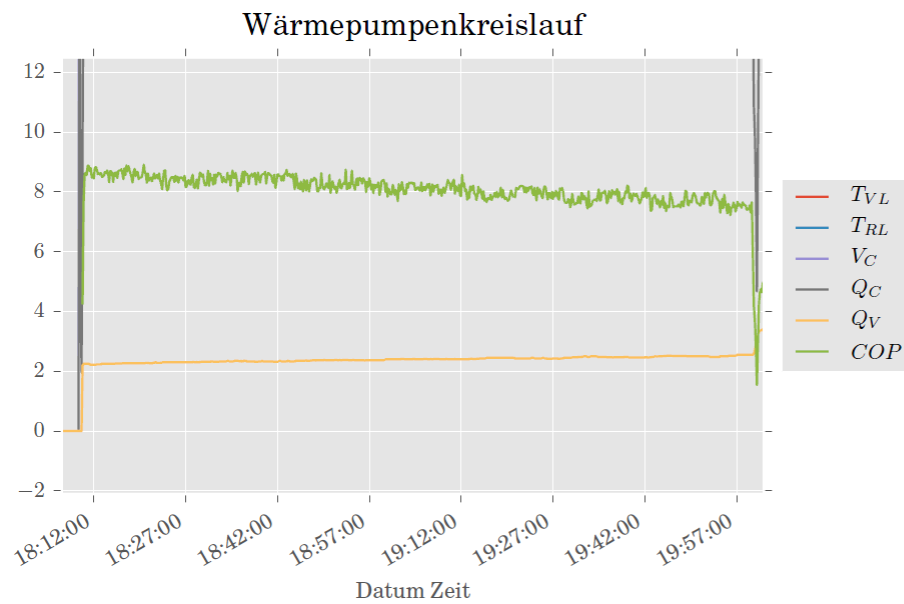


Abbildung 130: Wärmepumpenkreislauf nach Abschaltung

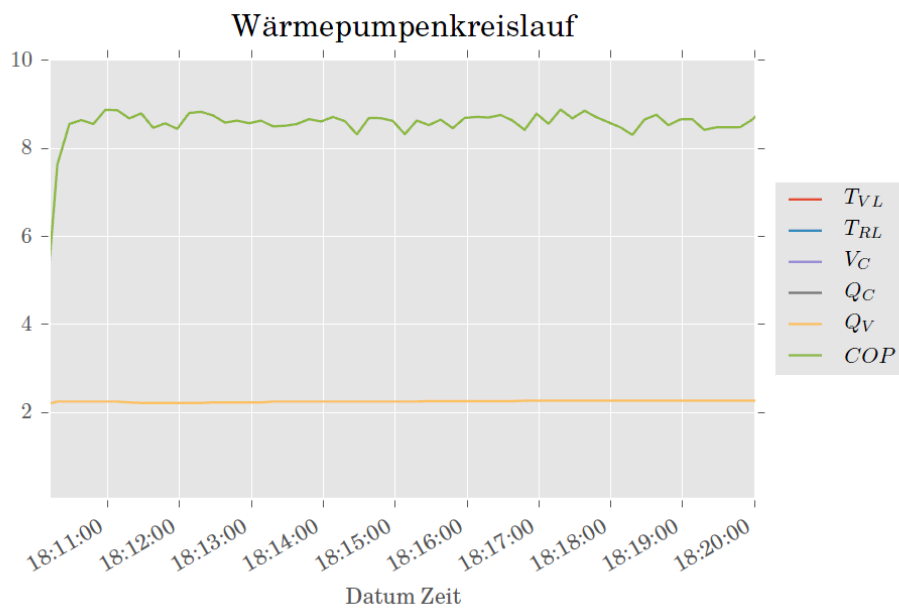


Abbildung 131: Wärmepumpenkreislauf

## 6.6 Anlage mit externer Unterkühlung W10/W32

Durch Erhöhung der Wassermenge im Kondensator auf 4.612 l/h ändert sich die Temperaturdifferenz von den normmäßigen Vorgaben der EN 14511 von 5K auf ca. 3,6K bis 3,7K. Bei einer Heizkreisladung mit Beginn ca. 32°C und Ende ca. 34,5°C kann bei Heizbeginn bei 32°C Vorlauftemperatur eine relativ hohe Heizmitteltemperatur für die Wärmeabgabe am Fußbodenheizungssystem von 30,2°C erreicht werden, wobei der COP im

Bereich von 8,54 in etwa der gleichen Höhe wie beim Betriebspunkt W30/W25 liegt, und bei diesem Betriebspunkt eine Heizmitteltemperatur von nur 27,5°C also um ca. 2,7°C niedriger zur Verfügung steht. Obwohl sich durch die Erhöhung der Wassermenge die Kondensationstemperatur gegenüber der Vorlauftemperatur um ca. 0,4°C bis 0,6°C überhöht, ergibt sich insgesamt gegenüber dem Betriebspunkt W30/W25 eine wesentliche Effizienzerhöhung. Bei in etwa gleichem COP erreicht man eine um 2,7°C höhere Heizmitteltemperatur für das Wärmeverteilssystem.

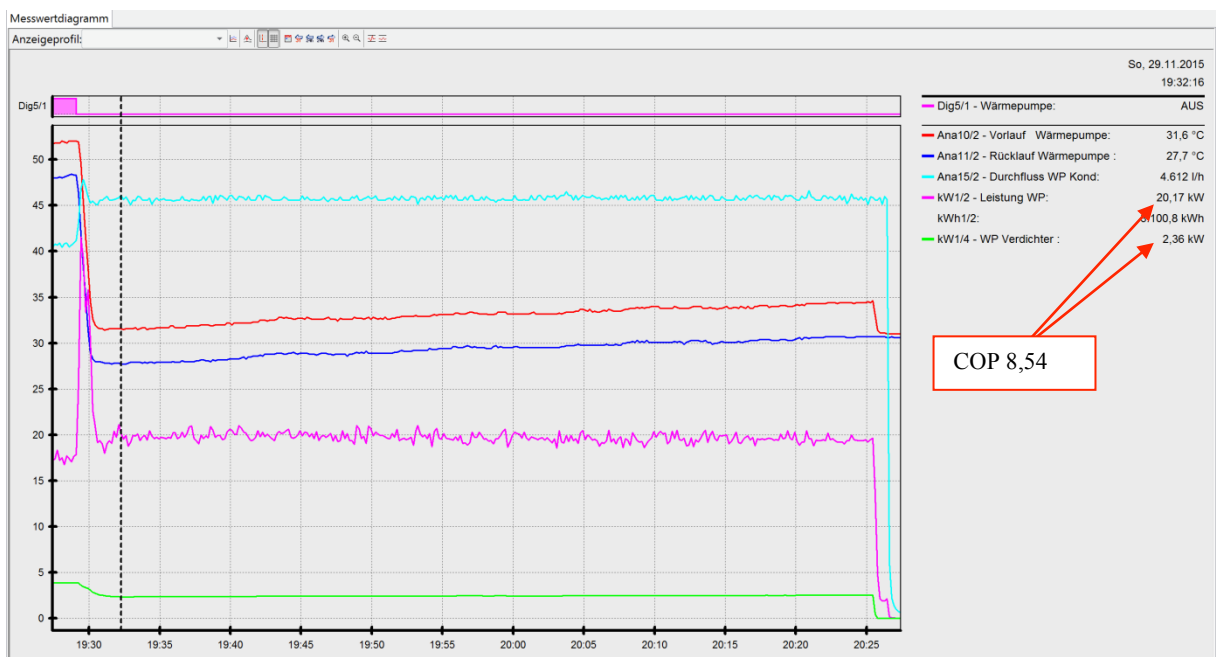


Abbildung 132: Messdiagramm

Auch die theoretische Berechnung mittels der vom Verdichterhersteller zur Verfügung gestellten Software Select 7.11 zeigt ziemlich übereinstimmend die Leistungsaufnahme des Verdichters und die Heizleistung sowie den daraus resultierenden COP.

◀ ZP54KSE-TFMN

Leistungsdaten	Tabellen	Diagramm	Zeichnung	Auswahlliste	Drucken/Exportieren	Technische
LEISTUNGSDATEN AM ARBEITSPUNKT		7,0 / 32,0 °C				
Verdichter	ZP54KSE-TFMN					
Kälteleistung, kW	17,75					
Leistungsaufnahme, kW	2,36					
COP	7,52					COP 8,47
Stromaufnahme 400V, A	4,10					
Massestrom, g/s	90,00					
Isentroper Wirkungsgrad, %	72,98					
Heizleistung kW	20,00					

Abbildung 133: Leistungsberechnung Select 7.11

Eine theoretische Berechnung/Überprüfung des Betriebspunktes mittels der Software JA-Soft im log-ph-Diagramm ergibt sehr gut übereinstimmend eine Leistungsaufnahme des Verdichters von 2,36 KW sowie eine Heizleistung am Verflüssiger von 20,18 KW.


Einstufiger Kreisprozess							
Tel. Fax.							
Projekt :		Anlage :			Sachbearbeiter :		
Vorgabewerte							
Kältemittel	R 410A	Verflüssigung	32 °C	Verdampfung	7 °C	Saugstutzen	12 °C
Taupunkt		Unterkühlung	12 K	Überhitzung	5 K	Isentr. Wirkungsgr.	73 %
Qo Verdampfer	17,81 kW	Qo Verdichter	17,81 kW	Qv Verdichter	2,36 kW		
Qc Verflüssiger	20,18 kW	Massenstrom	324 kg/h	Ansaugvolumenstrom	8,81 m³/h		
Die berechneten Werte bedürfen der Prüfung durch den Anwender.							
Berechnete Werte des idealen Kreisprozesses							
Nr.	Bezeichnung	Druck bar	Sättig.-T. °C	Temperatur °C	Enthalpie kJ/kg	Volumen dm³/kg	Entropie kJ/(kgK)
1	Verdichtereintritt	9,918	7,00	12,00	430,29	27,185	1,8883
2	Verdichteraustritt	19,826	32,00	53,53	456,55	14,889	1,9102
3	Sattdampf Hochdruck	19,826	32,00	32,00	427,47	12,308	1,8179
4	Gesättigte Fl. HD	19,826	31,88	31,88	252,90	0,978	1,2457
5	Unterk. Flüssigkeit	19,826	31,88	19,88	232,38	0,919	1,1771
6	Verdampfeintritt	9,918	6,90	6,90	232,38	3,323	9,7 %
7	Verdampferaustritt	9,918	7,00	12,00	430,29	27,185	1,8883
Enthalpie-Differenzen in kJ/kg							
Verdampfer	197,90	Verdichterkälte	197,90	Verdichtung	26,27	Verflüssiger	224,17
Enthitzung	29,08	Verflüssigung	174,57	Unterkühlung	20,52		
Einzelleistungen in kW							
Verdampfer	17,81	Verdichterkälte	17,81	Verdichtung	2,36	Verflüssiger	20,18
Enthitzung	2,62	Verflüssigung	15,71	Unterkühlung	1,85		
Volumenströme in m³/h							
Saugleitung	8,81	Flüssigkeitsleitung	0,298	Druckleitung	4,82	Kondensatleitung	1,97
Sonstige Angaben							
Druckverhältnis	1,999	Druckdifferenz	9,9 bar	EER nutzbar	7,53	EER gesamt	7,53
Vol. Kältegewinn	7280 kJ/m³	Liefergrad ca.	0,960	Geom.Hubvol.	9,2 m³/h	Flashgasanteil	9,7 %

Abbildung 134: Berechnung Betriebspunkt mittels JA-Soft

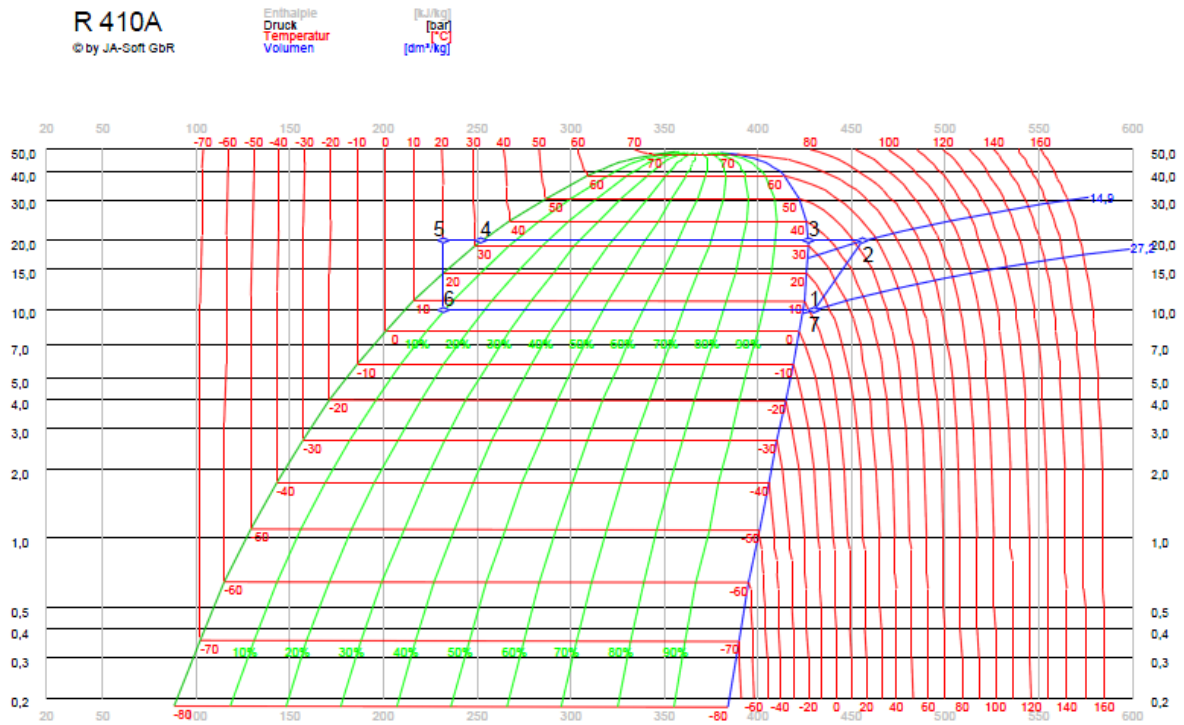


Abbildung 135: Berechnete Werte des Kreisprozesses

Die Messwerte der Leistungsaufnahme des Verdichters Heizleistung Vor- und Rücklauftemperatur werden auch am Display der Regelung und Wärmezählung angezeigt.

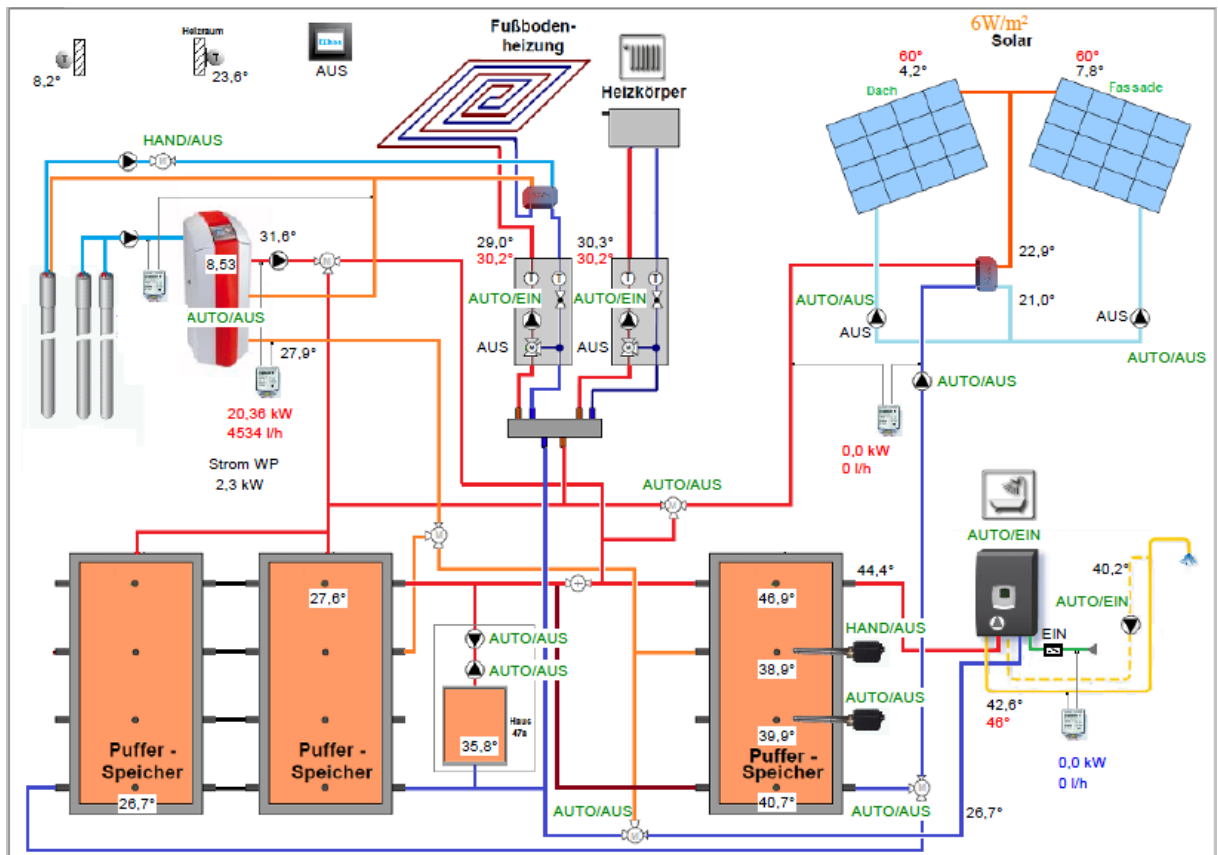


Abbildung 136: Übersicht Heizungsschema

### Wärmepumpenkreislauf

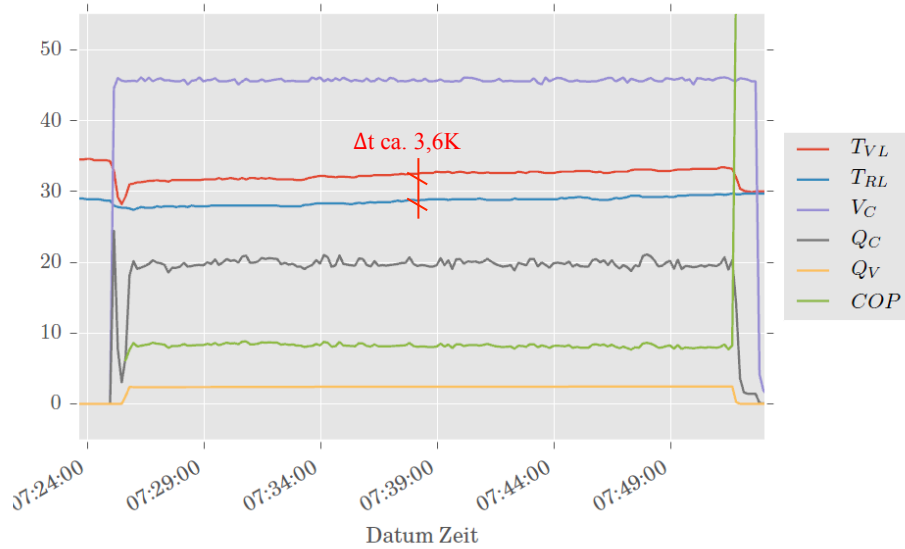


Abbildung 137: Wärmepumpenkreislauf

Es ist deutlich erkennbar, dass die Heizleistung im Bereich von 20 KW bis 20,5 KW und der COP beginnend mit ca. 8,5 bis ca. 8 bei einer Heizvorlauftemperatur von 34°C verläuft.

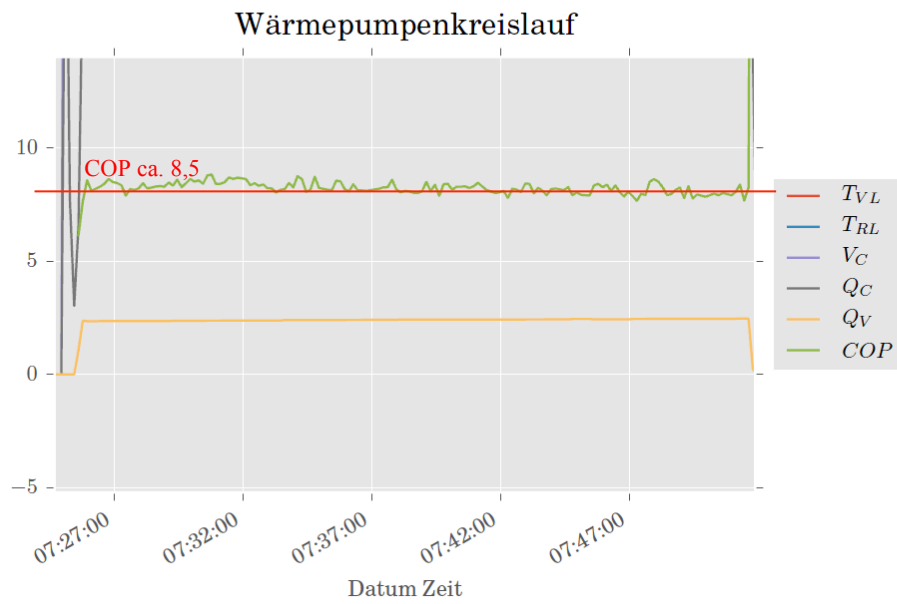


Abbildung 138: Wärmepumpenkreislauf

Im Kältekreislauf ist deutlich die Überhöhung der Kondensationstemperatur zur Vorlauftemperatur von ca. 0,4K bis 0,6K gegenüber den Betriebspunkten mit 5°C Temperaturdifferenz erkennbar.

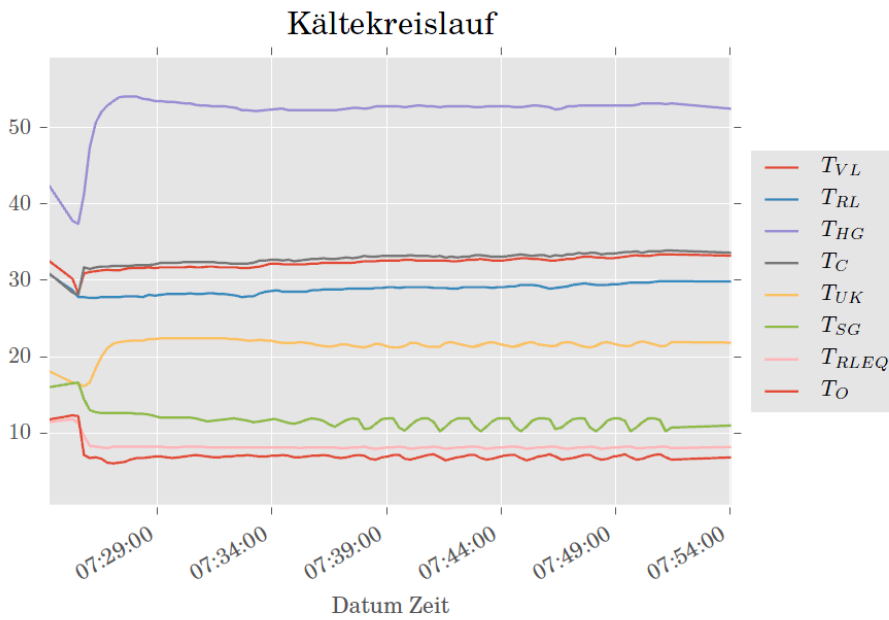


Abbildung 139: Kältekreislauf

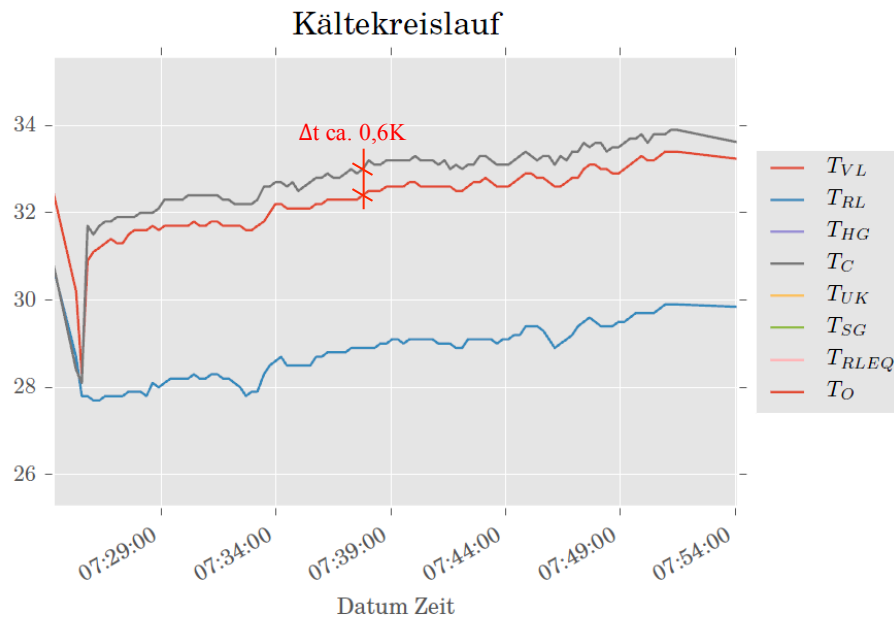


Abbildung 140: Kältekreislauf

## 6.7 Anlage mit externer Unterkühlung W10/W25

Mit dem in dieser Arbeit dargestellten optimierten Wärmeverteilsystem der Betonkernaktivierung kombiniert mit oberflächennaher Fußbodenheizung wäre es möglich, ausreichende Heizleistungen bei Vorlauftemperaturen von 25°C bis 26°C zu übertragen. Die Wärmepumpe könnte somit bei diesem nochmals abgesenkten Temperaturniveau noch höhere COP-Werte erbringen.

Mit dem an der Versuchsanlage angeschlossenen Wärmeverteilsystem als normale Fußbodenheizungsverteilung sind derart tiefe Temperaturen nicht realisierbar und war daher eine Messung bei Vorlauftemperaturen von 25°C/26°C nicht möglich. Da jedoch die theoretischen Berechnungen mit dem log-ph-Diagramm über die Software bzw. die theoretischen Berechnung über das Dimensionierungsprogramm des Verdichterherstellers Select 7.11 sehr gut mit den Messergebnissen übereinstimmen, lässt sich der COP anhand der Softwareberechnungen ermitteln. Bei einer Kondensationstemperatur von 26°C entspricht einer Vorlauftemperatur von ca. 25,5°C und Verdampfungstemperatur von 7°C sowie gleichbleibender Unterkühlung von ca. 12K ergibt sich eine Leistungsaufnahme des Verdichters von 2,02 KW und eine Heizleistung von 20,7 KW und somit ein COP von 10,24.



Verdampfungstemperatur °C 7,00

Nutzbarer Überhitzung 100%

Sauggastemperatur °C 12,00

Verflüssigungstemperatur °C 26,00

Unterkühlung K 12,00

EN AHF

ZP54KSE-TFMN

Leistungsdaten Tabellen Diagramm Zeichnung Auswahlliste Drucken/Exportieren Technische

LEISTUNGSDATEN AM ARBEITSPUNKT		7,0 / 26,0 °C
Verdichter		ZP54KSE-TFMN
Kälteleistung, kW		18,80
Leistungsaufnahme, kW		2,02
COP		9,30
Stromaufnahme 400V, A		3,65
Massestrom, g/s		91,00
Isentroper Wirkungsgrad, %		66,35
Heizleistung kW		20,70

COP 10,24

Abbildung 141: Berechnung mittels Select 7.11


Einstufiger Kreisprozess							
Tel. Fax.							
Projekt :		Anlage :			Sachbearbeiter :		
Vorgabewerte							
Kältemittel	R 410A	Verflüssigung	26 °C	Verdampfung	7 °C	Saugstutzen	12 °C
Taupunkt		Unterkühlung	12 K	Überhitzung	5 K	Isentr. Wirkungsgr.	67 %
Qo Verdampfer	18,89 kW	Qo Verdichter		18,89 kW	Qv Verdichter		2,01 kW
Qc Verflüssiger	20,9 kW	Massenstrom		327,67 kg/h	Ansaugvolumenstrom		8,91 m³/h
Die berechneten Werte bedürfen der Prüfung durch den Anwender.							
Berechnete Werte des idealen Kreisprozesses							
Nr.	Bezeichnung	Druck bar	Sättig.-T. °C	Temperatur °C	Enthalpie kJ/kg	Volumen dm³/kg	Entropie kJ/(kgK)
1	Verdichtereintritt	9,918	7,00	12,00	430,29	27,185	1,8883
2	Verdichteraustritt	16,967	26,00	45,39	452,35	17,265	1,9114
3	Sattdampf Hochdruck	16,967	26,00	26,00	427,46	14,713	1,8306
4	Gesättigte Fl. HD	16,967	25,88	25,88	242,56	0,949	1,2124
5	Unterk. Flüssigkeit	16,967	25,88	13,88	222,75	0,897	1,1448
6	Verdampfeintritt	9,918	6,90	6,90	222,75	2,177	5,1 %
7	Verdampferaustritt	9,918	7,00	12,00	430,29	27,185	1,8883
Enthalpie-Differenzen in kJ/kg							
Verdampfer	207,54	Verdichterkälte	207,54	Verdichtung	22,07	Verflüssiger	229,61
Enthitzung	24,89	Verflüssigung	184,90	Unterkühlung	19,82		
Einzelleistungen in kW							
Verdampfer	18,89	Verdichterkälte	18,89	Verdichtung	2,01	Verflüssiger	20,90
Enthitzung	2,27	Verflüssigung	16,83	Unterkühlung	1,80		
Volumenströme in m³/h							
Saugleitung	8,91	Flüssigkeitsleitung	0,294	Druckleitung	5,66	Kondensatleitung	2,34
Sonstige Angaben							
Druckverhältnis	1,711	Druckdifferenz	7,0 bar	EER nutzbar	9,40	EER gesamt	9,40
Vol. Kältegewinn	7634 kJ/m³	Liefergrad ca.	0,972	Geom.Hubvol.	9,2 m³/h	Flashgasanteil	5,1 %

Abbildung 142: Berechnung Betriebspunkt mittels JA-Soft

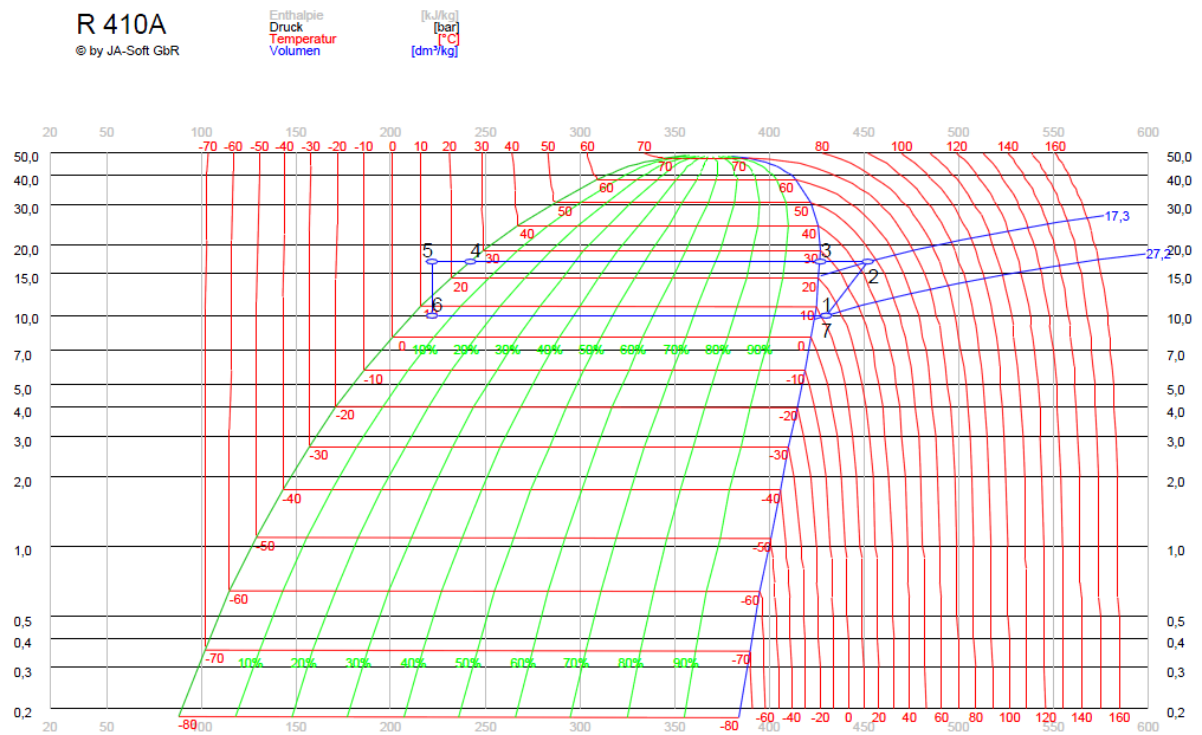


Abbildung 143: Berechnete Werte des Kreisprozesses

## 6.8 Messung eines Betonkernaktivierungssystems

In Hall in Tirol wurde durch ein großes Bauunternehmen, die Firma Fröschl AG & CO KG eine neue Firmenzentrale in völliger Betonbauweise mit Betonwänden, innenliegender Sandwich-Wärmedämmung und Betonfassade erstellt. Durch einen günstigen U-Wert der Fassade von  $0,2 \text{ W/m}^2\text{K}$  und schmalen gering dimensionierten Außenfenstern mit einem U-Wert von  $0,6 \text{ W/m}^2$  weisen die mit einer Raumfläche von  $11 \text{ m}^2$  ausgeführten Büros eine sehr geringe Raumheizlast von  $256 \text{ W}$ , somit  $23 \text{ W/m}^2$  auf. Im Winter wird ein hoher Anteil dieser Raumheizlast durch die interne Abwärme von Computersystemen, Beleuchtung etc. abgedeckt. Der Rest wird über ein Betonkernaktivierungssystem mit einer Grundwasserwärmepumpe erzeugt. Für eine gute Wärmeübertragung sind die Betondecken als Sichtbeton und die Fußböden ohne Trittschalldämmung ausgeführt. Mit Vorlauftemperaturen von  $24,5^\circ\text{C}$ , effizient erzeugt über die Grundwasserwärmepumpe wird die Raumtemperatur im Bereich von  $23,5^\circ\text{C}$  gehalten. Über Datenloggersysteme wurden im Zeitraum vom 10.03.2015 bis 31.03.2015 die Vorlauftemperatur, die Oberflächentemperatur an der Betondecke und die Raumtemperatur aufgezeichnet. Die Außentemperatur im Messzeitraum vom 13.03. 06:00 Uhr bis 15.03.2015 betrug ca.  $-2^\circ\text{C}$ .



Foto 5: Betonfassade mit gering dimensionierten Fensterflächen



Foto 6: Betonfassade mit gering dimensionierten Fensterflächen



Foto 7: Büroraum von innen 11 m<sup>2</sup>



Foto 8: wasserdurchflossenes Rohrsystem in der Betondecke, Verteiler Betonkernaktivierung an der Decke



Fühler Messung  
Oberflächentempera-  
tur Betondecke

Foto 9: Fühler Oberflächentemperatur Betondecke, Sichtbetondecke Büro

Heizlast ÖNORM EN 12831  
 3429\_FRO HA\_04 Fröschl Zentrale Hall  
 06.05.2014

Berechnungsblatt - Raumheizlast										Gebäude: Buerogsbauade			
Wohnheit:		Geschoss: ZG		Raum: zg-06		Bezeichnung: büro 4 jur.							
Norm-Innentemperatur	$\theta_{int}$	=	20 °C	Lüftung									
Geometrie (netto)				Mindest-Luftwechsel	$n_{Min}$	=	0,5 h <sup>-1</sup>						
Raumbreite	$b_R$	=	4,35 m	Luftwechselrate	$n_{50}$	=	4,0 h <sup>-1</sup>						
Raumlänge	$l_R$	=	2,53 m	Abschirmungskoeffizient	e	=	0,02						
Raumfläche	$A_R$	=	11,0 m <sup>2</sup>	Höhe über Erdreich	h	=	4,15 m						
Geschosshöhe	$h_G$	=	3,00 m	Höhenkorrekturfaktor	s	=	1,00						
Deckendicke	$s_R$	=	0,50 m	Zuluftvolumenstrom	$\dot{V}_{su}$	=	m <sup>3</sup> /h						
Raumhöhe	$h_R$	=	2,50 m	- Temperatur	$\theta_{su}$	=	°C						
Raumvolumen	$V_R$	=	27,5 m <sup>3</sup>	- Temp.- Reduktionsfaktor	$f_{V,su}$	=							
Erdreich				Abluftvolumenstrom	$\dot{V}_{ex}$	=	m <sup>3</sup> /h						
Tiefe der Bodenplatte	z	=	3,25 m	- Temperatur	$\theta_{mech,inf}$	=	°C						
Erdreich berührter Umfang	P	=	m	- Temp.- Reduktionsfaktor	$f_{V,mech,inf}$	=							
B'-Wert	B'	=	26,30 m	Zusatzheizung									
				Wiederaufheizfaktor	$f_{RH}$	=	W/m <sup>2</sup>						

Orientierung	Bauteil	Anzahl	Breite	Länge / Höhe	Bruttofläche	Abzugsfläche	Nettofläche	grenz an angrenzende Temperatur	Korrektur-Faktoren	U-Wert	Korrekturwert Wärmebrücken	Korrigierter U-Wert	Wärmeverlust-Koeffizient	Transmissions-Wärmeverlust		
		n	b m	l/h m	$A_{brutto}$ m <sup>2</sup>	$A_{abzug}$ m <sup>2</sup>	$A_{netto}$ m <sup>2</sup>	e/U g/b	$\theta_{Lu}/\theta_{Lu}$ °C	$e/U_{ij}$	U-Wert W/(m <sup>2</sup> K)	$\Delta U_{WB}$	$U_{equiv}$	$H_T$ W/K	$\Phi_T$ Watt	
S	IW	1	4,35	3,00	13,1	0,0	13,1	b	20	0,00	0,90	0,00	0,90	0,0	0	
W	AW	1	2,53	3,00	7,6	2,4	5,1	e	-14	1,00	0,20	0,05	0,25	1,3	44	
W	AF	1	0,55	1,80	1,0	0,0	1,0	e	-14	1,00	0,80	0,05	0,85	0,6	22	
W	AF	1	0,80	1,80	1,4	0,0	1,4	e	-14	1,00	0,80	0,05	0,85	0,9	32	
N	IW	1	4,35	3,00	13,1	0,0	13,1	b	20	0,00	0,90		0,90	0,0	0	
O	IW	1	2,53	3,00	7,6	0,0	7,6	b	20	0,00	0,90		0,90	0,0	0	
H	FB	1	3,31	3,31	11,0	0,0	11,0	b	20	0,00	0,86		0,86	0,0	0	
H	DE	1	4,35	2,48	10,8	0,0	10,8	b	20	0,00	0,86		0,86	0,0	0	
<b>Transmissionswärmeverlust</b>														$H_T / \Phi_T$	<b>2,8</b>	<b>98</b>
Mindest - Luftwechsel								$\dot{V}_{Min}$						13,7 m <sup>3</sup> /h		
natürliche Infiltration								$\dot{V}_{inf}$						4,4 m <sup>3</sup> /h		
mechanischer Zuluftvolumenstrom								$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$						0,0 m <sup>3</sup> /h		
Abluftvolumenüberschuss								$\dot{V}_{mech,inf} \cdot f_{V,mech,inf}$						0,0 m <sup>3</sup> /h		
thermisch wirks. Volumenstrom								$\dot{V}_i$						13,7 m <sup>3</sup> /h		
Lüftungswärmeverlust										$H_V / \Phi_V$	$H_V$	4,67	$\Phi_V$	159		
<b>Netto-Heizlast</b>				$\Phi_{H,Netto}$										<b>256 Watt</b>	9 W/m <sup>2</sup>	<b>23 W/m<sup>2</sup></b>
Zusatz-Aufheizleistung				$\Phi_{Z-1}$										0 Watt	0 W/m <sup>2</sup>	
<b>Norm-Heizlast</b>				$\Phi_{H,t}$										<b>256 Watt</b>	9 W/m <sup>2</sup>	<b>23 W/m<sup>2</sup></b>

Abbildung 144: Berechnung Raumheizlast 256W

## Fröschl Betonkernaktivierung Büro 4 , 11m2 13.3.-15.3.2015

Bezeichnung .....  
 Alarm Min -50,0 °C  
 Alarm Max 150,0 °C  
 Alarm Verzögerung 0 min

Bezeichnung .....  
 Alarm Min -50,0 °C  
 Alarm Max 150,0 °C  
 Alarm Verzögerung 0 min

Bezeichnung .....1 .....2  
 Alarm Min -25,0 °C 0,0 % r.F.  
 Alarm Max 60,0 °C 100,0 % r.F.  
 Alarm Verzögerung 0 min 0 min

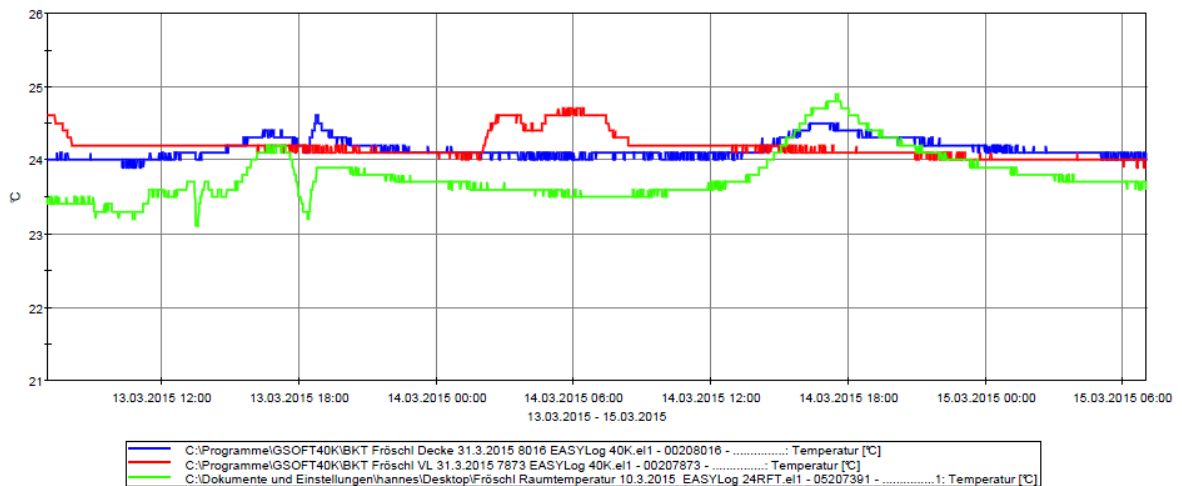


Abbildung 145: Messprotokoll

Legende:

- rot: Vorlauftemperatur in °C
- blau: Betondeckenoberflächentemperatur in °C
- grün: Raumtemperatur in °C

**7 Zusammenfassung – Fazit**

Entgegen den Normvorgaben von Raumtemperaturen von 20°C ergibt sich eine maximale Nutzerzufriedenheit bei operativen Rumtemperaturen im Winter von ca. 22°C und im Sommer von ca. 25°C.

Eine durch dynamische Simulation ermittelte reale Heizlast liegt bei Niedrigenergiehäusern üblicherweise bei ca. 50% der Heizlast, welche nach den Normberechnungsmethoden ermittelt wird. Diese Kenntnis ist für die Dimensionierung und Ausführung von Wärmevertei- und Wärmeerzeugungssystemen im Hinblick auf die Investitions- und Betriebskosten von essentieller Bedeutung.

Elektrisch angetriebene Wärmepumpen werden mit Nutzung der Stromerzeugung durch Photovoltaiksysteme als dezentrale energieautarke Wärmeerzeugungssysteme rein auf Basis erneuerbarer Energie in Zukunft einen sehr hohen Ausbaugrad und Stellenwert erfahren.

Eine Wärmepumpe wird umso effizienter je mehr es gelingt, den Temperaturhub zwischen Wärmequelle bzw. Verdampfungstemperatur und der notwendigen Vorlauftemperatur (Kondensationstemperatur) zu verringern.

Die Neuentwicklung in dieser Arbeit besteht darin, ein hinsichtlich Rohrabstand und Temperaturdifferenz optimiertes Betonkernaktivierungskonzept (Passivsystem) mit einer äußerst reaktionsschnellen oberflächennahen Flächenheizung (Aktivsystem Rohrabstand 50 mm) direkt unter dem Fußbodenbelag zu kombinieren. Dabei ist es für die Effizienz der Wärmepumpe essentiell und möglich, für beide Systeme bei gleicher abgesenkter Vorlauftemperatur von 25°C ausreichende Heiz- und Kühlleistungen zu erbringen. Für die Wärmepumpe bedeutet diese Temperaturabsenkung von 28°C auf 25°C nochmals eine Effizienzerhöhung von ca. 10%. In diesem Fall kann die Betonkernaktivierung, welche nur ca. 50% der Leistung zur Verfügung stellt, mit Speichereffekt ohne Nachteile betrieben werden, denn das reaktionsschnelle oberflächennahe Zusatzheizsystem kann über äußerst genaue mengenvariable Stetigregelung last- und bedarfsgerecht jeweils die tatsächlich erforderliche Zusatzleistung bei völliger gewünschter Raumtemperaturkonstanz und ohne Energieverschwendung erbringen.

Weiters wird in dieser Arbeit eine optimierte Wärmepumpe für Grundwasser und Solebetrieb entwickelt, gebaut und die Effizienzsteigerung messtechnisch belegt. Durch einen speziellen Verdichter sowie Konstruktion und Entwicklung von Verdampfer und Kondensator gelingt es, niedrigstmögliche Temperaturgrädigkeit zwischen Verdampfungs- und Quellenaustrittstemperatur sowie eine Annäherung der Kondensations- zur Vorlauftemperatur zu erreichen.

Mit Nutzung der möglichen Unterkühlungsenthalpie und Verwendung eines optimierten elektronischen adaptiven Einspritzventiles gelingt eine Gesamtsteigerung des COP gemäß der Norm EN 14511 bei W 10/W 35 (10°C Grundwassertemperatur, 35°C Vorlauftemperatur) vom Industriestandard gemäß Datenblattangaben 5,6 bis 6,0 auf ca. 7,5 (COP korr.) also um ca. 25%. Gegenüber den mit den Verdichterherstellern übereinstimmenden Messergebnissen der Anlage Dr. Jan Meyer mit einem Messwert von COP 5 ergäbe sich eine Steigerung des COP um bis zu 50%. In Kombination mit dem

dargestellten entwickelten Tieftemperatur Kombiflächenheizverteilsystem kann dieses Wärmepumpenkonzept bei einem Betrieb  $W_{10}/W_{25}$  also bei 25°C Vorlauftemperatur einen COP ohne Hilfsaggregat von fast 10 erreichen.

Ein kWh über die PV-Anlage emissions- und kostenfrei erzeugte elektrische Energie erzeugt 10,00 kWh thermische Heizenergie. Die Differenz kommt von der Umwelt aus dem Grundwasser oder aus der über die Sonne und den Regen regenerierbaren oberflächennahen Erdwärme.

Untersuchungen und Messungen haben gezeigt dass ein interner Wärmetauscher zur Kondensatunterkühlung und Sauggasüberhitzung beim Kältemittel R 410a kaum effizienzerhöhend sinnvoll ist. Auch der Betrieb eines externen Wärmetauschers zur Kondensatunterkühlung und Erhöhung der Verdampfungsenthalpie bringt nur eine bescheidene Effizienzerhöhung von 2% bis 3% und erscheint daher der Aufwand nicht sinnvoll.

Für weitere Untersuchungen werden folgende Themen vorgeschlagen:

Für die praktische Nutzung der Enthalpie und damit Effizienzerhöhung durch Unterkühlung sollten Verdampfer entwickelt werden mit welchen es gelingt auch bei niedrigem Dampfanteil durch Turbulenzen hohe Wärmeübertragungskoeffizienten zu gewährleisten. Dadurch wäre ein weiteres Effizienzerhöhungspotential von 10% bis 15% erschließbar.



## 8 Literaturverzeichnis

- Afjei, T., Dott, R., & Huber, A. (2007). Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen. Bundesamt für Energie BFE.
- Brehm, A. (n.d.). Wärmeübertragung. *Universität Oldenburg - Praktikum der Technischen Chemie*.
- Bundesverband Flächenheizungen und Flächenkühlungen e.V. (2014). Flächenheizungen und Flächenkühlungen im Niedrigstenergiegebäude – Ausblick in die Zukunft –. *BVF Richtlinie 14*.
- Burger, J. (2013). Beeinflussungsmöglichkeiten über Einzelraumregelung. *Schriftenreihe Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg*, pp. 104-109.
- Burger, J. (2013). Effizienzerhöhung der Wärmetauscher im Kältekreislauf. *Schriftenreihe Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg*, pp. 46-52.
- Burger, J. (2013). Effizienzsteigerung von Wärmepumpenanlage und Solarthermischen Anlagen. *Bioenergie Report, Elbe-Jeetzel-Zeitung, Lüchow-Dannenberg* (145).
- Burger, J. (2013). Kühlsystem Fußbodenheizung. *Schriftenreihe Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg*, pp. 106-112.
- Burger, J. (2011). Wärmepumpensysteme und solarthermische Anlagen. Akademie für Erneuerbare Energien Hamburg.
- Büttner, C., Steinweg, J., Glembin, J., Rockendorf, G., Rudolph, N., & Rust, J. (2014). Bauteilaktivierung als Grundlastheizung in einem neuen Sonnenhauskonzept - Modellvergleich und Simulation. *BauSIM 2014*.
- Colling, C. (2011). Die moderne Wärmepumpentechnik & Einsatz von modernen Kältemitteln in Wärmepumpenanlagen. Karlsruhe: TWK Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik GmbH.
- Danfoss GmbH. (2010). *Bauteile eines elektronischen Expansionsventils*. Retrieved 2012 from [www.haustechnikdialog.de](http://www.haustechnikdialog.de)
- Dolder Electronic AG. (2012). WPC3 Regler für Wärmepumpen - Service-Handbuch.
- Emerson Climate Technologies Inc. (2010). R410A - R407C A - Refrigerant Analysis for Air to Water Heat Pump Applications.
- Emerson Electric Co. (n.d.). *Copeland Scroll Variable Speed-Technologie*. Retrieved 2015 from <http://www.emersonclimate.com>
- Emerson Electric Co. (2010). *Wahl des Kältemittels*. Retrieved 2015 from <http://www.emersonclimate.com>
- Emerson Electric Co. (n.d.). *Erneuerbare Energie*. Retrieved 2015 from <http://www.emersonclimate.com>
- Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme ISE, M. Miara u.a. (2011). Wärmepumpen Effizienz - Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb. Freiburg.
- Glen Dimplex Deutschland GmbH. (n.d.). Hocheffizienz Wasser/Wasser-Wärmepumpen.

- Glück, B. (2003). Entwicklung von Produkten mit Kunststoff-Kapillarrohrmatten zur umweltschonenden Raumheizung und -kühlung, Umweltschonende Raumheizung und -kühlung durch multivalenten Einsatz von Kunststoff-Kapillarrohrmatten.
- Glück, B. (1999). Thermische Bauteilaktivierung (Bauteilheizung und Bauteilkühlung). Rud. Otto Meyer-Umwelt-Stiftung.
- Güntner AG & Co. KG. (2010). Der Einfluss der Kältemittelunterkühlung auf die Anlageneffizienz "Unterkühlen, aber richtig!". *Fachveröffentlichung*. Fürstfeldbruck.
- Hafnertec Bicker GmbH. (n.d.). Informationsprospekt für Fachkräfte - actifloor, actiwall.
- Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H. (n.d.). Grundwasserwärmepumpe (Direktsystem).
- Heliotherm Wärmepumpentechnik Ges.m.b.H. (2012). Grundwasserwärmepumpe Baureihe Web Control Heizleistung von 5-57 kW.
- Hochhuber, J. (n.d.). Betonkernaktivierung im Passivhaus: Planung, Umsetzung und Erfahrungen aus der Sicht des Bauherren. Bayerisches Landesamt für Umwelt.
- Hoval Gesellschaft m.b.H. (2006). Hoval Thermalia Technische Daten.
- IGS Institut für Gebäude- und Solartechnik Technische Universität Braunschweig. (n.d.). Vorlesung Regenerative Energietechnik – Technische Gebäudeausrüstung.
- Koschenschütz, M., & Lehmann, B. (2000). Thermoaktive Bauteilsysteme tabs. EMPA-Akademie.
- Kunz, P. (2007). Wärmepumpen und Kältetechnik III - Bauteile.
- Kunz, P., Afjei, T., Betschart, W., Hubacher, P., Löhner, R., Müller, A., et al. (2008). Handbuch Wärmepumpen: Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung. (B. f. Energie, Ed.) Bern.
- Leeb, M., Handler, S., & Bednar, T. (n.d.). Methodik der Heizlastberechnung für Niedrigstenergiehäuser. Technische Universität Wien.
- Lohr, H.-J. (2005). Entwicklung einer R410A-Wärmepumpe. Vellmar: LOHRconsult Wärmepumpen-Institut.
- Metzkow Elektronik-Systeme. (n.d.). Einzelraumregler IQ-Therm - Bedienungsanleitung.
- Meyer, J. (n.d.). *Effiziente-Waermepumpe.ch*. From [www.effiziente-waermepumpe.ch](http://www.effiziente-waermepumpe.ch)
- Meyer, N. (n.d.). Gewerbliche Nutzung von Geothermie: Start von Norddeutschlands größter Grundwasser-Geothermieanlage in Braak. *Präsentation*.
- Meyer, N. (2015). Start der größten Grundwasser-Geothermieanlage Norddeutschlands in Braak. Geotherm.
- OldBo. (2014). *Selbstregeleffekt*. Retrieved 2015 from HaustechnikDialog: <http://www.haustechnikdialog.de>
- OldBo, & Radke. (2010). *Wärmeleistung der Fußbodenheizung*. Retrieved 2015 from HaustechnikDialog: [www.haustechnikdialog.de](http://www.haustechnikdialog.de)
- ÖNORM EN 1264-1: Raumflächenintegrierte Heiz- und Kühlsysteme mit Wasserdurchströmung - Teil 1: Definitionen und Symbole. (2011).

- ÖNORM EN 1264-4: Fußboden-Heizung - Systeme und Komponenten - Teil 4: Installation. (2002).
- ÖNORM EN 12831 - Heizungsanlagen in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast. (2003).
- ÖNORM EN 14511-1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und -kühlung - Teil 1: Begriffe und Klassifizierung. (2013).
- ÖNORM EN 255-1: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Heizen - Teil 1: Benennungen, Definitionen und Bezeichnungen (Zurückziehung 01. August 2004). (1998).
- ÖNORM EN ISO 7730: Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD-Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005). (2006).
- ÖNORM H 7500-1: Heizungssysteme in Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast für Gebäude mit einem mittleren U-Wert  $\geq 0,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  - Nationale Ergänzung zu ÖNORM EN 12831. (2015).
- Pešková, Š., Machovič, V., & Procházka, P. P. (2010). Raman spectroscopy structural study of fired concrete. *Journal of Ceramics*, 55 (4), S. 410-417.
- Pfafferot, J., & Kalz, D. (2007). Thermoaktive Bauteilsysteme - Nichtwohnungsbauten energieeffizient heizen und kühlen auf hohem Komfortniveau. *BINE Informationsdienst*. (F. K. GmbH, Ed.) Fraunhofer ISE.
- Procházka, P. (2013). Effect of explosion and fire on underground structures. *Protective structures*, 4 (4), S. 505-520.
- Procházka, P. (2014). Time dependent changes of material properties of FRC due to intensive heating. *Mechanics of Time-Dependent Materials*, 18 (1), S. 21-39.
- Procházka, P., & Dolezel, V. (2010). Influence of fire in underground structures. *Multiphysics*. Kumamoto, Japan.
- Procházka, P., & Lok, T.-S. (2012). Effect of elevated temperature on concrete structures by boundary elements. *International journal of computational methods*, 9 (1), S. 124-135.
- Procházka, P., & Lok, T.-S. (2011). Explosion and temperature resistance of underground structures by free hexagons, Key engineering materials: Damage and Fracture Mechanics. 488-489, S. 678-681.
- Procházka, P., & Valek, M. (2012). Optimal Shape of Fibers in Transmission Problem. *CMES-Computer Modeling in Engineering and Science*, 3 (87), S. 207-224.
- Saar, J. (2014). Einflussmöglichkeiten von Einspritzventilen auf die Überhitzungsregelung. *Ein Leben für Wärmepumpen und Kältetechnik - Ehrenkolloquium Prof. Dr.-Ing. Johannes Reichelt*. Karlsruhe: Danfoss GmbH.
- Sommer, K. (2002). Heizen und Kühlen am Beispiel der Betonkernaktivierung. Köln: Ingenieurwissenschaftliches Zentrum Köln-Deutz.
- Streicher, W., Schnitzer, H., Titz, M., Tatzber, F., Heimrath, R., Wetz, I., et al. (2010). Energieautarkie für Österreich 2050.
- SWEP Internation AB. (2011). CONDENSER - Design Heat Exchanger: B25Tx86.

SWEP International AB. (2011). Datenblatt EVAPORATOR - Design Heat Exchanger: P80x64.

SWEP International AB. (n.d.). *Verflüssiger*. Retrieved 2015 from <http://www.swep.net>

Tambovtsev, A. (2007). Energieeinsparung in Kälteanlagen durch Kombination von thermostatischem Expansionsventil und innerem Wärmeübertrager. *Dissertation*. Dresden: Technische Universität Dresden.

Technische Alternative elektronische Steuerungsgesellschaft mbH. (2002). *Volumenstromgeber*. Retrieved 2015 from <http://www.ta.co.at/>

Uponor GmbH. (2015). Betonkernaktivierung Klassisch Contec.

Variotherm Heizsysteme GmbH. (2013). Folder: Trockenausbau Fußbodenheizung.

Vögel, C. (2009). Messung von Wärmepumpen in neu errichteten Wohngebäuden - Land Vorarlberg. Amt der Vorarlberger Landesregierung.

Wärmepumpentestzentrum WPZ und Akustik. (n.d.). Grundlagen und Trends der Wärmepumpe.

Wärmepumpen-Testzentrum WPZ. (2009). WPZ- Bulletin - Informationsblatt des Wärmepumpen-Testzentrums Buchs. *Einfluss der Temperaturspreizung auf den COP*. Buchs.

Zehnder, M., Favrat, D., Zahnd, E., Cizmar, J., & Trüssel, D. (2000). Wärmepumpe mit Zwischeneinspritzung bei Scrollkompressoren. *Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärme-Kraft-Koppelung (UAW)*. Bundesamt für Energie.

Zent-Frenger Gesellschaft für Gebäudetechnik mbH. (n.d.). Das in Betondecken integrierte Temperierungssystem BATISO.

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Grundwassertemperaturentwicklung über den Grundwasserspiegel .....	16
Abbildung 2:	Jahresverlauf der Quellentemperaturentwicklung.....	16
Abbildung 3:	Bereiche von Grundwassertemperaturen für ausgewählte Standorte im Raum Berlin .....	16
Abbildung 4:	Idealisierter Temperaturverlauf im Erdreich.....	17
Abbildung 5:	Messung Vorarlberger Landesregierung: Leistungsaufnahme Grundwasserpumpe ca. 28% der Verdichternennleistung .....	18
Abbildung 6:	Messung Fraunhofer Institut: Leistungsaufnahme Solepumpe geschlossener Kreislauf ca. 15% - 4% der Verdichternennleistung.....	18
Abbildung 7:	Größte Grundwasseranlage Norddeutschlands Braak 380 KW .....	19
Abbildung 8:	Jahresarbeitszahl der Schwedter Anlage deutlich über Marktstandard.....	19
Abbildung 9:	Energieflussbild Österreich 2050 mit Energieautarkie für konstante Energiedienstleistung bis 2050.....	22
Abbildung 10:	Endenergiebedarf der Gebäude 2008 und für die beiden Szenarien für 2050 (WW:Warmwasser, WP:Wärmepumpe) .....	23
Abbildung 11:	Prognose des Fraunhofer Instituts IWES zur Entwicklung der Kohlendioxid- Emissionen pro Wärmeeinheit. Durch den steigenden Anteil von Erneuerbarer Energie im Stromnetz wird Wärmeerzeugung durch aus Wärmepumpen immer klimaschonender.....	24
Abbildung 12:	Einflussgrößen der thermischen Behaglichkeit.....	27
Abbildung 13:	Der thermische Komfort im Vergleich für zwei Bürogebäude. Gemäß den Behaglichkeitskriterien sind 65% der Nutzer nahezu immer zufrieden mit dem Raumklima .....	29
Abbildung 14:	Bilanzierung der Heizlastverluste eines Raumes .....	30
Abbildung 15:	Raumheizlast = Transmissionsverluste + Infiltrationsverluste + Lüftungsverluste (Anlage) (+ zusätzliche Aufheizleistung) .....	30
Abbildung 16:	Auslegungsklimata dynamische Simulation .....	31
Abbildung 17:	Lichtbilder Klima 1 und Klima 2 .....	32
Abbildung 18:	Bauphysikalische Heizlast.....	32
Abbildung 19:	Heizlast = Transmissionsverluste + Infiltrationsverluste + Lüftungsverluste – Solare Einstrahlung – Innere Lasten .....	33
Abbildung 20:	Dynamische Raumsimulation Heizlast Niedrigenergiehaus .....	33
Abbildung 21:	Bauordnung .....	34
Abbildung 22:	Heizlast Niedrigenergiehaus .....	35
Abbildung 23:	Erwärmung der Betondecken mittels Betonkernaktivierung auf ca. 25°C (bei Vorlauftemperatur 33°C).....	36
Abbildung 24:	Querschnitt durch eine Massivplatte mit Rohrregister und Kennzeichnung der geometrischen und wärmetechnischen Größen als Grundlage für die Ableitung der zweidimensionalen Temperaturverteilung in der homogenen Platte. $\vartheta_{mi}$ , $\vartheta_{ma}$ , und $\vartheta_{mo}$ stellen die mittleren Übertemperaturen in den markierten Ebenen bezogen auf $t_i$ dar. Die weiteren, nicht allgemein üblichen Größen werden im Text erläutert. ....	37

Abbildung 25:	Temperaturverläufe bei Kühlung des Bauteils im stationären Zustand bei einer Wassertemperatur von 18°C und einer Raumtemperatur von 24°C, dargestellt von einer Rohrachse bis zur Mitte der jeweils rechts davon liegenden nächsten Rohrachse. Die Vertikalpfeile kennzeichnen den Temperaturbereich des Betons im stationären Ladezustand. links: konvektionelle Konstruktion rechts: Konstruktion mit Kapillarrohrmatte Die bezogen auf das Raumtemperaturniveau gespeicherte „Kälte“ ist beim Kapillarrohreinsatz um 52% größer als bei der konventionellen Lösung.....	38
Abbildung 26:	Korrelation zwischen der Rohroberfläche, die im Bauteil integriert ist, und der Speicherwärme unter sonst gleichen Randbedingungen .....	39
Abbildung 27:	Thermische Speicherfähigkeit von Beton .....	40
Abbildung 28:	Vergleich Bürogebäude mit Betonkernaktivierung zu Gebäuden ohne Raumkühlung - nach einer 14-tätigen heiteren Wetterperiode.....	41
Abbildung 29:	Einfluss der maximalen BTA-Eintrittstemperatur auf den Energiebedarf des Gesamtsystems .....	43
Abbildung 30:	Einfluss der Eintrittstemperatur .....	43
Abbildung 31:	Wärmestrom beider BTA in Abhängigkeit des Massenstroms.....	44
Abbildung 32:	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient als Funktion der Temperaturdifferenz.....	45
Abbildung 33:	Einfluss des Verlegeabstands auf den gesamten Wärmestrom an EG und OG .....	46
Abbildung 34:	Betondecke nur mit Oberbelag.....	47
Abbildung 35:	Betondecke mit Trittschalldämmung, schwimmendem Estrich und Oberbodenbelag .....	48
Abbildung 36:	herkömmliche Bodenheizung im Estrich .....	49
Abbildung 37:	im Nasssystem.....	49
Abbildung 38:	Vergleichsmessung Kompakt-Fußbodenheizung mit Nassestrich-Fußbodenheizung .....	49
Abbildung 39:	Heizleistung in Funktion der Aufheizzeit bei mittlerer Wassertemperatur für eine Endleistung von 50 W/m <sup>2</sup> .....	50
Abbildung 40:	Abhängigkeit von $\alpha_{ges} = \alpha K + \alpha S$ von der Temperaturdifferenz $tF, m - t_i$ .....	51
Abbildung 41:	Basiskennlinie (nur für isotherme Oberflächentemperatur).....	51
Abbildung 42:	Basiskennlinie: $q = 8,92 tFB, m - ti1,1$ .....	53
Abbildung 43:	Querschnitt durch eine Decke mit eingelegtem Rohrsystem für eine Fußbodenheizung oder ein thermoaktives Bauteilsystem.....	53
Abbildung 44:	Knotenmodell mit Kerntemperatur auf der Rohrebene und thermischem Widerstand zwischen der Vorlauftemperatur $T_{VL}$ und der Kerntemperatur $\vartheta_k$ .....	54
Abbildung 45:	Fußboden Oberflächentemperaturen in Korrelation mit der Raumluft- und Taupunkttemperatur im Kühlfall .....	56
Abbildung 46:	Kühlleistung und Oberflächentemperatur einer Fußbodenheizung .....	57
Abbildung 47:	Kühlkurven mit Fertigparkett bei einem Verlegeabstand der Fußbodenheizungsrohre von 10 cm, Fußbodenheizungsrohre $d_a = 16$ mm / $d_i = 12$ mm und einem Durchsatz von 0,025 kg/s .....	57
Abbildung 48:	Häufigkeitsverteilung der Fußbodenoberflächentemperaturen im Kühlfall .....	58

Abbildung 49:	Datenaufzeichnung Kühlung über Fußbodenheizung 18.08.2012 .....	58
Abbildung 50:	Regelungsprinzip Kaskadenregler .....	59
Abbildung 51:	IQ-Therm-Regler .....	60
Abbildung 52:	Reduktion Vorlauftemperatur von 28°C auf 25°C $\Rightarrow$ 10% Effizienzsteigerung .....	62
Abbildung 53:	Energieeinsparung durch Senkung der Vorlauftemperatur im Heizfall .....	62
Abbildung 54:	Energieeinsparung durch Senkung der Vorlauftemperatur im Kühlfall .....	63
Abbildung 55:	Wärmestrom sowie Exergie- und Anergieströme bei der Raumheizung .....	65
Abbildung 56:	Verhältnis zwischen Carnot-Leistungszahl und Temperaturdifferenz $T_K - T_V$ .....	66
Abbildung 57:	Differenz Quelltemperatur zur Verdampfungs- und Kondensationstemperatur .....	66
Abbildung 58:	Exemplarisches Temperaturprofil in Verflüssiger mit hartgelötetem Wärmetauscher .....	67
Abbildung 59:	Temperaturannäherung Kondensator .....	69
Abbildung 60:	Aufbau eines Scroll-Verdichters .....	70
Abbildung 61:	Arbeitsweise Scroll-Verdichter .....	70
Abbildung 62:	Jahresarbeitszahl Copeland Scroll .....	71
Abbildung 63:	Optimierung erneuerbarer Energien .....	72
Abbildung 64:	Übersicht über erneuerbare Energien .....	72
Abbildung 65:	Vereinfachtes Schema der Versuchsanlage mit Bezeichnung der Simulationspunkte .....	73
Abbildung 66:	A/W HP Simulation mit W35°C .....	74
Abbildung 67:	A/W HP Simulation mit W55°C .....	75
Abbildung 68:	Heizbetrieb .....	76
Abbildung 69:	Warmwasserbetrieb .....	77
Abbildung 70:	relativer COP in Abhängigkeit der senkenseitigen Temperaturspreizung .....	78
Abbildung 71:	durchschnittliche Kältekreisdaten bei verschiedenen Arbeitspunkten .....	79
Abbildung 72:	Temperaturverlauf im Kondensator bei zwei verschiedenen Arbeitspunkten .....	79
Abbildung 73:	thermostatisches Expansionsventil mit äußerem Druckausgleich .....	80
Abbildung 74:	Darstellung Überhitzung Expansionsventil .....	80
Abbildung 75:	elektronisches Expansionsventil .....	81
Abbildung 76:	Effizienzsteigerung durch elektronisches Expansionsventil .....	82
Abbildung 77:	Standard-Wärmepumpe .....	83
Abbildung 78:	Kreisprozess im log-ph-Diagramm .....	84
Abbildung 79:	Phasenübergang im Verdampfer .....	86
Abbildung 80:	MSS Theorie .....	86
Abbildung 81:	Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit kleiner Plattenzahl ohne Kältemittelverteiler .....	87
Abbildung 82:	Darstellung der Kältemittelverteilung auf die einzelnen Kanäle bei Plattenverdampfern mit großer Plattenzahl ohne Kältemittelverteiler .....	88
Abbildung 83:	Zweistufiger Kältemittelverteiler für Plattenverdampfer .....	89
Abbildung 84:	Kältemittelverteiler mit Sintermetallfilter .....	89
Abbildung 85:	MSS Linien .....	90

Abbildung 86:	Erhöhung des COP durch Optimierung der Wärmetauscher (Kältekreislauf).....	91
Abbildung 87:	Plattenwärmeaustauscher .....	92
Abbildung 88:	Herkömmliche „fishbone pattern“ Wärmeübertrager und Micro Plate Heat Exchanger .....	92
Abbildung 89:	Abhängigkeit der Heizflächenbelastung und Wärme- übergangszahl von der Temperaturdifferenz (Nukijama-Kurven).....	93
Abbildung 90:	Wärmeübergangskoeffizient bei der Verdampfung und der Überhitzung des Kältemittels (Kältemittel: R507; Verdampfungstemperatur: 0°C) .....	94
Abbildung 91:	Wärmeübergangskoeffizient bei der Verflüssigung und der Abkühlung des Kältemittels (Kältemittel: R507; Verflüssigungstemperatur: 40 °C).....	95
Abbildung 92:	Temperaturverlauf am Kondensator.....	96
Abbildung 93:	Evaporator-Design .....	98
Abbildung 94:	Condenser-Design .....	99
Abbildung 95:	Enthalpie-Zuwachs durch die Unterkühlung.....	100
Abbildung 96:	Gegenüberstellung: Einfluss der Unterkühlung bei verschiedenen Kältemitteln.....	102
Abbildung 97:	Vereinfachte Darstellung der thermo- dynamischen Vorgänge in einem Kältemittelsammler .....	103
Abbildung 98:	Leistungsänderung der Expansionsventile durch den Einfluss von Unterkühlung -10°C/+40°C .....	104
Abbildung 99:	Skizze zur Ermittlung der maximal möglichen Unterkühlung für das Expansionsventil (Dampfanteil im Ventil bei 20%) .....	104
Abbildung 100:	Schematische Darstellung der Änderung der Wärme- übergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Dampfgehalt des Kältemittels .....	105
Abbildung 101:	Beispiel für den Wärmetransport an einem IWT 1K Unterkühlung $\approx$ 2K Überhitzung.....	106
Abbildung 102:	Wärmepumpe mit Internem Wärmetauscher ( IWT ).....	107
Abbildung 103:	Darstellung Unterkühlung/Überhitzung im log-ph-Diagramm EN 14511 W10/W35 .....	108
Abbildung 104:	Heliotherm Grundwasserwärmepumpe.....	108
Abbildung 105:	Grundwasserwärmepumpe (Direktsystem).....	109
Abbildung 106:	Bewerbung Dimplex .....	109
Abbildung 107:	Geräteinformation Wärmepumpe Dimplex.....	109
Abbildung 108:	Optimiert entwickelte Wärmepumpe .....	111
Abbildung 109:	Hydraulik- und Regelschema Haus B46 .....	112
Abbildung 110:	Funktionsprogrammierung TA UVR 1611 .....	114
Abbildung 111:	Schema Versuchsanlage.....	115
Abbildung 112:	Fehlerkurve Volumenstrommessung.....	118
Abbildung 113:	Integrierter Datenlogger .....	120
Abbildung 114:	Technische Daten Hoval Thermalia.....	122
Abbildung 115:	Messdatenaufzeichnung .....	122
Abbildung 116:	Messdaten Kältekreislauf .....	122
Abbildung 117:	Leistungsberechnung Select 7.11 .....	123
Abbildung 118:	Kältekreislauf .....	124
Abbildung 119:	Kältekreislauf .....	125



Abbildung 120:	Messdiagramm vom 28.11.2015 .....	126
Abbildung 121:	Wärmepumpenkreislauf .....	126
Abbildung 122:	Kältekreislauf .....	127
Abbildung 123:	Wärmepumpenkreislauf .....	127
Abbildung 124:	Kältekreislauf .....	128
Abbildung 125:	Kältekreislauf .....	128
Abbildung 126:	Kältekreislauf .....	129
Abbildung 127:	Wärmepumpenkreislauf .....	129
Abbildung 128:	Messwertdiagramm .....	130
Abbildung 129:	Wärmepumpenkreislauf .....	130
Abbildung 130:	Wärmepumpenkreislauf nach Abschaltung .....	131
Abbildung 131:	Wärmepumpenkreislauf .....	131
Abbildung 132:	Messdiagramm .....	132
Abbildung 133:	Leistungsberechnung Select 7.11 .....	133
Abbildung 134:	Berechnung Betriebspunkt mittels JA-Soft .....	134
Abbildung 135:	Berechnete Werte des Kreisprozesses .....	135
Abbildung 136:	Übersicht Heizungsschema .....	136
Abbildung 137:	Wärmepumpenkreislauf .....	136
Abbildung 138:	Wärmepumpenkreislauf .....	137
Abbildung 139:	Kältekreislauf .....	137
Abbildung 140:	Kältekreislauf .....	138
Abbildung 141:	Berechnung mittels Select 7.11 .....	139
Abbildung 142:	Berechnung Betriebspunkt mittels JA-Soft .....	140
Abbildung 143:	Berechnete Werte des Kreisprozesses .....	141
Abbildung 144:	Berechnung Raumheizlast 256W .....	143
Abbildung 145:	Messprotokoll .....	144

## 10 Anhang

### 10.1 Abmessungen und technische Daten des Prüfstandes

#### 10.1.1 Tabelle A1 Technische Daten des Scrollverdichters

Bezeichnung	Einheit	Wert
Typ		ZP54KSE-TFMN
Hubvolumen des Verdichters 50 Hz	m <sup>3</sup> /h	8,9
Normdrehzahl des Verdichters 50z	U/min	2.900
Normspannung bei 50 Hz	V/Hz	380 – 400/
maximaler Betriebsstrom	A	10,3
Hochdruck Ps	bar (ü)	43
Niederdruck Ps	bar (ü)	28

#### 10.1.2 Tabelle A2 Technische Daten des Verdampfers

Bezeichnung	Einheit	Wert
Typ		B80 Hx64
Bauart		gelöteter Kompakt Plattenwärmetauscher Edelstahl 1.4401
Wärmeübertragungsfläche	m <sup>2</sup>	3,72
Plattenanzahl		64
Lamellenabstand	mm	2,24
max. Betriebsdruck	bar	50
Abmessungen	mm	526/119/147

#### 10.1.3 Tabelle A3 Technische Daten des Kondensators

Bezeichnung	Einheit	Wert
Typ		B25 THx86
Bauart		gelöteter Kompakt-

		Plattenwärmeaustauscher Edelstahl 14401
Wärmeübertragungsfläche	m <sup>2</sup>	5,29
Plattenanzahl		86
Lamellenabstand	mm	2,24
max. Betriebsdruck	bar	50
Abmessungen	mm	526/119/196

#### **10.1.4 Tabelle A4 Technische Daten des Externen Unterkühlers EWT**

<b>Bezeichnung</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wert</b>
Typ		25 THx86
Bauart		gelöteter Kompakt- Plattenwärmeaustauscher Edelstahl 1.4401
Wärmeübertragungsfläche	m <sup>2</sup>	5,29
Plattenanzahl		86
Lamellenabstand	mm	2,24
max. Betriebsdruck	bar	50
Abmessungen	mm	526/119/196

#### **10.1.5 Tabelle A5 Technische Daten des Internen Wärmeübertragers IWT**

<b>Bezeichnung</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wert</b>
Typ		B10 TH40
Bauart		gelöteter Kompakt- Plattenwärmeaustauscher Edelstahl 1.4401
Wärmeübertragungsfläche	m <sup>2</sup>	1,8
Plattenanzahl		86
Lamellenabstand	mm	2,24
max. Betriebsdruck	bar	50
Abmessungen	mm	287/117/111