



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und  
Kommunikation UVEK

**Bundesamt für Energie BFE**

Schlussbericht September 2015

---

# **Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung**

---

**Auftraggeber:**

Bundesamt für Energie BFE  
Forschungsprogramm Wärmepumpen, WKK, Kälte  
CH-3003 Bern  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

**Kofinanzierung:**

Emerson Climate Technologies GmbH, D-13509 Berlin  
SWEF International AB, SE-261 22 Landskrona

**Auftragnehmer:**

Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik  
Technikumstrasse 21  
6048 Horw  
[www.hslu.ch/tevt](http://www.hslu.ch/tevt)

**Autoren:**

Lukas Gasser, dipl. Ing. FH, Hochschule Luzern  
Ivan Wyssen, BSc in Maschinentechnik, Hochschule Luzern  
Tobias Käch, BSc in Maschinentechnik, Hochschule Luzern  
Mirko Kleingries, Prof. Dr.-Ing., Hochschule Luzern  
Beat Wellig, Prof. Dr. sc. techn. ETH, Hochschule Luzern, [beat.wellig@hslu.ch](mailto:beat.wellig@hslu.ch)

BFE-Bereichsleiter: Martin Pulfer  
BFE-Programmleiter: Stephan Renz  
BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/500815-01 / SI/500815

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

Responsibility for the content and the conclusions of the report lies entirely with the authors.

**Vorwort**

Die vorliegende Studie entstand im Auftrag des Bundesamtes für Energie (BFE). Wir bedanken uns herzlich beim BFE, insbesondere bei Herrn Martin Pulfer, Bereichsleiter des Forschungsprogramms und Herrn Stefan Renz, Programmleiter des Forschungsprogramms, für die finanzielle Unterstützung.

Weiter möchten wir unseren Projektpartnern Emerson Climate Technologies GmbH und SWEP International AB unseren herzlichen Dank für die Unterstützung mit Knowhow und innovativen Produkten aussprechen.

Um unseren Dank in spezieller Weise verdient gemacht haben sich die Mitglieder der Begleitgruppe Herr Daniel Trüssel und Herr Remo Meister. Die Diskussionen im Rahmen der Begleitgruppensitzungen waren immer sehr konstruktiv und hilfreich.

Schliesslich danken wir den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der Hochschule Luzern – Technik & Architektur, die in unterschiedlichster Weise zum Gelingen des Projektes beigetragen haben.

Horw, im September 2015

Hochschule Luzern – Technik & Architektur

CC Thermische Energiesysteme & Verfahrenstechnik



# Zusammenfassung

## Leistungsregelung – der Schlüssel zur Effizienzsteigerung

Der weltweiten Ausbeutung von Energie- und Stoffressourcen und der damit einhergehenden Umweltbelastung und Anreicherung der Atmosphäre mit CO<sub>2</sub> soll durch die Energiewende ein Ende gesetzt werden. Ein Hebel zur Minimierung des Primärenergieverbrauchs ist die Effizienzsteigerung.

Im Bereich der Gebäudeheizung wurde durch die Hochschule Luzern – Technik & Architektur in einer Projektfolge durch Simulationen, experimentelle Untersuchungen im Labor und Feldversuche aufgezeigt, dass durch Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator von Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) markante Effizienzsteigerungen möglich sind. Neben den L/W-WP sind jedoch auch Sole/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP) zur Bereitstellung von Heizenergie weit verbreitet. In den Jahren 2008 bis 2013 wurden alleine in der Schweiz etwa 7000 S/W-WP pro Jahr verkauft. Nach der vorgängigen erfolgreichen Optimierung der L/W-WP wurden in diesem Projekt folgerichtig S/W-WP bezüglich des Effizienzsteigerungspotenzials durch Leistungsregelung näher untersucht.

Die Hauptziele des Projektes waren die Quantifizierung dieses Potenzials, die Entwicklung einer optimalen Regelung sowie eine allgemeinverständliche Beschreibung der relevanten Zusammenhänge für die Planung, Auslegung und Regelung dieser effizienten S/W-WP. Diese Dokumentation soll WP-Hersteller in die Lage versetzen, selbst optimale Komponenten für deren WP auszuwählen und intelligente Regelungen zu entwickeln.

Nach einer Bestimmung der Systemgrenzen und relevanten Klimaregionen wurden Randbedingungen der Zustände von Wärmequelle und -senke sowie von deren dynamischem Verhalten definiert. Diese Daten waren Vorgaben für die nachfolgende Entwicklung eines mathematisch-physikalischen Simulationsprogramms, das eine optimale Auslegung und Auswahl der Teilkomponenten sowie die Berechnung der Betriebsbedingungen von Ein/Aus-geregelten und leistungsgeregelten S/W-WP ermöglicht. Durch diese Software konnten der Aufwand für experimentelle Untersuchungen erheblich reduziert und eine optimale Regelung konzipiert und entwickelt werden.

Die bei der Entwicklung der optimalen Regelung durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass bei S/W-WP mit Leistungsregelung der Teillastwirkungsgrad des Kompressors einen grossen Einfluss auf die Effizienz hat. Der Teillastwirkungsgrad des Kompressors hat neben dem Einfluss auf die Leistungszahl zusätzlich einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung der S/W-WP. Die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl wird durch zwei Faktoren limitiert. Einerseits handelt es sich dabei um die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis auf, welches zur Erzielung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf. Dieses optimale Teillastverhältnis ist massgeblich abhängig vom Teillastverhalten des Kompressors und kann relativ einfach experimentell ermittelt werden. Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz bei S/W-WP mit Leistungsregelung müssen nicht nur die Kompressordrehzahl, sondern auch der Solemassenstrom in jedem Zeitpunkt so gewählt werden, dass die Leistungszahl inkl. Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe maximal wird. Die Untersuchungen zeigen, dass eine simultane Leistungsregelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe nicht zwingend erforderlich und stattdessen bei bestmöglicher Wahl des Solemassenstroms eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist.

Die entwickelte Regelung passt die erzeugte Heizleistung durch Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bei gleichbleibender Einstellung der Soleumwälzpumpe kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung an, sofern dazu das optimale Teillastverhältnis des Kompressors nicht unterschritten werden muss. Müsste dieses unterschritten werden, wird die S/W-WP bei reduzierter Leistung mit dem optimalen Teillastverhältnis des Kompressors Ein/Aus-geregelt.

Gemeinsam mit den Industriepartnern Emerson Climate Technologies GmbH und SWEP International AB wurden ein drehzahlkonstanter und drehzahlvariabler Kompressor sowie ein geeigneter Verdampfer und Kondensator ausgewählt. Sämtliche Teilkomponenten der WP wurden beschafft, der Prototyp auf einem Prüfstand der Hochschule Luzern – Technik & Architektur aufgebaut und die entwickelte Regelung programmiert. Nach den experimentellen Untersuchungen des Prototypen waren für beide Kompressoren – drehzahlkonstant und drehzahlvariabel – die Effizienzen für die relevanten Betriebsbereiche bekannt, so dass die Arbeitszahlen bestimmt werden konnten. Auf der Grundlage dieser Effizienzwerte wurde daraufhin das energetische und wirtschaftliche Potenzial der Leistungsregelung von S/W-WP quantifiziert.

Die experimentellen Untersuchungen haben bestätigt, dass die Jahresarbeitszahlen der S/W-WP mit drehzahlgeregeltem Kompressor – Emerson Copeland ZPV36 – konsequent über den Jahresarbeitszahlen des Prototypen mit Ein/Aus-geregeltem Kompressor – Emerson Copeland ZH09 – liegen. Das relative Effizienzsteigerungspotenzial steigt mit abnehmenden Temperaturdifferenzen zwischen Wärmequelle und -senke. Bei einer Vorlauftemperatur des Heizwassers von 46°C und einer Bohrlochtemperatur von 6°C ist die leistungsgeregelte S/W-WP 5% effizienter als die Ein/Aus-geregelte WP, die Jahresarbeitszahl beträgt 3.83 im Vergleich zu 3.64. Bei einer Vorlauftemperatur von 30°C und einer Bohrlochtemperatur von 13°C ist die leistungsgeregelte WP bereits 11% effizienter: Die Jahresarbeitszahl beträgt 6.9 im Vergleich zu 6.21.

Ein Vergleich dieser Jahresarbeitszahlen mit in Feldstudien ermittelten Jahresarbeitszahlen bestätigt ebenfalls, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen möglich sind. Die relativen Effizienzsteigerungen gegenüber den Werten aus unterschiedlichen Feldstudien liegen im Bereich von bis zu 50%, fallen damit jedoch geringer aus als bei L/W-WP. Der Grund ist, dass bei den S/W-WP die Temperatur der Wärmequelle über die ganze Heizsaison nahezu konstant bleibt, wohingegen die Temperaturen der Wärmequelle bei der L/W-WP – die Umgebungsluft – stark variieren.

Eine Wirtschaftlichkeitsberechnung mit Hilfe der Annuitätenmethode hat ergeben, dass sich die jährlichen Kapitalkosten durch die Leistungsregelung der S/W-WP gegenüber der Ein/Aus-geregelten S/W-WP über die gesamte Abschreibungsdauer nur unwesentlich senken lassen. Ein Argument für den Einsatz von leistungsgeregelten S/W-WP könnte dennoch sein, dass sich durch die bessere Regelbarkeit der S/W-WP ein höherer Wohnkomfort ergeben kann.

Die Untersuchungen in diesem Projekt haben einmal mehr aufgezeigt, dass nicht nur optimal abgestimmte Komponenten der WP und hohe Teillastwirkungsgrade der drehzahlvariablen Komponenten entscheidend sind, sondern ebenfalls weitere Faktoren einen grossen Einfluss auf die Jahresarbeitszahlen haben. Die Effizienz hängt in besonderem Masse von den Vorlauftemperaturen des Heizungswassers ab. Niedrige Vorlauftemperaturen können durch gut gedämmte Gebäude mit Flächenheizung und möglichst flachen Heizkurven erzielt werden. Es sind für minimale Kapitalkosten des Heizsystems und geringe Energieverbräuche somit ganzheitlich optimierte Lösungen durch eine Zusammenarbeit aller involvierten Parteien aus den Bereichen der Architektur, Bauphysik und technischen Gebäudeausrüstung anzustreben.

## Abstract

### Capacity Control – the key for efficiency improvement

The goal of the energy turnaround is to put an end to the global exploitation of energy and material resources that causes environmental pollution and emissions of CO<sub>2</sub> into the atmosphere. Improved efficiency presents itself as a lever for minimizing primary energy consumption.

Lucerne University of Applied Sciences and Arts – Engineering and Architecture showed in a series of simulations, experimental investigations in the laboratory and field tests that significant increases in efficiency are attainable for air/water heat pumps (A/W-HP) through capacity control of the compressor and the fan. However, besides A/W-HP, brine/water heat pumps (B/W-HP) are also widely used for providing heat energy. Approximately 7000 B/W-HP are sold annually from 2003-2008 in Switzerland alone. After the previous successful optimization of A/W-HP the potential for efficiency improvement for B/W-HP through capacity control was subsequently analyzed within this project.

The main goal of the project was the quantification of this potential, the development of an optimal control strategy and a description of the relevant interrelations for planning, designing and controlling an efficient B/W-HP for a broad application. This documentation should enable HP manufacturers to select optimal components and to develop an intelligent control for their HP by themselves.

After defining the system boundaries and relevant climate regions the boundary conditions for the heat source and heat sink and their dynamic behavior were specified. This information formed the specifications for the development of a mathematic-physical simulation program that enables an optimal design and selection of subcomponents as well as the computation of operating conditions of on/off-controlled and capacity controlled B/W-HP. This software reduced the effort for experimental investigations significantly.

Detailed investigations concerning the optimal control of the capacity controlled B/W-HP show that the part load behaviour of the compressor has a strong influence on the efficiency. Moreover, the part load efficiency of the compressor has a significant influence on the optimum control strategy of the B/W-HP. Due to dropping part load efficiencies of variable speed compressors at lower part load ratios the application of an “inaccurate” control strategy, such as a consistent adaption of the generated heating capacity to the heating capacity required, may result in efficiencies below the efficiency values of on/off controlled B/W-HPs. This can be avoided by adjusting the control of the compressor in a best possible way. Detailed investigations show that the maximum reduction of the part load ratio of the compressor is limited by two different factors. In the first instance the maximum reduction of the part load ratio of the compressor is limited by the heating capacity required by the building. On the other hand the maximum reduction of the part load ratio is limited by the maximum achievable efficiency. In order to maximize the efficiency of capacity controlled B/W-HPs not only the compressor, but also the brine mass flow has to be controlled in a best possible way. Investigations show that a simultaneous capacity control of the compressor and the brine circulation pump is not mandatory.

In collaboration with Emerson climate Technologies GmbH and SWEP International AB a constant and variable speed compressor as well as a suitable evaporator and condenser were selected with the help of the software. All subcomponents of the HP were procured, the prototype was constructed on a test stand of Lucerne University of Applied Sciences and Arts – Engineering and Architecture and the control program was developed. After experimental investigations of the prototype the efficiencies of both compressors – constant and variable speed – were identified for the relevant operating conditions which allowed determining the performance factor. On the basis of these efficiency values the economic potential of the capacity control for B/W-HP was quantified.

The experimental investigations confirmed that the seasonal performance factors of the B/W-HP with variable speed compressor – Emerson Copeland ZPV36 – were consistently higher than the seasonal performance factors of the prototype with an on/off-controlled compressor – Emerson Copeland ZH09.

The relative potential for efficiency improvement increases with smaller temperature differences between heat source and heat sink. For a hot water supply temperature of 46°C and a borehole temperature of 6°C the capacity controlled B/W-HP is 5% more efficient than the on/off-controlled HP. The performance factor is 3.83 and 3.64, respectively. A hot water supply temperature of 30°C and a borehole temperature of 13°C result in the capacity controlled HP being 11% more efficient. The performance factor is 6.9 compared to 6.21.

A comparison between these performance factors and those factors determined in field studies confirms as well that the efficiency can be improved through capacity control. This efficiency improvement, however, is lower than for A/W-HP. The reason is that the heat source temperature of the B/W-HP stays constant throughout the heating season whereas the heat source temperature of the A/W-HP – the temperature of the ambient air – varies significantly.

An economic evaluation employing the annuity method revealed that the annual capital costs of a capacity controlled B/W-HP can only be reduced slightly over the whole depreciation period compared to an on/off-controlled B/W-HP. However, a reason for using a capacity controlled B/W-HP could be that a higher living comfort can be achieved through better B/W-HP controlling.

The investigations in this project have shown once more that optimally tuned HP components and high partial load efficiencies of variable speed components are not the only decisive factors affecting the seasonal performance factor. Other factors also have a large influence. The efficiency especially depends on the supply temperature of the hot water. Low supply temperatures are achievable in well insulated buildings with surface heating and a flat heating curve.

Therefore, an integral approach requiring the collaboration of all parties involved from the fields of architecture, building physics and technical building systems should be striven towards to form optimal solutions that minimize the capital costs of the heating system and the energy consumption.

## Inhaltsverzeichnis

1	Effizienzsteigerung von Sole/Wasser-Wärmepumpen.....	11
1.1	Einleitung .....	11
1.2	Ziele .....	12
1.3	Vorgehen .....	12
2	Stand der Forschung.....	17
2.1	Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung.....	17
2.2	Leistungsregelung – Literatur und Markt .....	18
2.3	Leistungsregelung von L/W-WP .....	19
3	Randbedingungen und Systemgrenze.....	25
3.1	Systemgrenze .....	25
3.2	Wärmequelle.....	25
3.3	Wärmesenke.....	28
4	Kennzahlen zur Bewertung von Sole/Wasser-Wärmepumpen.....	33
4.1	Leistungszahl COP .....	33
4.2	Arbeitszahl AZ.....	33
4.3	Jahresarbeitszahl JAZ .....	33
5	Wärmepumpen-Prüfstand .....	37
5.1	Wärmemodul.....	37
5.2	Versuchsdurchführung.....	40
6	Auslegung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung.....	41
6.1	Relevante Betriebszustände für die Auslegung.....	41
6.2	Sole/Wasser-Wärmepumpen-Prototypen .....	42
7	Regelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung.....	47
7.1	Einleitung .....	47
7.2	Einflussgrösse Teillast-Wirkungsgrad Kompressor-System.....	47
7.3	Optimale Regelung der Soleumwälzpumpe von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung.....	52
7.4	Wegleitung: optimale Regelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung.....	53
7.5	Leistungsregelung in der Praxis – Bedeutung der Einstellung der Heizkurve leistungsgeregelter Wärmepumpen.....	54
8	Experimentelle Untersuchung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung.....	57
8.1	Zielsetzung und Randbedingungen .....	57
8.2	S/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-Regelung.....	57
8.3	S/W-WP-Prototyp mit Leistungsregelung .....	61
8.4	Fazit der experimentellen Untersuchungen .....	67
8.5	Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit statistischen Werten aus Feldstudien .....	67
9	Wirtschaftliches Potenzial .....	71
9.1	Kapitalkosten .....	71
9.2	Energiekosten .....	72
9.3	Übrige Kosten .....	73
9.4	Externe Kosten / kalkulatorische Energiepreiszuschläge.....	74
9.5	Resultierende Jahreskosten / Fazit .....	74
10	Schlussfolgerungen und Ausblick .....	77

11	Symbolverzeichnis .....	79
11.1	Lateinische Symbole .....	79
11.2	Griechische Symbole .....	79
11.3	Abkürzungen .....	79
12	Literaturverzeichnis .....	81
A1	Datenblatt Scroll-Kompressor Emerson Copeland ZH09 .....	83
A2	Datenblatt Inverter-Scroll-Kompressor Emerson Copeland ZPV36.....	85
A3	Messunsicherheiten .....	87

# 1 Effizienzsteigerung von Sole/Wasser-Wärmepumpen

## 1.1 Einleitung

Der nachhaltige Umgang mit Energie- und Stoffressourcen gewinnt aus ökologischer und ökonomischer Sicht zunehmend an Bedeutung. Die Entwicklung von exergetisch hocheffizienten Prozessen ist eine der grossen Herausforderungen des 21. Jahrhunderts – als Stichwort sei hier die zwingend notwendige Reduktion des CO<sub>2</sub>-Ausstosses genannt.

Das Interesse an Wärmepumpen (WP) ist allgemein gross und dürfte in Zukunft je nach Entwicklung der Energiepolitik und Energiepreise weiter zunehmen oder zumindest konstant hoch bleiben. Die Nachfrage nach WP ist in den vergangenen rund 20 Jahren stark gestiegen, in den Jahren 2008 bis 2010 ist eine Stagnation auf hohem Niveau zu beobachten (Abb. 1-1). Von 2008 bis 2012 wurden in der Schweiz durchschnittlich rund 20'000 WP pro Jahr verkauft. Der Anteil der Sole/Wasser- und Wasser/Wasser-Wärmepumpen (S/W-WP und W/W-WP), welche in den allermeisten Fällen das Erdreich als Energiequelle nutzen, lag bei rund 39% (Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz, [www.fws.ch](http://www.fws.ch)).

Da für die Gebäudeheizung mit Kompressions-WP beachtliche Mengen an hochwertiger elektrischer Energie (Exergie) benötigt werden, soll deren Effizienz in den kommenden Jahren kontinuierlich gesteigert werden. Dies bedingt hocheffiziente Systeme mit hohen exergetischen Wirkungsgraden bzw. kleinen Exergieverlusten.

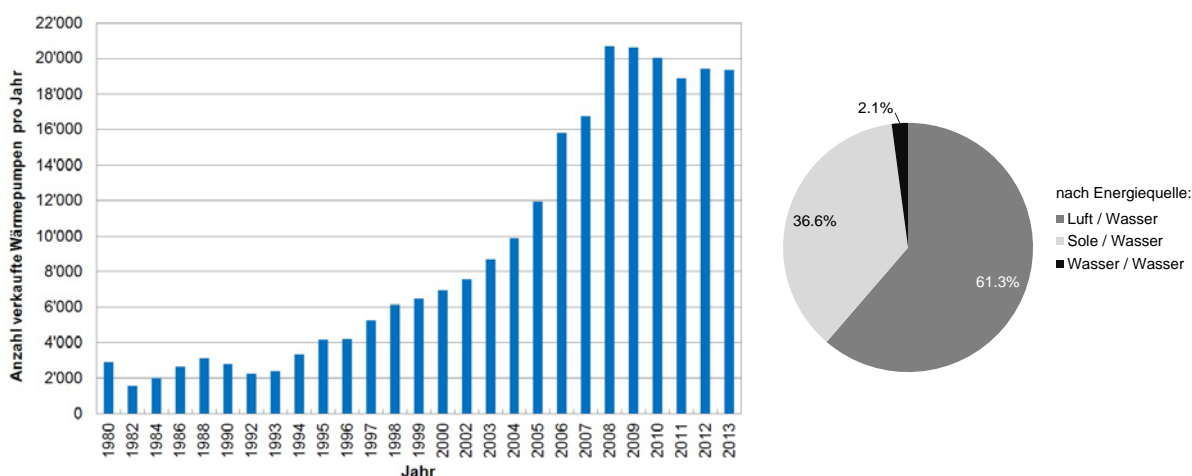


Abb. 1-1: Links: Anzahl verkaufter WP in der Schweiz in den Jahren 1980 bis 2013. Rechts: Wärmepumpenverkäufe nach Energiequelle für das Jahr 2012 (Quelle: Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS / GebäudeKlima Schweiz).

Mit dem an der Hochschule Luzern – Technik & Architektur (HSLU T&A) durchgeführten BFE-Forschungsprojekt „WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen“ [1] konnte eindrücklich gezeigt werden, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher Luft/Wasser-Wärmepumpen (L/W-WP) mit Ein/Aus-Regelung (Taktregelung) die ungünstige Betriebscharakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Fortschritte in der Kompressor- und Invertertechnologie erlauben diesbezüglich neue Möglichkeiten in der Prozessführung, damit das brachliegende Potenzial für markante Effizienzsteigerungen ausgeschöpft werden kann. Dabei bietet sich insbesondere die Anwendung der kontinuierlichen Leistungsregelung anstelle der konventionellen Ein/Aus-Regelung an.

Mit dem BFE-Forschungsprojekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] konnte bestätigt werden, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei

Verwendung geeigneter Komponenten und Anwendung der bestmöglichen Regelstrategie markante Effizienzsteigerungen ermöglicht. Es konnten wertvolle Erkenntnisse und allgemeingültige Zusammenhänge bezüglich Planung, Entwicklung und Regelung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung gewonnen werden.

## 1.2 Ziele

Die Erkenntnisse aus den Projekten „WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen“ [1] und „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] werden im vorliegenden BFE-Forschungsprojekt genutzt und für die Anwendung bei leistungsgeregelten S/W-WP und W/W-WP, welche das Erdreich als Energiequelle nutzen (nachfolgend mit S/W-WP bezeichnet), adaptiert und weiterentwickelt.

Das Hauptziel dieses Projektes ist, effiziente S/W-WP mit Leistungsregelung zu entwickeln. Dabei sollen eine optimale Regelung entwickelt und das Potenzial zur Effizienzsteigerung nachgewiesen und quantifiziert werden. Für die Realisierung effizienter und betriebssicherer S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung werden detaillierte Auslegungs- und Planungsgrundlagen erarbeitet.

Die konkreten Ziele sind:

- Konzipierung, Entwicklung und Umsetzung einer Regelung für leistungsgeregelte S/W-WP zur Erreichung einer optimalen Prozessführung. Der Kältemitteldurchsatz des Kompressors und die Drehzahl der Soleumwälzpumpe sollen in Abhängigkeit des Umgebungszustandes, des Heizbedarfs und des Zustands der Wärmequelle stets so geregelt werden, dass die Effizienz maximal ist. Allgemeingültige Zusammenhänge bezüglich der optimalen Regelung des Kompressors und der Soleumwälzpumpe werden erarbeitet.
- Theoretische und experimentelle Quantifizierung und Nachweis des Potenzials für Effizienzsteigerungen durch die kontinuierliche Leistungsregelung im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung von S/W-WP. Dabei werden verschiedene Regelstrategien untersucht, z.B. die alleinige Regelung des Kompressors, aber auch die simultane Regelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe.
- Bedürfnis- und adressatengerechte Beschreibung der allgemeingültigen Zusammenhänge bezüglich der Planung, Auslegung und Regelung effizienter S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung. Schritt für Schritt wird aufgezeigt, wie die Auslegung von S/W-WP mit Leistungsregelung zu erfolgen hat und was bei der Auswahl der Komponenten berücksichtigt werden muss. Weiter werden Hinweise gegeben, wie die optimale Regelung des Kompressors und der Soleumwälzpumpe ermittelt und umgesetzt werden kann, so dass die Effizienz der S/W-WP stets maximal ist. Sämtliche geltenden Zusammenhänge werden mit aussagekräftigen Messungen bestätigt und untermauert.

## 1.3 Vorgehen

Zur Erreichung der beschriebenen Zielsetzungen erfolgte die Bearbeitung des Projektes in folgenden Arbeitspaketen:

### I Definition der Randbedingungen/Systemgrenzen

Die im Rahmen des Projektes zu entwickelnde Regelung soll durch Anpassung des Kältemitteldurchsatzes des Kompressor sowie der Drehzahl der Soleumwälzpumpe zu jedem Zeitpunkt einen einwandfreien Heizbetrieb bei maximaler Effizienz der S/W-WP gewährleisten. Die optimale Regelung bzw. die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Soleumwälzpumpe sind dabei neben der angewendeten Regelstrategie (alleinige Regelung des Kompressors bzw. simultane Regelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe) maßgeblich von den Zuständen der Wärmequelle (Erdreich) und der Wärmesenke (Gebäude) sowie von den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade des

Kompressors und der Soleumwälzpumpe abhängig. Aus diesem Grund ist es erforderlich, das Verhalten der Wärmequelle und Wärmesenke sowie das Zusammenwirken zwischen Erdreich, WP und Gebäude geeignet zu beschreiben, so dass die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Soleumwälzpumpe für einen gegebenen Betriebszustand ermittelt werden können. Im Rahmen dieses Arbeitspaketes werden die Randbedingungen bezüglich Wärmequelle und Wärmesenke definiert und geeignete Szenarien des Erdreichs, des Gebäudes und deren dynamischen Verhaltens erarbeitet. Weiter werden die zu berücksichtigenden Klimaregionen festgelegt, welche einen erheblichen Einfluss auf die resultierenden Jahresarbeitszahlen haben.

## **II Erstellung eines Simulationsprogramms für S/W-WP**

Für die Auslegung der Komponenten der WP sowie zur Entwicklung einer optimierten Regelung wird ein mathematisch-physikalisches Simulationsprogramm zur Berechnung der Betriebscharakteristik des WP-Systems erstellt. Das in früheren BFE-Forschungsprojekten erstellte, detaillierte Simulationsprogramm bietet diesbezüglich eine solide Grundlage [1], [2], [3]. Das bestehende Simulationsprogramm wird so modifiziert, dass das Betriebsverhalten der leistungsgeregelten S/W-WP bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen (Quellen- und Senkentemperaturen, Kompressordrehzahl, Solemassenstrom usw.) vorausberechnet werden kann.

Das zu entwickelnde Simulationsprogramm ermöglicht eine optimale Auslegung bzw. Auswahl der Teilkomponenten, da deren Eignung für sämtliche relevanten Betriebszustände überprüft und die resultierende Effizienz der WP bewertet werden können. Weiter können verschiedene Regelungskonzepte für Kompressor und Soleumwälzpumpe virtuell untersucht und so der Aufwand bei der Entwicklung der Regelung und insbesondere bei der experimentellen Untersuchung deutlich reduziert werden.

## **III Ermittlung der Betriebsbedingungen von S/W-WP**

Mit Hilfe des Simulationsprogramms werden die Betriebsbedingungen Ein/Aus-geregelter und leistungsgeregelter S/W-WP bestimmt. Dabei werden die für die Auslegung der Komponenten der WP relevanten Größen wie Massenströme, Drücke und Temperaturen des Kältemittels in Abhängigkeit des Umgebungszustandes für unterschiedliche Regelstrategien und Betriebszustände ermittelt. Dieser Schritt ist insbesondere für die spätere Spezifikation der Wärmepumpenkomponenten erforderlich.

## **IV Spezifikation der Anforderungen und Auswahl der einzelnen Komponenten**

Der erforderliche Leistungsbereich der S/W-WP ist durch die definierten Randbedingungen bezüglich Wärmequelle und -senke sowie durch die Umgebungsbedingungen gegeben. Auf der Grundlage dieser Größen werden die Anforderungen an den Kompressor definiert, da dieser die Charakteristik der WP grundlegend bestimmt. Gemeinsam mit dem Industriepartner Emerson Climate Technologies GmbH werden geeignete Kompressoren ausgewählt. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen sollen ein regelbarer sowie ein drehzahlkonstanter Scroll-Kompressor des Industriepartners eingesetzt und untersucht werden.

Basierend auf den mit Hilfe des Simulationsprogramms ermittelten Betriebsbedingungen werden die Komponenten des Wärmepumpenkreislaufs ausgelegt und evaluiert. Die Komponenten der WP werden so dimensioniert bzw. ausgewählt, dass unabhängig vom jeweiligen Betriebszustand (Quellen- und Senkentemperaturen, Kompressordrehzahl usw.) ein einwandfreier Betrieb gewährleistet werden kann und die Effizienz des Gesamtsystems bestmöglich wird. Die Auslegung des Verdampfers und Kondensators erfolgt dabei in enger Zusammenarbeit mit dem Industriepartner SWEF International AB. Bei der Auswahl sämtlicher Komponenten ist stets die Eignung für den leistungsgeregelten Betrieb zu prüfen.

## **V Konzipierung einer optimalen Regelung für S/W-WP**

Das Konzept einer optimalen Regelung von S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung wird erarbeitet und für die Laboranwendung in einer geeigneten Software programmiert.

Die zu entwickelnde Regelung soll unabhängig von den Zuständen der Wärmequelle und -senke zu jedem Zeitpunkt einen optimalen Heizbetrieb der S/W-WP gewährleisten. Dies bedingt stets optimale Betriebsparameter von Kompressor und Soleumwälzpumpe. Diese Betriebsparameter sind neben der angewendeten Regelstrategie (alleinige Regelung des Kompressors bzw. simultane Regelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe) massgeblich von den Zuständen der Wärmequelle (Erdreich) und der Wärmesenke (Gebäude) sowie von den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und der Soleumwälzpumpe abhängig. So ist es möglich, dass die WP bei hohen Aussentemperaturen und somit geringem Heizbedarf im Taktbetrieb betrieben wird, wenn die Teillastwirkungsgrade von Kompressor und Soleumwälzpumpe stark abfallen. Bezüglich der Konzipierung und Entwicklung der optimalen Regelung kann massgeblich auf die Erkenntnisse aus dem BFE-Projekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ zurückgegriffen werden.

Dieser Schritt ist von zentraler Bedeutung: Es sollen die Grundlagen für die Realisierung einer optimalen Regelung von S/W-WP in Abhängigkeit von der angewendeten Regelstrategie geschaffen werden. Die geltenden Wirkungszusammenhänge und das empfohlene Vorgehen bei der Entwicklung einer optimierten Regelung werden in den Auslegungsgrundlagen detailliert und adressatengerecht beschrieben.

## **VI Realisierung und Inbetriebnahme des Wärmepumpen-Prototyps**

Die einzelnen Komponenten für den Wärmepumpenkreislauf werden beschafft und der WP-Prototyp realisiert. Die S/W-WP wird in den vorhandenen WP-Prüfstand eingebunden, welcher die Wärmequelle und -senke „simuliert“. Die Regelung des WP-Prüfstands muss dazu angepasst werden. Die S/W-WP wird mit der erforderlichen Mess- und Regeltechnik ausgestattet, in Betrieb genommen und einer Funktionskontrolle unterzogen. Bei Bedarf werden im Rahmen der Inbetriebnahme weitere Modifikationen zur Erreichung einer zuverlässigen Funktion der WP durchgeführt.

## **VII Experimentelle Untersuchungen und Auswertung**

Der entwickelte WP-Prototyp wird in einer umfangreichen Messreihe experimentell untersucht. Die Messungen decken dabei den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen (Quellen- und Senkenzustände, Umgebungsbedingungen) ab, so dass für eine jeweilige Regelstrategie die resultierende Jahresarbeitszahl mit den bekannten Methoden berechnet werden kann.

Die systematische experimentelle Untersuchung erfolgt für die Verwendung von zwei unterschiedlichen Kompressoren. In einer ersten Messreihe wird die S/W-WP mit einem unregelmässigen Kompressor und konstanter Drehzahl der Soleumwälzpumpe betrieben. Damit können die nachfolgend untersuchten Regelstrategien der S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung jeweils mit der Ein/Aus-Regelung verglichen und die resultierenden Effizienzsteigerungen quantifiziert werden.

Im Betrieb mit dem drehzahlvariablen Kompressor wird in einer ersten Messreihe die alleinige Leistungsregelung des Kompressors untersucht. Bei dieser Regelstrategie wird die Soleumwälzpumpe unabhängig vom Betriebszustand bei konstanter Drehzahl betrieben. Schliesslich wird die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe untersucht. Die Messungen werden mit den vorgängig durchgeführten Simulationen verglichen und das Simulationsprogramm wird gegebenenfalls modifiziert.

**VIII Darstellung des wirtschaftlichen Potenzials**

Das wirtschaftliche Potenzial leistungsgeregelter S/W-WP wird sowohl für den Hersteller als auch für den Nutzer transparent dargestellt. Es soll aufgezeigt werden, wie hoch die Mehrinvestitionen im Vergleich zu herkömmlichen Anlagen sein dürfen, damit diese innerhalb einer bestimmten Zeitperiode durch die eingesparten Betriebskosten amortisiert werden. Eine solche Darstellung soll Wärmepumpenherstellern zusätzliche Verkaufsargumente liefern.



## 2 Stand der Forschung

### 2.1 Ein/Aus-Regelung vs. Leistungsregelung

#### 2.1.1 Ungünstige Betriebscharakteristik von Wärmepumpen mit Ein/Aus-Regelung

Mit dem an der HSLU T&A durchgeführten BFE-Forschungsprojekt WEXA [1] konnte eindrücklich gezeigt werden, dass die Ursache für die mässig gute Effizienz herkömmlicher L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Betriebscharakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit steigender Umgebungstemperatur sinken die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur gemäss Heizkurve. Demgegenüber ist das Verhalten von L/W-WP mit drehzahlkonstantem Kompressor gerade konträr: Je kleiner die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und Heiztemperatur bei Zunahme der Umgebungstemperatur, umso höher sind die erzeugte Heizleistung und -temperatur (Abb. 2-1 links).

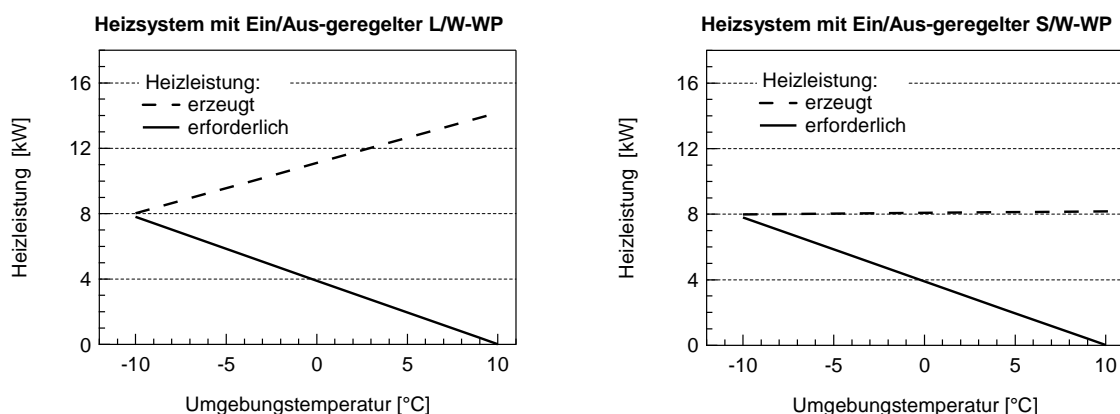


Abb. 2-1: Erforderliche Heizleistung eines Gebäudes im „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und erzeugte Heizleistung einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (links) sowie einer S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (rechts) in Funktion der Umgebungstemperatur (qualitative Darstellung aus Simulationen).

Ein ähnliches Verhalten weisen auch S/W-WP und W/W-WP mit drehzahlkonstanten Kompressoren auf. Die von solchen WP mit unregelmäßigem Kompressor erzeugte Heizleistung bleibt infolge der relativ konstanten Quelltemperatur unabhängig von der Umgebungstemperatur während der gesamten Heizperiode nahezu konstant (Abb. 2-1 rechts). Die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung erfolgt heute typischerweise sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP durch eine Ein/Aus-Regelung (Taktbetrieb). Dies hat zur Folge, dass die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator mit steigender Umgebungstemperatur bei Ein/Aus-geregelten L/W-WP ansteigen (Abb. 2-3 links), während sie bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ungefähr konstant bleiben (Abb. 2-3 rechts). Weiter führt dies sowohl bei L/W-WP als auch bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung dazu, dass mit steigender Umgebungstemperatur eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heiztemperatur entsteht und der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt (Abb. 2-3). Es resultieren schlechte Teillastwirkungsgrade, tiefe Jahresarbeitszahlen und tiefe exergetische Jahreswirkungsgrade.

Zur Erreichung einer markanten Effizienzsteigerung müssen die Regelstrategie des Heizsystems und im Speziellen der WP geändert werden. Durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung kann die Energieeffizienz im Vergleich zum Taktbetrieb deutlich verbessert werden.

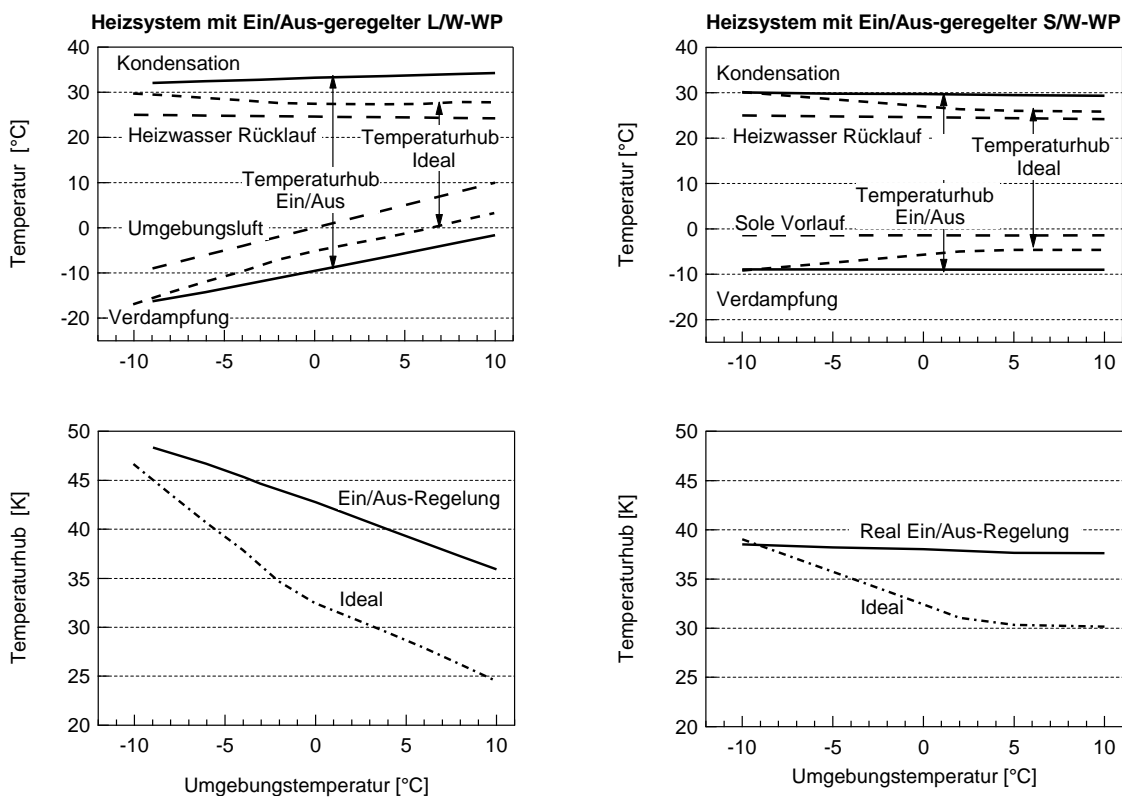


Abb. 2-2: Quellen- und Senktemperaturren, real resultierende Verdampfungs- und Kondensations-temperaturen Ein/Aus-geregelter L/W-WP (links) und S/W-WP (rechts) sowie bei bestmöglicher Leistungsregelung ideal resultierende Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen aus Simulationen in Funktion der Umgebungstemperatur bei Anwendung in einem Gebäude im „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

### 2.1.2 Effizienzsteigerungen durch geeignete Leistungsregelung

Damit die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Teillast mit steigender Umgebungstemperatur abnehmen statt zunehmen bzw. konstant bleiben, muss die Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung und -temperatur vermieden werden (Abb. 2-1). Die Konsequenz daraus ist, dass künftige L/W-WP und S/W-WP nicht im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) arbeiten, sondern kontinuierlich in Betrieb sind (kontinuierliche Leistungsregelung) – ausser während Sperrzeiten sowie den erforderlichen Abtauprozessen bei L/W-WP. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden, z.B. mittels Drehzahlregelung des Kompressors.

## 2.2 Leistungsregelung – Literatur und Markt

Sowohl in der Forschung als auch teilweise in der Industrie wurde das Potenzial der kontinuierlichen Leistungsregelung von WP erkannt. Mit Projekten, wie z.B. dem BFE-Projekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2], wurde gezeigt, dass mit der heutigen Verdichter-, Inverter- und Ventilator-technologie die Umsetzung effizienter L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung möglich ist. Bereits heute bieten erste Hersteller, wie Heliotherm Wärmepumpentechnik, Nibe Wärmetechnik oder Stiebel Eltron vollmodulierende WP an, welche deutlich höhere Arbeitszahlen aufweisen als herkömmliche WP mit Ein/Aus-Regelung.

In verschiedenen Forschungsarbeiten wurden einerseits das Energiesparpotenzial durch die Leistungsregelung und andererseits Möglichkeiten bezüglich der technischen Umsetzung und der Regelung von WP mit Leistungsregelung untersucht [4] - [13]. Weiter beschäftigen sich mehrere Forschungsarbeiten mit der Modellierung und Simulation von WP-Systemen mit Leistungsregelung [14], [15].

Ein Grossteil der Forschungsarbeiten, welche das Energiesparpotenzial durch die Leistungsregelung von WP darstellen, beziehen sich auf Heizsysteme mit S/W-WP bzw. W/W-WP [5] - [8]. Diese Studien zeigen, dass das Energiesparpotenzial der Leistungsregelung von S/W-WP mit rund 10% Effizienzsteigerung gegenüber Ein/Aus-geregelter S/W-WP verhältnismässig gering ausfällt. Gemäss verschiedener Forschungsarbeiten ist das Potenzial für Effizienzsteigerungen bei der Leistungsregelung von L/W-WP und Luft/Luft-Wärmepumpen (L/L-WP) deutlich grösser [9] - [12]. Ursache dafür ist die über das Jahr bzw. die Heizperiode stärker variierende Quelltemperatur bei der Nutzung von Umgebungsluft als Wärmequelle.

Neben dem Energiesparpotenzial befassen sich diverse Studien mit der technischen Umsetzung der Leistungsregelung von WP und dabei insbesondere mit der Anpassung des Kältemitteldurchsatzes durch die Drehzahlregelung des Kompressors [13], [16], [17]. In [13] und [16] werden verschiedene Methoden zur Erreichung einer Leistungsregelung von WP verglichen und dabei aufgezeigt, dass es sich bei der Inverter-basierten Drehzahlregelung des Kompressors um die effizienteste Variante der Leistungsregelung handelt. In einer weiteren Studie [18] wird der Einfluss des Expansionsorgans (Kapillare, thermostatisches oder elektronisches Expansionsventil) auf die Effizienz leistungsgeregelter WP untersucht und aufgezeigt, dass sich bei Verwendung elektronischer Expansionsventile sowohl die Heizleistung als auch die Leistungszahl steigern lassen.

Wichtige Erkenntnisse bezüglich der Regelung und Simulation von WP mit Leistungsregelung liefern die Beiträge [2], [12], [14], [15] und [19]. In diesen Beiträgen wird insbesondere darauf hingewiesen, dass die Teillastwirkungsgrade des Kompressors und wichtiger Zusatzkomponenten einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelung leistungsgeregelter WP haben.

## **2.3 Leistungsregelung von L/W-WP**

Der nachfolgende Abschnitt gibt einen Überblick der gewonnenen Erkenntnisse aus dem BFE-Projekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2]. Detaillierte Erläuterungen zur Leistungsregelung von L/W-WP sind dem BFE-Schlussbericht zu entnehmen.

### **2.3.1 Optimale Regelung von L/W-WP mit Leistungsregelung**

Bei L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung haben die Teillastwirkungsgrade des Kompressors und des Ventilators einen grossen Einfluss auf die Effizienz des Gesamtsystems. Insbesondere der Teillastwirkungsgrad des Kompressors hat neben dem Einfluss auf die Effizienz einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung der L/W-WP. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung einer hohen Effizienz ist daher der Einsatz von Kompressoren mit hohen Teillastwirkungsgraden über einen weiten Regelbereich.

Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast ab, kann dies bei „falscher“ Regelung, beispielsweise bei einer strikten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung, dazu führen, dass die Leistungszahl unter diejenige einer L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Damit dies vermieden werden kann, müssen die Regelung des Kompressors und des Ventilators bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors abgestimmt werden. Untersuchungen zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb durch zwei Faktoren limitiert wird: die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und die maximale Effizienz des WP-Systems.

Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  auf, welche zur Erreichung maximaler Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat (Abb. 2-3). Ist die Kompressordrehzahl  $n_{match}$ , welche eine exakte Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung zur Folge hat, grösser als die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , ist die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mittels Leistungsregelung des Kompressors zulässig. In diesem Fall ( $n_{opt} < n_{match}$ ) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, begrenzt (Abb. 2-3 links). Müsste die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden ( $n_{opt} > n_{match}$ ), wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. mit optimaler Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , Ein/Aus-geregelt. Eine exakte Anpassung der Heizleistung hätte dagegen eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge (Abb. 2-3 rechts).

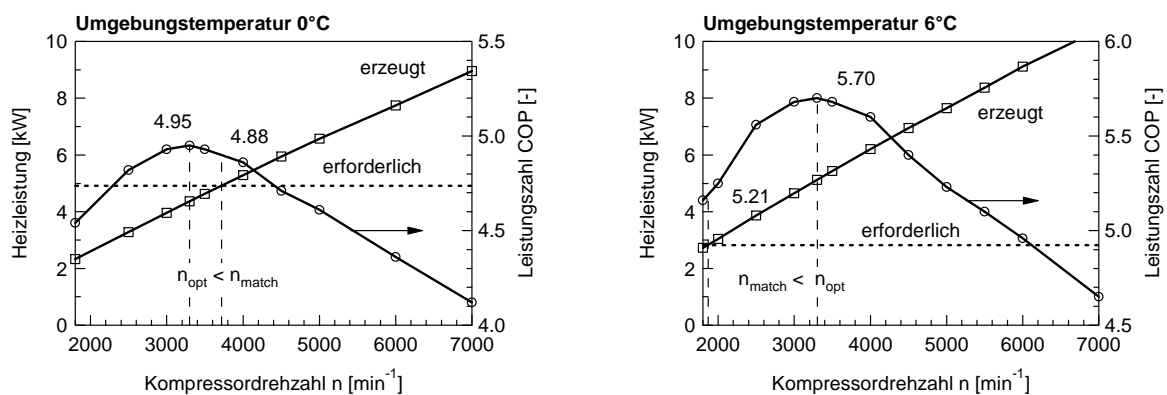


Abb. 2-3: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (ohne Ventilatorleistung) des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZHW08) in Funktion der Kompressordrehzahl 0°C und 6°C Umgebungstemperatur und Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) [2].

Die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden darf, ist nahezu unabhängig von der Temperatur und der relativen Feuchtigkeit der Umgebungsluft, sowie von der Heizkurve [2]. Die optimale Kompressordrehzahl kann somit für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der L/W-WP mit relativ geringem Aufwand experimentell ermittelt werden.

Die Erreichung maximaler Effizienz bedingt die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator und insbesondere die Anwendung der „richtigen“ Regelung. Zur Ermittlung der optimalen Regelung bei der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator wird folgendes Vorgehen empfohlen (Details siehe [2]).

### 1. Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors

Das optimale Teillastverhältnis des Kompressors bzw. die optimale Kompressordrehzahl  $n_{\text{opt}}$  wird anhand der Leistungszahl (ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Teillastverhältnisses ermittelt (Abb. 2-3). Dieses optimale Teillastverhältnis kann bei einem beliebigen quellen- und senkenseitigen Betriebszustand ermittelt und darf im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen zu keinem Zeitpunkt unterschritten werden.

### 2. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Teillastbetrieb

Zugehörig zum optimalen Teillastverhältnis des Kompressors wird der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung anhand der Leistungszahl (mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung) in Funktion des Luftvolumenstromes ermittelt (Abb. 2-4). Dabei wird der Kompressor beim optimalen Teillastverhältnis ( $n_{\text{opt}}$ ) betrieben.

### 3. Ermittlung des optimalen Luftvolumenstromes im Vollastbetrieb

Abschliessend wird gemäss dem Vorgehen aus Punkt 2 der optimale Luftvolumenstrom bzw. die optimale Ventilatorleistung für den Vollastbetrieb der L/W-WP bei der Auslegungstemperatur ermittelt.

Sind die optimale Kompressordrehzahl, die zugehörige optimale Ventilatorleistung sowie die optimale Ventilatorleistung bei Vollastbetrieb der L/W-WP bekannt, ist die optimale Regelung verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch gleichmässige Reduktion der Kompressor- und Ventilatorleistung an die erforderliche Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimalen Drehzahlen von Kompressor und Ventilator nicht unterschritten werden. Müssten diese zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung mit den optimalen Drehzahlen von Kompressor und Ventilator Ein/Ausgeregelt.

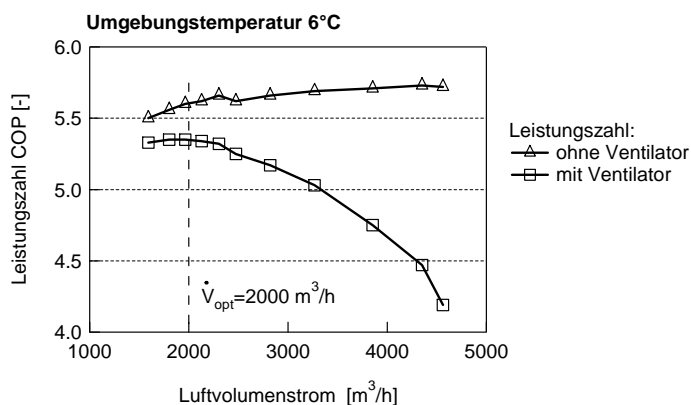


Abb. 2-4: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Ventilatorleistung des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZHW08) in Funktion des Luftvolumenstroms bei  $330 \text{ min}^{-1}$  Kompressordrehzahl,  $6^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur, 85% rel. Feuchtigkeit und Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL  $30^\circ\text{C}/25^\circ\text{C}$  bei  $-10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur) [2].

### 2.3.2 L/W-WP-Prototyp – Betriebscharakteristik und Effizienz

Zur Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials der kontinuierlichen Leistungsregelung sowie zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurde im Rahmen des BFE-Projekts „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] ein Prototyp einer leistungsgeregelten L/W-WP entwickelt und realisiert. Detaillierte Spezifikationen des L/W-WP-Prototyps sind dem BFE-Abschlussbericht zu entnehmen.

In den experimentellen Untersuchungen wurden die alleinige Leistungsregelung des Kompressors und die simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator jeweils für drei verschiedene Heizkurven untersucht. An dieser Stelle wird beispielhaft auf die Resultate der simultanen Regelung von Kompressor und Ventilator für die Heizkurve eines Gebäudes im „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) eingegangen.

Die optimale Regelung von Kompressor und Ventilator, welche gemäss dem beschriebenen Vorgehen ermittelt wurde, hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen -10°C und 0°C kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden kann (Abb. 2-5 rechts). Dazu wird die Drehzahl des Kompressors von rund 7000  $\text{min}^{-1}$  bei -10°C auf rund 3300  $\text{min}^{-1}$  bei 0°C Umgebungstemperatur reduziert. Analog zur Kompressordrehzahl wird der Luftvolumenstrom durch Reduktion der Ventilatorleistung von 3300  $\text{m}^3/\text{h}$  bei -10°C auf 2000  $\text{m}^3/\text{h}$  nahezu linear reduziert (Abb. 2-5 links). Über 0°C wird die L/W-WP bei reduzierter Leistung (optimale Kompressordrehzahl  $n_{\text{opt}}$ ) Ein/Aus-geregelt, da eine weitere Reduktion der Kompressor- und Ventilatorleistung eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hätte.

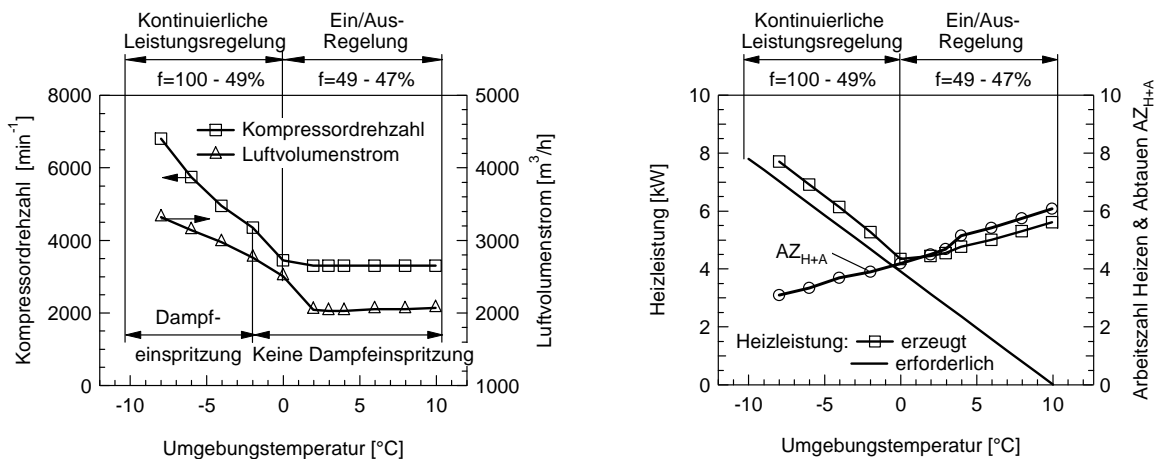


Abb. 2-5: Kompressordrehzahl, Luftvolumenstrom, erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Arbeitszahl Heizen & Abtauen des L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZHW08) mit Berücksichtigung der Ventilatorleistung in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) [2].

Aufgrund der sich einstellenden Temperaturen kann die Eis- und Frostbildung bei L/W-WP mit Leistungsregelung deutlich reduziert werden. Bei Umgebungstemperaturen über knapp 3°C tritt keine Eis- und Frostbildung im Verdampfer auf. Dadurch können die Anzahl der periodisch erforderlichen Abtauvorgänge reduziert und die Effizienz weiter verbessert werden.

In Tab. 2-1 sind die resultierenden Jahresarbeitszahlen des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZHW08) im monovalenten Betrieb mit Berücksichtigung der Abtaung und der Ventilatorleistung für unterschiedliche Heizkurven aufgeführt. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen nach der Methode von P. von Böckh [4] erfolgte für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich. Die erreichbaren Jahresarbeitszahlen liegen mit 4.4 für ein Gebäude im „Minergie-Standard“ sowie für ein hochwertig saniertes Gebäude und mit 3.8 für einen sanierten Altbau deutlich über den Werten „heutiger“ Ein/Aus-geregelter L/W-WP. Vergleiche mit Jahresarbeitszahlen aus Feldstudien [20] zeigen diesbezüglich, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von bis zu 70% erreicht werden können.

Heizkurve	Minergie	Hochwertig sanierter Altbau	Sanierter Altbau
Vorlauf-/Rücklauftemperatur bei -10°C Umgebungstemperatur	30°C/25°C	41°C/35°C	46°C/38°C
<b>Jahresarbeitszahl mit Abtauung</b> <b>JAZ<sub>H+A</sub></b>	<b>4.41</b>	<b>4.40</b>	<b>3.79</b>

Tab. 2-1: Jahresarbeitszahlen mit Berücksichtigung der Abtauung und Ventilatorleistung des leistungsgeregelten L/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZHW08) für unterschiedliche Heizkurven und die Klimaregion Zürich [2].

### 2.3.3 Feldmessungen – Betriebscharakteristik und Effizienz

Zur weiteren Bestätigung des Potenzials der Leistungsregelung von L/W-WP wurde im Einfamilienhaus von Beat Wellig (Suhr, AG) eine leistungsgeregelte L/W-WP mit optimierter Ventilator/Verdampfer-Paarung installiert und mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet (Abb. 2-6 links). Die WP stellt ganzjährig sowohl die erforderliche Heizwärme als auch das Brauchwarmwasser in monovalenter Betriebsweise bereit. Die Warmwasseraufbereitung erfolgt mittels eines Frischwassersystems, dessen Speicher auf maximal 48°C geladen wird (Abb. 2-6 rechts). Die Heizwassertemperatur ist auf 32°C/28°C bei -10°C Umgebungstemperatur ausgelegt.

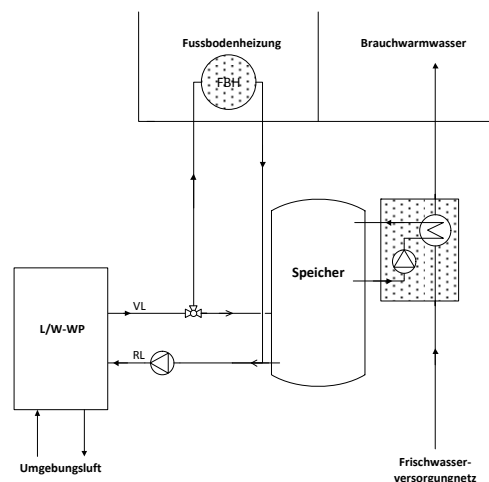


Abb. 2-6: Leistungsgeregelte L/W-WP mit Luftkanal (links) und Prinzipschema des Heizsystems mit leistungsgeregelter L/W-WP und Frischwassersystem zur Brauchwarmwasseraufbereitung (rechts).

Die seit der Installation der L/W-WP erfassten Messdaten bestätigen eine einwandfreie Funktion der Leistungsregelung sowie die Erreichung einer hohen Effizienz unter realen Einsatzbedingungen im Feld. Die messtechnisch erfasste Jahresarbeitszahl der WP mit Berücksichtigung der Abtauung und der Ventilatorleistung beträgt 4.1. Die Jahresarbeitszahl mit zusätzlicher Berücksichtigung der Brauchwarmwasseraufbereitung beträgt 3.7.



### 3 Randbedingungen und Systemgrenze

#### 3.1 Systemgrenze

Das im Rahmen dieser Studie betrachtete und zu optimierende System umfasst die S/W-WP inkl. der Erdwärmesonde (EWS) und insbesondere die Regelung der WP. Die Regelung der WP soll durch die Anpassung des Kältemitteldurchsatzes des Kompressors sowie des Solemassenstromes zu jedem Zeitpunkt einen einwandfreien Heizbetrieb bei bestmöglicher Effizienz der S/W-WP gewährleisten. Die optimale Regelung bzw. die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Soleumwälzpumpe sind neben dem Umgebungszustand (Wärmequelle), dem Zustand der Wärmequelle (Erdreich und Erdwärmesonde) und dem Zustand der Bedarfsseite (Wärmesenke) massgeblich von den Verläufen der Teillast-Wirkungsgrade des Kompressors und der Soleumwälzpumpe abhängig. Zur Erreichung der in Kapitel 1.2 beschriebenen Zielsetzungen ist es erforderlich, die Verhalten der Wärmequelle und der Bedarfsseite und damit auch das Zusammenwirken zwischen Gebäude und WP geeignet zu vereinfachen. Auf diese Weise können die optimalen Betriebsparameter von Kompressor und Soleumwälzpumpe für eine gegebene Kombination aus Umgebungszustand, Wärmequelle und Gebäudetyp ermittelt werden.

Es ist denkbar, die WP-Regelung in einem Folgeprojekt bezüglich des dynamischen Zusammenwirkens von WP, Wärmequelle und Wärmesenke weiter zu verbessern. Dadurch könnte die Effizienz der WP ggf. weiter gesteigert werden. Es kann jedoch davon ausgegangen werden, dass die mittels der hier durchgeführten Optimierung der Prozessregelung der S/W-WP erzielte Effizienzsteigerung markant grösser ausfällt.

#### 3.2 Wärmequelle

Während bei L/W-WP sowohl die Wärmequelle (Umgebungsluft) als auch die Wärmesenke (Heizkurve) vereinfacht nur von der Umgebungstemperatur abhängig sind, beeinflussen bei S/W-WP neben der Umgebungstemperatur (Heizkurve) insbesondere die Eigenschaften des Erdreichs und der Aufbau der EWS das Verhalten der Wärmesenke und Wärmequelle. Vor diesem Hintergrund wurden im Rahmen der vorliegenden Studie geeignete Modelle zur mathematisch-physikalischen Simulation der Wärmequelle bzw. der Kombination von Erdreich und EWS erarbeitet. Um das Verhalten der Kombination von Erdreich und EWS geeignet zu vereinfachen wurden dabei insbesondere der Einfluss der Regelstrategie – Ein/Aus-Regelung bzw. kontinuierliche Leistungsregelung – auf die Wärmequelle von S/W-WP theoretisch untersucht.

##### 3.2.1 Erdreich

Als Basis für die theoretische Untersuchung des Einflusses der Regelstrategie der S/W-WP auf das Erdreich diente das Simulationsprogramm (instationäre Wärmeleitung, zweidimensional, axial-symmetrisch) aus dem BFE-Forschungsprojekt „CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde – Phase 2“ [31]. Mit Hilfe von Simulationen wurden drei unterschiedliche Betriebsszenarien von S/W-WP untersucht. Zwei Szenarien für Ein/Aus-geregelte S/W-WP mit unterschiedlichen Zykluszeiten (Betriebs- und anschliessende Regenerationszeit) sowie ein Szenario mit einer kontinuierlich leistungsgeregelten S/W-WP (Tab. 3-1).

Die theoretischen Untersuchungen haben gezeigt, dass bei der kontinuierlich leistungsgeregelten S/W-WP, trotz der Annahme einer gegenüber einer Ein/Aus-geregelten S/W-WP um 10% höheren Leistungszahl und somit einer höheren Entzugsleistung aus dem Erdreich (Verdampferleistung), die höchste mittlere Bohrlochtemperatur bezogen auf die Laufzeit der S/W-WP resultiert (Abb. 3-1). Die tiefsten mittleren Bohrlochtemperaturen resultieren dagegen bei Ein/Aus-geregelten S/W-WP, wenn diese mit geringen Zykluszeiten (Taktbetrieb im 2-Stunden Takt) betrieben werden. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde entschieden, dass für die Untersuchung der unterschiedlichen Regelstrategien der

S/W-WP (Ein/Aus-Regelung, kontinuierliche Leistungsregelung) jeweils dieselbe mittlere Bohrlochtemperatur berücksichtigt werden kann. Mit dieser konservativen Annahme wird die Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-Regelung leicht benachteiligt, da die Leistungsregelung leicht höhere mittlere Bohrlochtemperaturen und damit leicht höhere Quelltemperaturen zur Folge hat, was sich zusätzlich positiv auf die Effizienz der S/W-WP auswirkt.

Regelstrategie der WP	Ein/Aus-Regelung Zyklus lang	Ein/Aus-Regelung Zyklus kurz	Leistungsregelung
Zykluszeit (Betriebs- und Regenerationszeit) in h	24	2	Kontinuierlich
Relative Laufzeit (Verhältnis von Betriebs- und Zykluszeit)	0.32	0.32	1
Leistungszahl COP	4.0	4.0	4.4
<b>Mittlere Bohrlochtemperatur während Betriebszeit in °C</b>	<b>8.5</b>	<b>7.0</b>	<b>9.2</b>

Tab. 3-1: Einfluss der Regelstrategie der WP auf das Erdreich aus Simulationen. Randbedingungen: Länge EWS 150 m, Bohrllochdurchmesser 0.12 m, erforderliche Heizleistung 12 kW, Simulationszeit 7 Tage.

Des Weiteren wurde aufgrund der nach wenigen Tagen Betriebsdauer des WP-Systems nur noch flach abfallenden mittleren Bohrlochtemperatur (vgl. Abb. 3-1) und der starken Abhängigkeit der Eigenschaften des Erdreichs (Wärmeleitfähigkeit, spez. Wärmekapazität, Dichte usw.) auf die mittlere Bohrlochtemperatur, das dynamische Verhalten zwischen Erdreich und S/W-WP mit konstanten Bohrlochtemperaturen über eine Heizperiode vereinfacht.

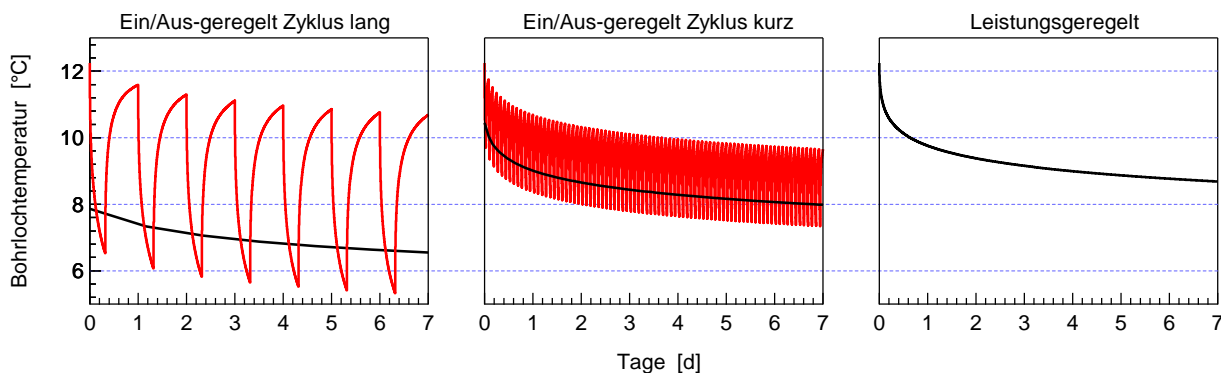


Abb. 3-1: Einfluss der Regelstrategie der WP auf das Erdreich aus Simulationen. Randbedingungen: Länge EWS 150 m, Bohrllochdurchmesser 0.12 m, erforderliche Heizleistung 12 kW, Simulationszeit 7 Tage.

### 3.2.2 Erdwärmesonde

Die mittlere Bohrlochtemperatur ist neben den Eigenschaften des Erdreichs, der Regelstrategie und der Entzugsleistung der S/W-WP massgeblich von der Länge der EWS abhängig. Damit die getroffene Annahme einer konstanten mittleren Bohrlochtemperatur über die gesamte Heizperiode erfolgreich angewendet werden kann, muss der exakte Zusammenhang zwischen mittlerer Bohrlochtemperatur, Länge der EWS und Entzugsleistung durch die S/W-WP bekannt sein.

Vor diesem Hintergrund wurden für die beiden Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ (Abb. 3-8) sowie für die Meteorodaten des Standorts Zürich die jeweils mittlere erforderliche

Heizleistung über die gesamte Heizsaison ermittelt. Diese Berechnungen erfolgten jeweils unter Berücksichtigung der jährlich erforderlichen Heizenergie sowie der Anzahl Heizstunden pro Heizsaison. Mit Hilfe der mittleren erforderlichen Heizleistungen, des modifizierten Simulationsprogramms aus dem BFE-Forschungsprojekt „CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde – Phase 2“ [31] sowie des Simulationsprogramms für S/W-WP wurden iterativ die Längen der EWS für bestimmte mittlere Bohrlochtemperaturen bestimmt. Das in Abb. 3-2 dargestellte Ablaufschema zeigt das angewendete iterative Vorgehen zur Ermittlung der mittleren Bohrlochtemperatur.

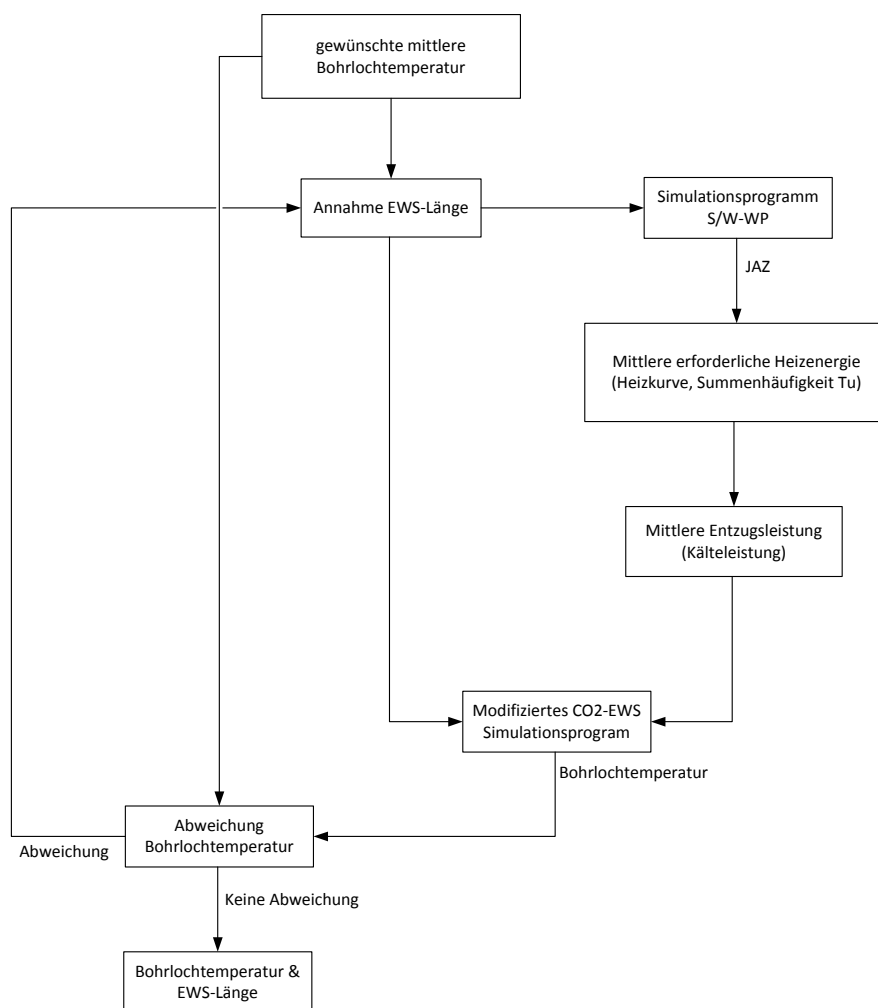


Abb. 3-2: Ablauf zur Bestimmung der Länge der EWS für eine bestimmte mittlere Bohrlochtemperatur.

Abb. 3-3 zeigt den resultierenden Zusammenhang zwischen der Länge der EWS und der mittleren Bohrlochtemperatur. Aufgrund der ungefähr identischen resultierenden Entzugsleistungen der beiden Heizkurven und dem wie bereits erwähnten Verhalten, der nach wenigen Betriebstagen nur noch schwach abfallenden mittleren Bohrlochtemperatur, ergibt sich ein für beide Heizkurven nahezu identischer Zusammenhang zwischen mittlerer Bohrlochtemperatur und dazugehöriger Länge der EWS. Aufgrund des zunehmenden Einflusses der Umgebungstemperatur bei sehr kurzen EWS und der unterproportional ansteigenden mittleren Bohrlochtemperatur bei sehr tiefen EWS wird die mittlere Bohrlochtemperatur auf einen minimalen bzw. maximalen Wert von 6°C bzw. 13°C begrenzt, was etwa einer EWS-Länge von 100 m bzw. 320 m entspricht.

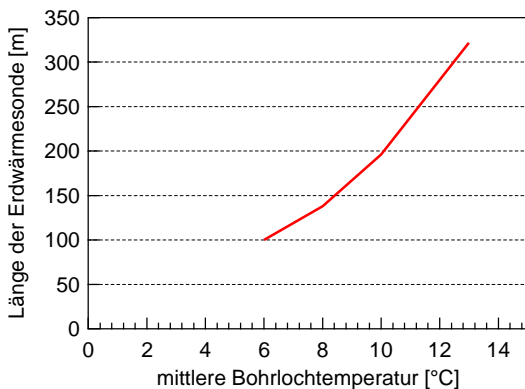


Abb. 3-3: Mittlere Bohrlochtemperatur in Funktion der Länge der EWS aus Simulationen.

### 3.3 Wärmesenke

#### 3.3.1 Untersuchte Gebäudetypen/Heizsysteme

Der Gebäudetyp und das Heizsystem (Heizwärmeverteiler- und Abgabesystem) geben die in Abhängigkeit der Aussentemperatur erforderlichen Heizwassertemperaturen und Heizwasservolumenströme vor und haben aus diesem Grund einen erheblichen Einfluss auf die Betriebsbedingungen der S/W-WP. Der Einfluss des Gebäudetyps und des Heizsystems auf die optimale Regelung, die optimalen Regelparameter sowie auf das Vorgehen bei der Auswahl und Dimensionierung der WP-Komponenten soll untersucht werden. Dazu werden die folgenden, typischen Kombinationen aus Gebäudetyp und Heizsystem herangezogen:

- Neubau im Minergie-Standard mit Flächenheizsystem [2]
- Sanierter Altbau mit Radiatorheizsystem [2]

Die S/W-WP wird unabhängig vom Gebäudetyp monovalent betrieben. Die Auslegungstemperatur der S/W-WP wird für die in der vorliegenden Studie betrachtete Klimaregion Zürich entgegen der Norm SIA 384 auf  $-10^{\circ}\text{C}$  festgelegt. Damit kann ein ganzjähriger monovalenter Betrieb der S/W-WP innerhalb der betrachteten Klimaregion ohne Komforteinbußen gewährleistet werden.

Im Rahmen dieser Studie wird der alleinige Heizbetrieb der WP betrachtet.

#### 3.3.2 Einbindung der Wärmepumpe in das Heizsystem

In der Praxis finden sich diverse Varianten zur Einbindung der WP in das Heizsystem (Heizwärmeverteiler- und Abgabesystem). In dieser Studie wird eine möglichst einfache, aber dennoch praxisorientierte Schaltungsvariante berücksichtigt.

Die Einbindung der WP in das Heizsystem erfolgt gemäss den STASCH-Planungshilfen [30] und ist für den alleinigen Heizbetrieb in Abb. 3-4 und für den kombinierten Betrieb Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung in Abb. 3-5 jeweils mit Pufferspeicher (Seriespeicher) dargestellt. Wird mit der WP Brauchwarmwasser aufbereitet, muss der Heizbetrieb bis zur Erreichung der erforderlichen Brauchwarmwasser-Temperaturen unterbrochen werden, was bei der Festlegung der Heizkurve zwingend beachtet werden muss. Ebenfalls müssen allfällige Sperrzeiten der WP durch den Elektrizitätsversorger bei der Festlegung der Heizkurve mitberücksichtigt werden.

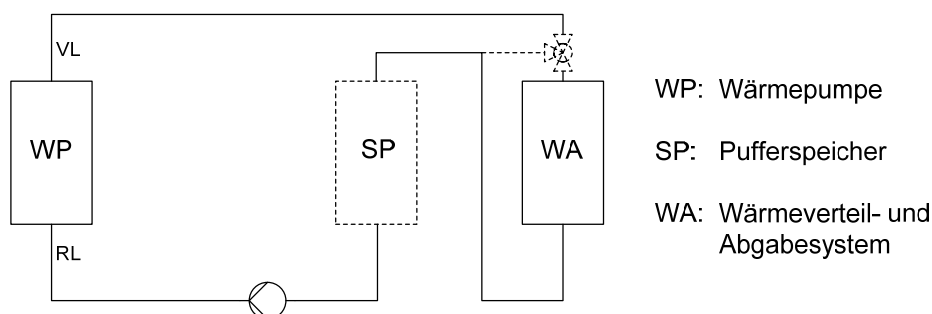


Abb. 3-4: Einbindungsvariante ohne Brauchwarmwasseraufbereitung mittels WP gemäss STASCH-Planungshilfen [30].

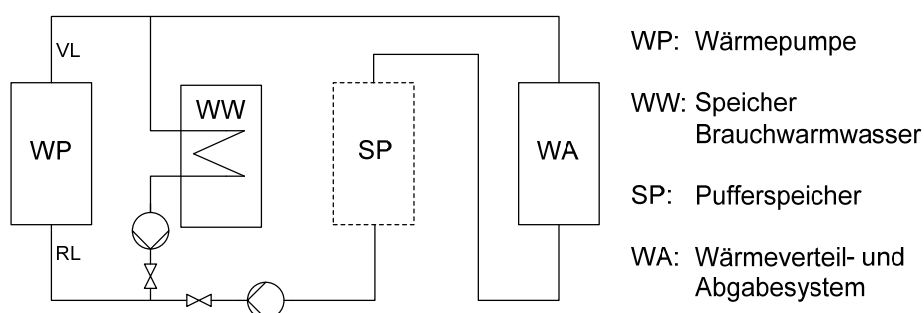


Abb. 3-5: Einbindungsvariante mit Brauchwarmwasseraufbereitung mittels WP gemäss STASCH-Planungshilfen [30].

Thermostatventile sollten nach Möglichkeit nur in Kombination mit Radiatoren verwendet werden. In Flächenheizabgabesystemen (z.B. Fussbodenheizung) sollte auf den Einbau von Thermostatventilen verzichtet werden, da diese die Hydraulik des Heizwärmeverteils- und Abgabesystems nachteilig beeinflussen (Reduktion des Heizwasservolumenstromes infolge erhöhter Druckverluste). Dies bedingt jedoch eine korrekte Einstellung der Heizkurve. Werden die leistungsgeregelte S/W-WP und das Heizwärmeverteils- und Abgabesystem (hydraulisch) optimal aufeinander abgestimmt, so entspricht die erzeugte Heizwasservorlauftemperatur idealerweise jederzeit der erforderlichen Heizwasservorlauftemperatur, weshalb auf eine Rücklauf-Beimischung (Abb. 3-4) verzichtet werden kann. In Gebäuden mit Flächenheizabgabesystemen soll je nach „Trägheit“ des Gebäudes und des Wärmeabgabesystems auch auf die Verwendung eines Speichers verzichtet werden.

### 3.3.3 Wärmebedarf Heizen

Das dynamische Verhalten zwischen WP und Wärmesenke soll analog dem dynamischen Verhalten zwischen Wärmequelle und WP vereinfacht wiedergegeben werden können. Ziel ist es, die Regelung der WP so zu optimieren, dass sie in Abhängigkeit der mittleren Bohrlochtemperatur, der Umgebungstemperatur sowie in Abhängigkeit des Gebäudetyps (Heizbedarf und Heiztemperatur) mit den jeweils optimalen Einstellungen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe betrieben werden kann. Zur Vereinfachung wird daher der Wärmebedarf der verschiedenen Gebäudetypen lediglich in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur mathematisiert, ohne dabei das dynamische Verhalten des Gebäudes zu berücksichtigen. Es ist denkbar, die Regelung der S/W-WP in einem weiteren Schritt durch das dynamische Verhalten des Gebäudes zu erweitern.

Der in Abb. 3-6 abgebildete Wärmebedarf in Abhängigkeit der Tagesmittelwerte der Umgebungstemperatur für die Gebäudetypen „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ stammen aus dem Schlussbericht des BFE-Forschungsprojektes „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2]. Durch die Verwendung der Tagesmittelwerte der Umgebungs-

temperaturen können die Streuung des Wärmebedarfs reduziert und die Problematik der Gebäudetragheit entschärft werden.

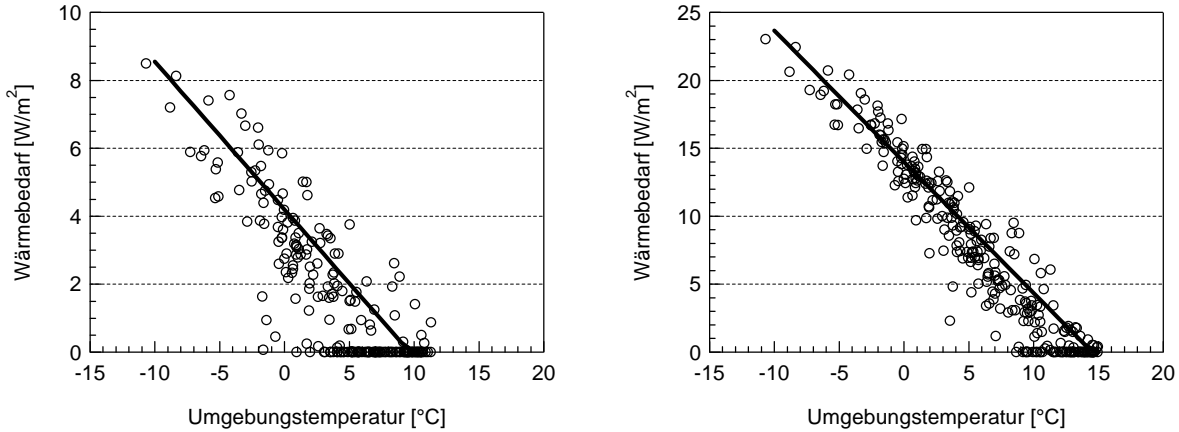


Abb. 3-6: Wärmebedarf und linearisierter Wärmebedarf in Funktion der Umgebungstemperatur: Neubau im „Minergie-Standard“ mit Flächenheizsystem (links) und „sanierter Altbau“ mit Radiatorheizsystem (rechts).

Zur Vereinfachung des Gebäudeverhaltens wird der Wärmebedarf der jeweiligen Gebäudetypen mit Hilfe einer linearen Funktion in Abhängigkeit der Umgebungstemperatur dargestellt. Der linearisierte Wärmebedarf in Funktion der Umgebungstemperatur ist in Abb. 3-6 (links) für das Gebäude im „Minergie-Standard“ und in Abb. 3-6 (rechts) für den „sanierten Altbau“ dargestellt. Diese linearen Verläufe des Wärmebedarfs erlauben in einem weiteren Schritt die Berechnung der Heizkurven der unterschiedlichen Gebäudetypen (vgl. Kapitel 3.3.4).

Über die Stundenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur und die Heizkurve kann auf den jährlichen Heizwärmebedarf geschlossen werden. In diesem Bericht wird jeweils die Stundenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen der Stadt Zürich verwendet (Abb. 3-7), welche das schweizerische Mittelland repräsentiert.

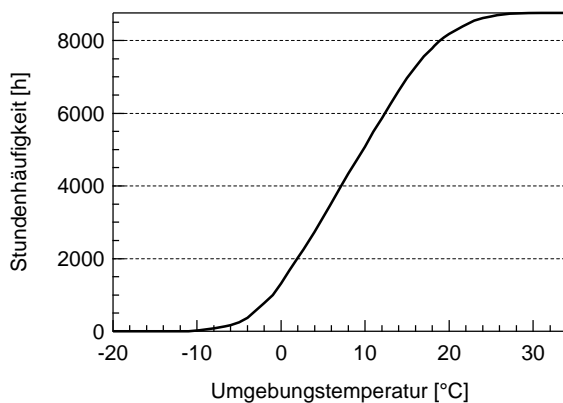


Abb. 3-7: Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen für den Standort Zürich.

### 3.3.4 Heizkurven

In Abhängigkeit der in Abschnitt 3.3.3 aufgeführten (linearisierten) Verläufe des Wärmebedarfs der beiden Gebäudetypen „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ wurden die nachfolgend dargestellten Heizkurven ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass die Heizwasserumwälzpumpe

drehzahlkonstant arbeitet und damit unabhängig von der Umgebungstemperatur einen konstanten Heizwasservolumenstrom fördert. Die erforderliche Heizleistung beider berücksichtigter Heizkurven beträgt bei den relevanten Auslegungsbedingungen (mittlere Bohrlochtemperatur 6°C, Umgebungstemperatur -10°C) rund 9.5 kW.

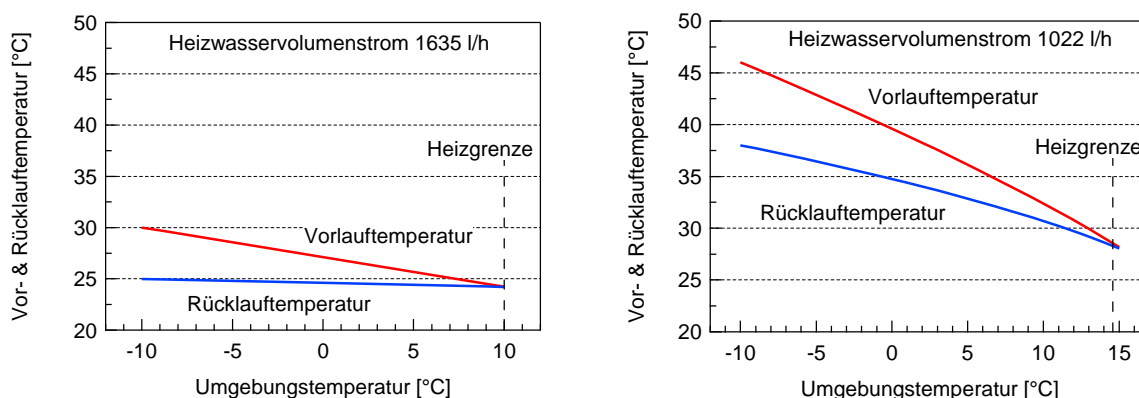


Abb. 3-8: Heizkurve „Minergie-Standard“ (links) und Heizkurve „sanierter Altbau“ (rechts).

Abb. 3-8 (links) zeigt die Heizkurve eines Mehrfamilienhauses im „Minergie-Standard“ mit einer Wohnfläche von rund 800 m<sup>2</sup> und einem Flächenheizsystem. Typisch für den „Minergie-Standard“ sind die tiefe Heizgrenztemperatur von 10°C und die tiefen erforderlichen Heizwassertemperaturen (30°C Vorlauftemperatur bei einer Umgebungstemperatur von -10°C). Der konstante Heizwasservolumenstrom beträgt ca. 1635 l/h.

Abb. 3-8 (rechts) zeigt die Heizkurve eines sanierten Altbau-Einfamilienhauses mit einer Wohnfläche von rund 200 m<sup>2</sup> und Radiatorheizsystem. Die Heizgrenztemperatur von 15°C und die erforderlichen Heizwassertemperaturen sind gegenüber dem „Minergie-Standard“ deutlich höher (46°C Vorlauftemperatur bei einer Umgebungstemperatur von -10°C). Der konstante Heizwasservolumenstrom beträgt ca. 1022 l/h.



## 4 Kennzahlen zur Bewertung von Sole/Wasser-Wärmepumpen

### 4.1 Leistungszahl COP

Die gängigste Kennzahl zur energetischen Bewertung von WP ist die Leistungszahl (Coefficient of Performance COP). Die Leistungszahl beschreibt das Verhältnis der von der WP erzeugten Heizleistung  $\dot{Q}_H$  bezogen auf die Summe der aufgewendeten elektrischen Leistungen  $P_{el}$ .

$$COP = \frac{\dot{Q}_H}{P_{el}} \quad (1)$$

Mit der obigen Definition der Leistungszahl wird der jeweilige Momentanzustand der WP bewertet [3].

### 4.2 Arbeitszahl AZ

Die Arbeitszahl AZ ist als Massstab für die Bewertung der Energieeffizienz besser geeignet, da es sich im Gegensatz zur Leistungszahl nicht um eine Momentanbetrachtung handelt. Die Arbeitszahl Heizen AZ ist das Verhältnis von erzeugter Heizenergie und der Summe der aufgewendeten elektrischen Energien während eines bestimmten Zeitintervalls.

$$AZ = \frac{\int_{t_0}^t \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^t P_{el} \cdot dt} \quad (2)$$

Als betrachtetes Zeitintervall  $t$  der Arbeitszahl kann ein Tag ( $t = 1d$ ), eine Woche ( $t = 1w$ ) o.ä. gewählt werden. Im Rahmen dieser Studie werden die zusätzlich zu den Leistungen des Kompressors  $P_{Kp}$  und der Soleumwälzpumpe  $P_{SUP}$  die aufzuwendenden elektrischen Leistungen wie z.B. für Umwälzpumpen (Ladepumpe, Heizwasser-Umwälzpumpe usw.) und Steuerung nachfolgend nicht berücksichtigt.

Die in der vorliegenden Studie berücksichtigte Arbeitszahl AZ bezieht sich jeweils auf eine Heizphase der WP und ist gleichbedeutend mit der über eine Heizphase gemittelten und energetisch gewichteten Leistungszahl. Die Arbeitszahl Heizen AZ berechnet sich mit der während der Heizphase ( $t = t_1 = \text{Heizdauer}$ ) erzeugten Heizenergie  $Q_H$  bezogen auf die aufgewendeten elektrischen Energien für Kompressor  $W_{Kp}$  und Soleumwälzpumpe  $W_{SUP}$ .

$$AZ = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} (P_{Kp} + P_{SUP}) \cdot dt} = \frac{Q_H}{W_{Kp} + W_{SUP}} \quad (3)$$

### 4.3 Jahresarbeitszahl JAZ

Wird als betrachtetes Zeitintervall der Arbeitszahl ein Jahr gewählt ( $t = 1a$ ), so spricht man von der Jahresarbeitszahl (JAZ). Die JAZ kann allgemein analog zur Arbeitszahl gemäss folgender Gleichung berechnet werden:

$$JAZ = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H \cdot dt}{\int_0^{1a} P_{el} \cdot dt} \quad (4)$$

### **4.3.1 Bedeutung der Jahresarbeitszahl**

Die JAZ ist eine wichtige Bewertungsgrösse für Heizsysteme mit WP, sie dient als Qualitätskriterium und häufig auch als Verkaufsargument. Es ist deshalb wichtig, dass die JAZ einen direkten Vergleich zwischen verschiedenen WP zulassen. Damit die Vergleichbarkeit gewährleistet ist, müssen die Rahmenbedingungen (berechnet oder gemessen) bei der Ermittlung der JAZ jeweils identisch sein. Die JAZ des Gesamtsystems ist neben der verwendeten WP massgeblich vom Standort (klimatische Bedingungen) sowie vom Gebäude (erforderliche Heizleistung, erforderliche Heizwassertemperaturen) abhängig ist. Die Berechnung der JAZ erfordert wegen der stark variierenden Umgebungstemperaturen während eines Jahres ( $t = 1a$ ) eine systematische Vorgehensweise.

### **4.3.2 Berechnungsmethoden – Literatur**

In der Literatur sind verschiedene Methoden zur Berechnung der JAZ zu finden, die sich teilweise recht stark unterscheiden und nicht immer für die Anwendung bei WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung geeignet sind.

Die Bestimmung der JAZ nach dem Berechnungsverfahren VDI 4650 [23] berücksichtigt drei definierte Messpunkte gemäss der Prüfnorm EN 14511 [24], welche mit tabellarischen Korrekturfaktoren korrigiert werden. Eine weitere Methode zur Bestimmung der JAZ sind die Berechnungsverfahren gemäss Schibuola [25] und ASHRAE [26], welche die Verwendung des Ausnutzungsfaktors bedingen. Diese Verfahren berücksichtigen mit dem Ausnutzungsfaktor das WP-Betriebsverhältnis bzw. die relative Einschaltdauer der WP. Damit eignen sich diese Berechnungsverfahren insbesondere für die Bestimmung der JAZ bei taktendem Betrieb Ein/Aus-geregelter WP. Für die Anwendung bei kontinuierlich leistungsgeregelten WP sind diese Verfahren nicht geeignet.

ASHRAE [26] weist zusätzlich ein Berechnungsverfahren nach der sogenannten Bin-Methode aus. Die Berechnungsgrundlage bilden Leistungszahlen gemäss drei definierten Messpunkten. Weitere Berechnungsverfahren mittels der Bin-Methode sind die Berechnungsverfahren nach Annex 28 [27] sowie nach Wemhöner und Afjei [28]. Diese Berechnungsverfahren berücksichtigen die Stundenhäufigkeitsverteilung der relevanten Umgebungstemperaturen (Bin-Temperatur) an einem spezifischen Standort (klimatische Bedingungen aus repräsentativen Meteodaten). Zur Berechnung der JAZ werden die Leistungszahlen gemäss den Normmesspunkten über den Bereich der betrachteten Bin-Temperaturen energetisch gewichtet und aufaddiert. Ein ähnliches Vorgehen, jedoch ohne Verwendung der Normprüfpunkte nach EN 14511 [24], ist das modifizierte Berechnungsverfahren nach von Böckh [4]. Bei der Bestimmung der Leistungszahl mittels Normmesspunkten gemäss der Prüfnorm EN 14511 [24] schneidet eine leistungsgeregelte WP im Gegensatz zu einer taktgeregelter WP deutlich schlechter ab. Berechnungsverfahren zur Bestimmung der JAZ mittels Normmesspunkten gemäss der Prüfnorm EN 14511 [24] eignen sich nicht, da der mit Effizienzsteigerungen verbundene Teillastbetrieb leistungsgeregelter WP nicht berücksichtigt wird und dadurch „zu schlechte“ JAZ resultieren.

Die Bin-Methode bietet eine solide Grundlage zur Berechnung der JAZ mittels „Handrechenverfahren“ von WP mit Ein/Aus-Regelung. Aufgrund des stark nichtlinearen Verhaltens der Leistungszahlen von WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung müssen die Anzahl der Bins erhöht werden und die Prüfpunkte zur Berücksichtigung des Teillastbetriebs angepasst werden. Vor diesem Hintergrund wurde die Norm DIN EN 14825 [29] zur Berechnung der JAZ bzw. des SCOP (seasonal coefficient of performance) leistungsgeregelter WP angepasst. Die angepasste Norm EN 14825 basiert ebenfalls auf der Bin-Methode und berücksichtigt Prüfpunkte im Teillastbetrieb leistungsgeregelter WP bei reduzierter thermischer Leistung, so dass deren Effizienzvorteil gegenüber Ein/Aus-geregelter WP klar dargestellt werden kann.

### 4.3.3 Jahresarbeitszahlen aus Feldmessungen

Bei der Bestimmung der JAZ aus Messdaten im realen Betrieb der WP werden die erzeugte Heizenergie und die zugeführten elektrischen Energien über ein Jahr, zumindest aber über eine gesamte Heizperiode, messtechnisch erfasst. Die JAZ berechnet sich nach Gl. (4).

Der grosse Messaufwand und die lange Messdauer sind wesentliche Nachteile bei der Bestimmung der JAZ mittels Feldmessungen. Ausserdem lassen sich die ermittelten JAZ nur beschränkt miteinander vergleichen. Das Gebäude- und Benutzerverhalten sowie die Witterungseinflüsse sind bei jedem Messobjekt zu jedem Zeitpunkt unterschiedlich. Dieses Verhalten hat einen grossen Einfluss auf die JAZ. Im Rahmen der Feldstudie FAWA [20], der Fraunhofer-Studie [21] und der Studie der Agenda 21 Gruppe Lahr [22] wurden JAZ von unterschiedlichen L/W-WP im Feld messtechnisch erfasst und statistisch ausgewertet (siehe Kapitel 8.5).

### 4.3.4 Modifiziertes Berechnungsverfahren gemäss von Böckh

Im Rahmen des BFE-Projekts „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] wurde ein vereinfachtes Berechnungsverfahren für die Bestimmung der JAZ von leistungsgeregelten WP entwickelt. Im Wesentlichen basiert das Berechnungsverfahren auf der Methode von von Böckh [4], welches für die vorliegende Anwendung angepasst wurde. Wie bereits erwähnt, werden im Rahmen dieser Studie die zusätzlich aufzuwendenden elektrischen Leistungen wie z.B. für Heizwasser-Umwälzpumpen und die Steuerung in der JAZ nicht berücksichtigt.

#### Überblick

Die Grundlage des Berechnungsmodells besteht darin, die JAZ aus einzelnen Arbeitszahlen zu berechnen. Für die Dauer eines Heizzyklus wird die Arbeitszahl bei verschiedenen, jeweils konstant gehaltenen Umgebungsbedingungen experimentell ermittelt. Die Bestimmung der jeweiligen Arbeitszahlen AZ erfolgt dabei nach Gl. (3).

Im Rahmen dieser Studie werden Temperaturklassen (Bin-Temperaturen) mit einer Intervallbreite von 2°C im Bereich von -20°C bis zur Heizgrenztemperatur gebildet. Mit Hilfe der Stundenhäufigkeitsverteilung werden die Temperaturklassen danach energetisch gewichtet und aufaddiert.

#### Heizkurven

Die Heizkurve hat einen wesentlichen Einfluss auf die JAZ. Die für das Gebäude erforderliche Heizleistung kann aus der Heizkurve entnommen werden. Im Rahmen dieser Studie werden zwei unterschiedliche Heizkurven gemäss Kapitel 3.3.4 verwendet. Das Benutzerverhalten wird mit dem Berechnungsverfahren nach von Böckh [4] nicht berücksichtigt.

#### Klimadaten

Der Standort des Gebäudes ist mit dem entsprechenden Klima verbunden. Im Rahmen dieser Studie wurde als Standort des Gebäudes der Kanton Zürich verwendet, welcher das schweizerische Mittelland repräsentiert. Der entsprechende Verlauf der Stundenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur des Standorts Zürich ist in Abb. 3-7 dargestellt. Die aus statistisch repräsentativen Meteodaten generierte Stundenhäufigkeitsverteilung der Temperaturen wurde mit der Software Meteororm 6.0 der Firma Meteotest ermittelt (DRY – Design Reference Year).

#### Relative Laufzeit

Die relative Laufzeit ist definiert als das Verhältnis zwischen der während des Heizzyklus erforderlichen Wärmemenge  $Q_H^*$  und der während dieser Dauer erzeugten Wärmemenge  $Q_H$ , falls die Wärmepumpe kontinuierlich liefere. Anhand der relativen Laufzeit kann beurteilt werden, ob der

Wärmebedarf des Gebäudes mit den jeweiligen Einstellungen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe gedeckt werden kann. Nimmt die relative Laufzeit Werte über Eins an, zeigt das, dass der Heizenergiebedarf des Gebäudes nicht gedeckt werden kann – die während der Heizphase erzeugte Heizleistung muss erhöht werden. Werte kleiner Eins zeigen, dass der Heizenergiebedarf gedeckt werden kann und dass zur Anpassung der erzeugten Heizenergie an die erforderliche Heizenergie Stillstandzeiten erforderlich sind. Beträgt die relative Laufzeit gerade Eins, ist ein kontinuierlicher Betrieb der S/W-WP möglich, was dem Idealfall bei kontinuierlich leistungsgeregelten S/W-WP entspricht.

Bei S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung ist die relative Laufzeit massgeblich abhängig von der Umgebungstemperatur, da die von Ein/Aus-geregelten S/W-WP erzeugte Heizleistung mit steigender Umgebungstemperatur ungefähr konstant bleibt während die erforderliche Heizleistung kontinuierlich abnimmt. Dies hat zur Folge, dass die relative Laufzeit mit steigender Umgebungstemperatur kleiner wird und damit die resultierenden Stillstandzeiten Ein/Aus-geregelter S/W-WP zunehmend grösser werden.

Somit gilt für die relative Laufzeit:

$$\tau_{WP} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H^* \cdot dt}{\int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_H \cdot dt} = \frac{Q_H^*}{Q_H} \leq 1 \quad (5)$$

### Jahresarbeitszahl Heizen JAZ

Die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ berechnet sich aus den bekannten Grössen der erforderlichen Heizleistung und der Arbeitszahl Heizen AZ:

$$JAZ = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(g_U(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(g_U(t)) \cdot \frac{1}{AZ(g_U(t))} \cdot dt} \quad (6)$$

Die Jahresarbeitszahl Heizen JAZ wird mit Hilfe der vom Gebäude erforderlichen Heizleistung  $\dot{Q}_H^*(g_U(t))$  bei bestimmter Umgebungstemperatur (Bin-Temperatur) und der bei der experimentellen Untersuchung unter konstanten Luftbedingungen bestimmten Arbeitszahl Heizen AZ gemäss Gl. (3) berechnet. Das Verhältnis zwischen der bei konstanter Umgebungstemperatur erforderlichen Heizleistung und der erzeugten Heizleistung repräsentiert die relative Laufzeit der WP (vgl. Gl. (5)). Die relative Laufzeit der WP wird bei der Bestimmung der JAZ somit indirekt berücksichtigt.

$$JAZ = \frac{\int_0^{1a} \dot{Q}_H^*(g_U(t)) \cdot dt}{\int_0^{1a} \dot{Q}_H(g_U(t)) \cdot \tau_{WP}(g_U(t)) \cdot \frac{1}{AZ(g_U(t))} \cdot dt} \quad (7)$$

## 5 Wärmepumpen-Prüfstand

Für die Quantifizierung des Effizienzsteigerungspotenzials der Leistungsregelung von S/W-WP wurde ein Prototyp einer leistungsgeregelten S/W-WP realisiert und umfangreichen experimentellen Untersuchungen unterzogen. Die Messungen decken dabei den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen ab, so dass für die jeweilige Regelstrategie die JAZ mit der in Kapitel 4.3.4 diskutierten Methode berechnet werden kann.

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen ist ein geeigneter WP-Prüfstand unerlässlich. Hierzu verfügt die HSLU T&A mit dem eigens für diesen Zweck entwickelten Prüfstand „Wärmemodul“, zur Bereitstellung von „Wärme“ und „Kälte“ über eine ausgezeichnete Laborinfrastruktur (Abb. 5-1).

### 5.1 Wärmemodul

#### 5.1.1 Konzept und Aufbau

Das Wärmemodul stellt Fluidströme bereit, deren Temperaturen und Massenströme mit hoher Genauigkeit und Dynamik geregelt werden können. Entwickelt und gebaut wurde das Wärmemodul an der HSLU T&A. Das Wärmemodul bietet eine Vielzahl von Anschlussmöglichkeiten und Betriebsweisen. So können beispielsweise die Wärmequelle und Wärmesenke unterschiedlichster WP-Systeme simuliert werden (L/W-WP, S/W-WP, W/W-WP).

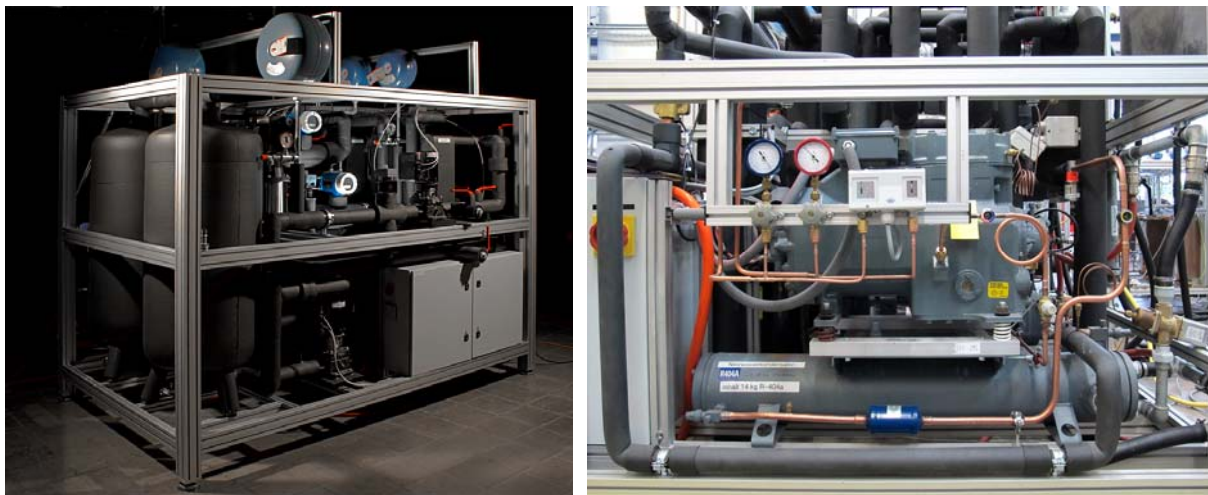


Abb. 5-1: Prüfstand Wärmemodul zur experimentellen Untersuchung von WP-Systemen (links) und Detailansicht der integrierten Kälteanlage zur Konditionierung der Speicher (rechts).

In Abb. 5-2 ist das Schema des Wärmemoduls dargestellt. Das Wärmemodul wird in zwei Primärkreisläufe und zwei Sekundärkreisläufe unterteilt. Die Sekundärkreisläufe sind jeweils mit einem Speicher (Wärme- und Kältespeicher) verbunden und dienen in erster Linie zur Konditionierung der Primärkreisläufe. Zur Konditionierung des Kälte- und Wärmespeichers verfügt das Wärmemodul über zwei Kälteanlagen, welche mit jeweils zwei Kondensatoren ausgestattet sind. Es kann wahlweise Wärme an den Wärmespeicher oder aber über den Netzwasserkondensator an das Netzwasser abgeführt werden. Die Umschaltung erfolgt über die Magnetventile V-401, V-402, V-403 und V-404.

Die Primärkreisläufe sind mit präzisen Coriolis-Durchflussmessgeräten (FIC 201, FIC 301) und drehzahlvariablen Pumpen (PU-201, PU-301) ausgestattet. Ausserdem verfügen die Primärkreisläufe jeweils über Mischventile (MV-201, MV-301), welche eine genaue Regelung der Temperatur über Rücklauf-Beimischung ermöglichen. Der zusätzliche Wärmeübertrager zwischen den beiden Primär-

kreisläufen ermöglicht eine interne Wärmerückgewinnung und reduziert damit den Energie- und Kühlwasserverbrauch während der Versuche auf ein Minimum. Zur Vermeidung von Kavitation in den Pumpen ist das gesamte System bedruckt. Die Spezifikationen des Wärmemoduls sind in Tab. 5-1 aufgeführt:

Prozess- / Zustandsgrößen	Min.	Max.	Einheit
Leistung thermisch (Verdampferleistung S/W-WP, W/W-WP)	-	25	kW
Massenströme (Sole, Heizwasser)	0	5000	kg/h
Temperaturbereich Heizwasser	3	80	°C
Temperaturbereich Sole	-35	30	°C

Tab. 5-1: Einsatzbereich des Wärmemoduls zur experimentellen Untersuchung von WP und Klimakälteanlagen.

Das Konzept des Wärmemoduls ermöglicht eine hohe Dynamik bei der Konditionierung der Wärmequelle und -senke. Damit ist es möglich, äusserst stabile Prüfbedingungen zu gewährleisten und bei Bedarf auch dynamische Messungen mit stark ändernden Lasten durchzuführen. Dies ermöglicht die Grenzen von WP und Klimakälteanlagen auszuloten.

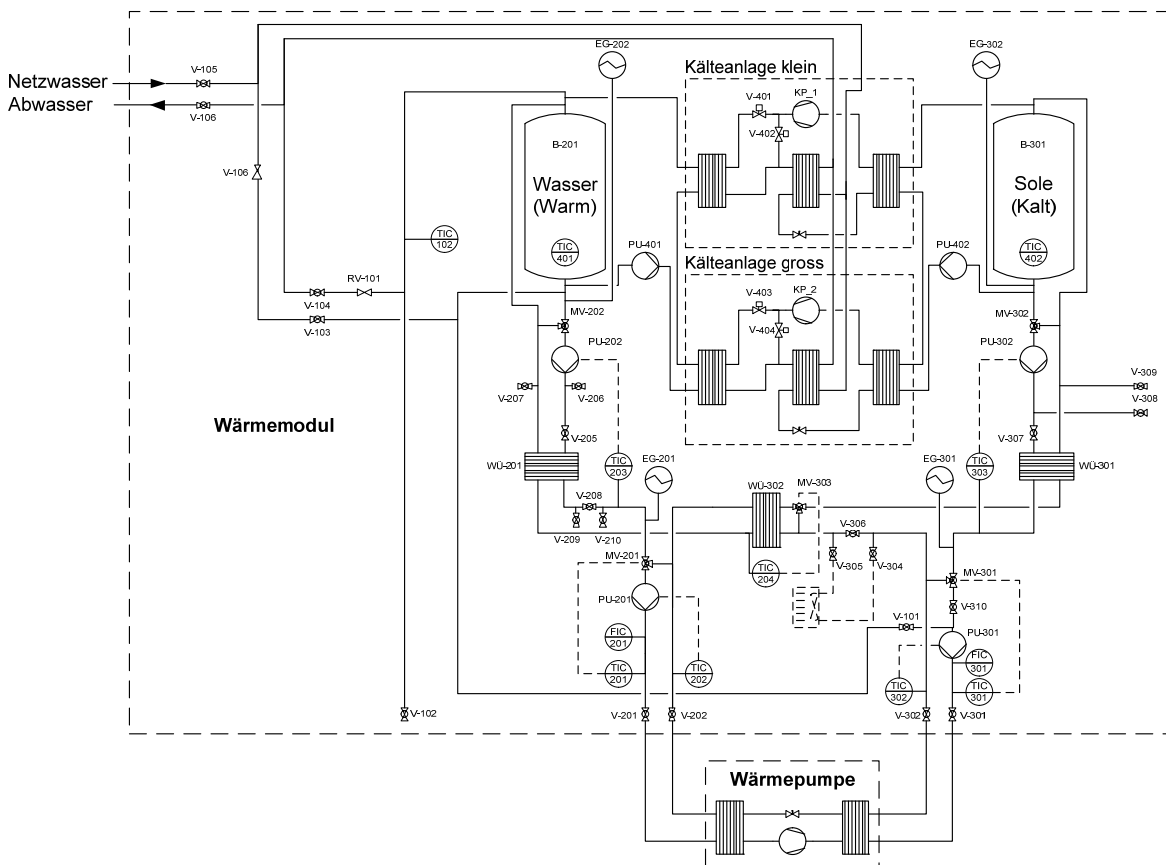


Abb. 5-2: Schematische Darstellung des Wärmemoduls sowie schematische Darstellung der Verschaltung mit der S/W-WP.

### **5.1.2 Einbindung von Sole/Wasser-Wärmepumpen in das Wärmemodul**

In Abb. 5-2 ist die Einbindung der S/W-WP in das Wärmemodul schematisch dargestellt.

Der Kondensator und der Verdampfer der S/W-WP sind mit den Primärkreisläufen des Wärmemoduls gekoppelt. Der Primärkreislauf mit dem Verdampfer ist mit einer Wasser/Glykol-Mischung gefüllt, während der Primärkreislauf mit dem Kondensator mit reinem Wasser gefüllt ist. Die Förderung des Heizwassers und der Sole erfolgt mit Hilfe der drehzahlvariablen Pumpen (PU-201 und PU-301). Die Messung der Durchflüsse der Sole und des Heizwassers erfolgt über die präzisen Coriolis-Durchflussmessgeräte (FIC 201 und FIC 301), welche in den Primärkreisläufen fest installiert sind.

Die Temperaturen der Primärkreisläufe am Verdampfer- und Kondensatoreintritt können über die Mischventile (MV-201 und MV-301) durch Rücklaufbeimischung beeinflusst werden. Zur Reduktion des Energieaufwands der internen Kälteanlagen des Wärmemoduls kann mit Hilfe des Wärmeübertragers WÜ-302 eine interne Energieregeneration erfolgen. In dieser Betriebsweise muss ausschliesslich die innere Kompressorleistung der zu testenden WP über die internen Kälteanlagen des Wärmemoduls abgeführt werden. Weitere Details zur Regelung der Primärkreisläufe sind im nachfolgenden Kapitel 5.1.3 aufgeführt.

### **5.1.3 Regelung**

#### **Temperatur im Kältespeicher**

Die Temperatur der Wasser/Glykol-Mischung im Kältespeicher wird innerhalb eines einstellbaren Bereichs (je nach Betriebsbedingungen der WP) geregelt. Dazu wird wahlweise die grosse oder die kleine Kälteanlage des Wärmemoduls über einen Zweipunktregler im Taktbetrieb betrieben. Überschreitet die Temperatur im Kältespeicher (B-301) den frei wählbaren oberen Grenzwert, wird die Kälteanlage eingeschaltet. Die Wasser/Glykol-Mischung des Kältespeichers wird im Verdampfer der Kälteanlage abgekühlt, bis der untere Grenzwert der Temperatur, welcher ebenfalls frei gewählt werden kann, erreicht ist und die Kälteanlage wieder ausschaltet.

#### **Temperatur im Wärmespeicher**

Mit den Kälteanlagen des Wärmemoduls kann auch der Wärmespeicher (B-201) geladen werden. Die Kälteanlagen können somit gleichzeitig als WP eingesetzt werden. Infolge der Einbindung der S/W-WP in den Prüfstand benötigt dieser immer weniger Wärme- als „Kälteenergie“. Die von den Kälteanlagen erzeugte Wärmeleistung ist jedoch um den Betrag der inneren Kompressorleistungen grösser als die Kälteleistung. Überschüssige Wärme muss deshalb in einem zweiten Kondensator (Netzwasserkondensator) abgeführt werden. Die Kälteanlagen haben deshalb zwei Betriebszustände für die Kondensation des Arbeitsfluids. Muss der Wärmespeicher geladen werden, wird das Arbeitsfluid mit dem Wasser des Wärmespeichers kondensiert und dieses dabei erwärmt. Muss jedoch überschüssige Wärmeleistung abgeführt werden, wird das Arbeitsfluid mit Netzwasser im zusätzlichen Netzwasserkondensator kondensiert.

Unterschreitet die Temperatur im Wärmespeicher den unteren Grenzwert werden die Ventile in den Kälteanlagen so geschaltet, dass das Wasser im Wärmespeicher erwärmt wird. Erreicht die Temperatur im Wärmespeicher den oberen Grenzwert, welcher ebenfalls frei gewählt werden kann, werden die Ventile in den Kälteanlagen so geschaltet, dass die Kondensation in den zusätzlichen Netzwasserkondensatoren erfolgt.

#### **Massenströme und Temperaturen der Sole und des Heizwassers**

Die Förderung der Sole (Wasser/Glykol-Mischung) durch den Verdampfer sowie des Wassers durch den Kondensator erfolgt mit Hilfe der drehzahlvariablen Pumpen PU-201 und PU-301. Beide

Primärkreise verfügen über jeweils ein Coriolis-Durchflussmessgerät (FIC 201 und FIC 301), mit welchen die Istwerte der Massenströme kontinuierlich gemessen werden. Die Pumpendrehzahlen werden durch die Regler so beeinflusst, dass die jeweiligen Istwerte stets den Sollwerten der Massenströme entsprechen.

Die Temperatur des Heizwasserrücklaufs und die der Sole am Verdampfereintritt werden mit Hilfe der Mischventile MV-301 und MV-201 durch Rücklaufbeimischung geregelt. Dazu werden die Istwerte der Soletemperatur am Verdampfereintritt sowie der Heizwassertemperatur am Kondensatoreintritt kontinuierlich gemessen. Die eigentliche Regelung der Soletemperatur am Verdampfereintritt (Solevorlauftemperatur) erfolgt in Abhängigkeit des Massenstroms, welcher den Verdampfer der S/W-WP durchströmt (Solemassenstrom der S/W-WP), der Solerücklauftemperatur (TIC 201), der vom Verdampfer der S/W-WP aufgenommenen thermischen Leistung (Kälteleistung S/W-WP), sowie einer auf der Bedieneroberfläche zu definierenden mittleren Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde. Die sich aufgrund einer mittleren Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde, des Solemassenstroms, der Solerücklauftemperatur und der Kälteleistung einstellende Solevorlauftemperatur wurde mithilfe theoretischer und experimenteller Untersuchungen mathematisiert und in der Regelung des Wärmemoduls hinterlegt (vgl. Kapitel 3.2).

Während des Betriebs der zu testenden WP wird dem Primärkreislauf mit dem Verdampfer der WP kontinuierlich Wärme entzogen, während dem Primärkreislauf mit dem Kondensator kontinuierlich Wärme zugeführt wird. Damit die erforderlichen Temperaturniveaus gehalten werden können, müssen der Solekreislauf (Verdampfer) somit kontinuierlich „beheizt“ und der Heizwasserkreislauf kontinuierlich „gekühlt“ werden. Dies gelingt mit Hilfe der Wärmeübertrager WÜ-201 und WÜ-301 über die Sekundärkreisläufe mit dem „kalten“ und „warmen“ Speicher, welche mit Hilfe der internen Kälteanlagen konditioniert werden. Zur Reduktion des Energieaufwands der internen Kälteanlagen kann eine interne Energieregeneration durch den Wärmeübertrager WÜ-302 erfolgen.

## **5.2 Versuchsdurchführung**

In jedem Versuch werden dem S/W-WP-Prototypen entsprechend dem Versuchsprogramm bestimmte Betriebsbedingungen vorgegeben. Der eigentliche Versuchsablauf erfolgt in Anlehnung an die Prüfnorm EN 14511 [24] gemäss dem nachfolgenden Vorgehen.

### **Phase 1: Anfahren/Vorbehandlungszeit**

Die Versuchsdurchführung beginnt mit dem Anfahren bzw. der Vorbehandlungszeit. Die Sollwerte für die mittlere Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde, den Solemassenstrom, den Heizwassermassenstrom und die Heizwasserrücklauftemperatur werden in der Regelsoftware des WP-Prüfstands eingegeben. Es werden die Regelung aktiviert und der S/W-WP-Prototyp eingeschaltet. Während der Vorbehandlungszeit werden die Sollwerte des Heizwassers und der Sole bei eingeschalteter WP angefahren. Sobald die Sollwerte der Temperaturen und Massenströme erreicht werden, erfolgt die zweite Phase der Versuchsdurchführung.

### **Phase 2: Messzyklus**

Nach Erreichen der gewünschten Betriebsbedingungen wird der eigentliche Messzyklus gestartet. Die S/W-WP wird dabei während einer Dauer von mindestens 30 min im stationären Heizbetrieb betrieben. Nach Beendigung eines Messzyklus erfolgt die Ausserbetriebnahme der Anlage oder das Anfahren neuer Sollwerte gemäss dem Vorgehen aus Phase 1.

Für die Auswertungen werden ausschliesslich die Messwerte der Phase 2 „Messzyklus“ berücksichtigt.

## 6 Auslegung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung

### 6.1 Relevante Betriebszustände für die Auslegung

Analog zur Auslegung von L/W-WP ist die Wahl bzw. die Definition der Betriebspunkte für die Auslegung und Auswahl der Komponenten von S/W-WP stark von den Verläufen der erzeugten Heizleistung, der Verdampferleistung, der Kompressorleistung und des geförderten Arbeitsfluidmassenstromes abhängig. Diese Verläufe werden massgeblich durch das Teillastverhalten des Kompressors sowie durch die angewendete Regelstrategie beeinflusst. Detaillierte Erklärungen zum Teillastverhalten des Kompressors und zur optimalen Regelung sind in Kapitel 7 aufgeführt.

Während bei Ein/Aus-geregelten S/W-WP die erzeugte Heizleistung, die Verdampferleistung, die Kompressorleistung sowie der geförderte Arbeitsfluidmassenstrom „nur“ von der Wärmequelle (Solevorlauftemperatur, Solemassenstrom) und der Wärmesenke (Heizwasserrücklauftemperatur, Heizwassermassenstrom) bestimmt werden, können diese Größen bei leistungsgeregelten S/W-WP zusätzlich massgeblich durch die Kompressorleistung beeinflusst werden. Dadurch ergeben sich für Ein/Aus-geregelte S/W-WP bei einer konstanten mittleren Bohrlochtemperatur, nahezu unabhängige Betriebszustände von der Umgebungstemperatur, relativ konstante Betriebszustände. Bei leistungsgeregelten S/W-WP verändern sich die Betriebszustände bei einer konstanten mittleren Bohrlochtemperatur in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur dagegen markant (vgl. Abb. 6-1 links).

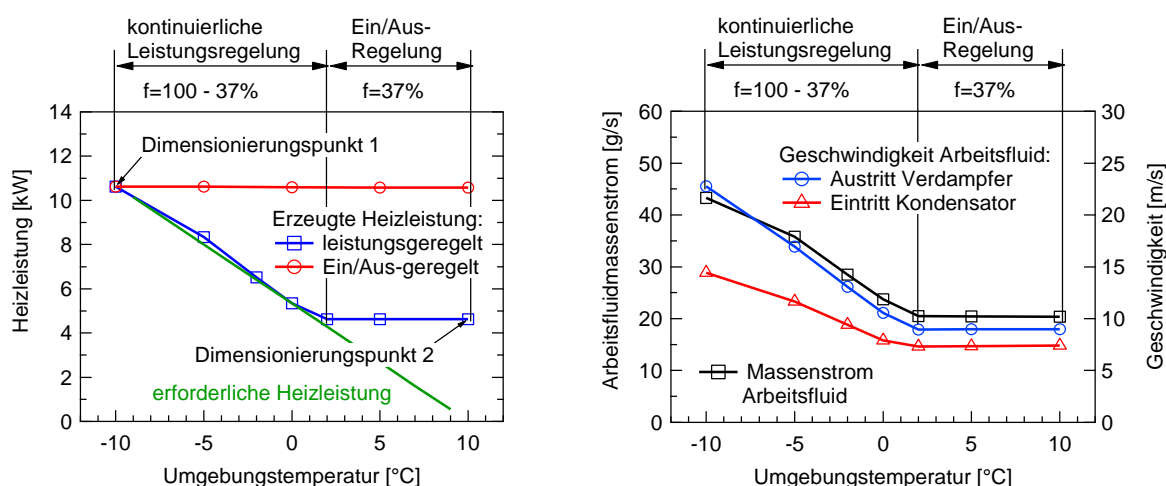


Abb. 6-1: Erforderliche und erzeugte Heizleistungen des Ein/Aus-geregelten sowie des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen (links) und Arbeitsfluidmassenstrom sowie Strömungsgeschwindigkeiten des Arbeitsfluids des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen (rechts) in Funktion der Umgebungstemperatur im Betrieb bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Bei Verwendung von Kompressoren mit weiten zulässigen Regelbereichen kann die erzeugte Heizleistung leistungsgeregelter S/W-WP im Teillast-Betrieb gegenüber der im Volllast-Betrieb erzeugten Heizleistung (bei gegebenem Zustand der Wärmequelle und -senke) um mehr als Faktor 2.5 abnehmen. Dies gilt es insbesondere bei der Dimensionierung und Auswahl des Verdampfers, Kondensators und des Expansionsventils aber auch bei der Dimensionierung der Rohrleitungen des Kältemittelkreislaufs zu beachten. Bei der Auslegung von S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung und der Auswahl der erforderlichen Komponenten müssen zwei (stark unterschiedliche) Betriebspunkte der WP speziell beachtet werden.

### Dimensionierungspunkt 1: Maximale Leistung

Der Dimensionierungspunkt 1 entspricht bei dem in Abb. 6-1 (links) aufgeführten Beispiel dem Betriebspunkt bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur. Zur Deckung der erforderlichen Heizleistung muss der Kompressor in diesem Betriebspunkt bei maximaler Leistung betrieben werden. Somit sind die erzeugte Heizleistung, die Verdampferleistung und der Arbeitsfluidmassenstrom in diesem Betriebszustand maximal. Für diesen Betriebspunkt erfolgen die Auslegung des Kondensators und des Verdampfers gemäss den für die Wärmeübertragung zulässigen Temperaturgefällen. Weiter erfolgt für diesen Betriebspunkt die Auswahl des Expansionsventils.

### Dimensionierungspunkt 2: Minimale Leistung

Der Dimensionierungspunkt 2 entspricht bei dem in Abb. 6-1 (links) aufgeführten Beispiel dem Betriebspunkt bei  $10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur. Die Kompressordrehzahl bzw. das Teillastverhältnis ist in diesem Betriebspunkt minimal, da eine weitere Reduktion nicht möglich oder aus Effizienzgründen nicht sinnvoll ist (vgl. Kapitel 7). Im leistungsgeregelten Betrieb der WP sind in diesem Betriebspunkt sowohl die erzeugte Heizleistung und die Verdampferleistung als auch der Arbeitsfluidmassenstrom minimal. Dies führt dazu, dass in diesem Betriebszustand auch die Strömungsgeschwindigkeit des gasförmigen Arbeitsfluides in der Saugleitung vor dem Kompressor minimal wird. Zur Gewährleistung des Öltransports zurück in den Kompressor müssen die Rohrleitungsquerschnitte des Kältekreislaufs so dimensioniert werden, dass eine minimale Strömungsgeschwindigkeit in der Saugleitung von rund  $4\text{ m/s}$  nicht unterschritten wird. Weiter gilt es zu überprüfen, ob das für den Dimensionierungspunkt 1 ausgewählte Expansionsventil auch in diesem Betriebspunkt eine einwandfreie Funktion gewährleistet. Es ist zudem darauf zu achten, dass infolge der reduzierten Strömungsgeschwindigkeiten des Arbeitsfluids die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator nicht zu stark reduziert wird, d.h. die Funktion der ausgewählten Wärmeübertrager (Verdampfer, Kondensator) ist für die in Dimensionierungspunkt 2 vorherrschenden Bedingungen zu kontrollieren.

## 6.2 Sole/Wasser-Wärmepumpen-Prototypen

Zur Bestätigung des Potenzials der Leistungsregelung und zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurden zwei verschiedene S/W-WP-Prototypen realisiert – eine mit Ein/Aus-Regelung (Abb. 6-2) und eine mit Leistungsregelung. Nachfolgend werden jeweils der Aufbau sowie die Mess- und Regelschemas der beiden S/W-WP-Prototypen dargestellt und beschrieben.

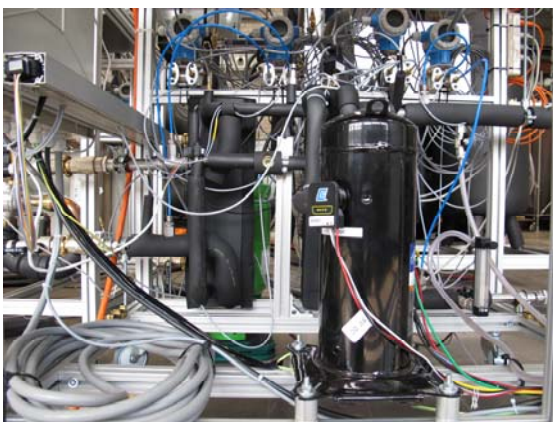


Abb. 6-2: S/W-WP-Prototyp im Labor der HSLU T&A.

Bei der Planung und Auslegung sämtlicher Prototypen wurde darauf geachtet, dass der Prototyp jeweils möglichst einfach aufgebaut wird. Aus diesem Grund wurde bewusst auf nicht zwingend erforderliche Zusatzkomponenten wie z.B. Flüssigkeitssammler oder Sauggasakkumulatoren

verzichtet. Der Einsatz eines internen Wärmeübertragers, um die Überhitzung aus dem eigentlichen Verdampfer „auszulagern“ und somit eine höhere Verdampfungstemperatur zu erzielen, wurde geprüft. Aufgrund der stark variierenden Betriebsbedingungen (vgl. Kapitel 6.1) und der fehlenden „Regelmöglichkeit“ des internen Wärmeübertragers wurde auf dessen Verwendung verzichtet.

Zur Gewährleistung einer möglichst hohen Effizienz wurden der Kondensator und der Verdampfer so ausgelegt, dass die erforderlichen (mittleren) Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung bei Reduktion der Heizleistung im Teillastbetrieb ebenfalls reduziert werden können. Aufgrund des weiten Bereichs der Verdampferleistungen im Betrieb mit kontinuierlicher Leistungsregelung sowie zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz wurden die S/W-WP-Prototypen mit elektronischen Expansionsventilen ausgestattet. Diese gewährleisteten in jedem Betriebszustand der WP eine stabile Regelung kleiner Überhitzungen und damit eine optimale Nutzung des Verdampfers sowie die Erreichung hoher Leistungszahlen.

Zur Erreichung möglichst geringer Druckverluste in den Rohrleitungen des Kältemittelkreislaufs wurden die Rohrleitungsquerschnitte so dimensioniert, dass einerseits der Öltransport im Betriebszustand gemäss Dimensionierungspunkt 2 gerade noch gewährleistet werden kann und andererseits die Druckverluste beim Dimensionierungspunkt 1 möglichst gering bleiben. Sämtliche S/W-WP-Prototypen werden mit dem Kältemittel R410A als Arbeitsfluid betrieben. Die Auslegung der WP-Prototypen erfolgte in enger Zusammenarbeit mit den Industriepartnern Emerson Climate Technologies GmbH und SWEF International AB.

### 6.2.1 Ein/Aus-geregelter Sole/Wasser-Wärmepumpen-Prototyp

#### Schema

Abb. 6-3 zeigt das detaillierte Schema des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen mit den verschiedenen Teilkomponenten. Zusätzlich sind alle Messstellen und das Regelschema angedeutet.

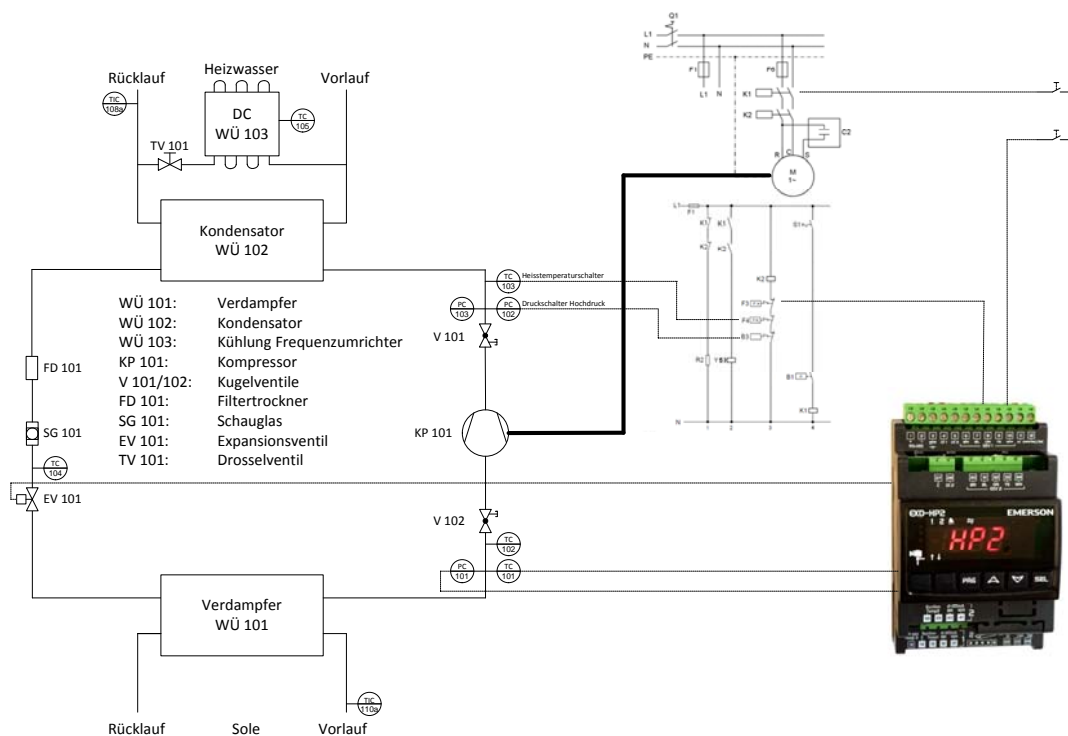


Abb. 6-3: Schema des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen.

Der Ein/Aus-geregelte S/W-WP-Prototyp zeichnet sich durch einen äusserst einfachen Aufbau aus und ist mit einem drehzahlkonstanten Scroll-Kompressor ZH09 der Emerson Climate Technologies GmbH ausgestattet. Die Regelung des verwendeten elektronischen Expansionsventils erfolgt über einen Expansionsventil-Controller ebenfalls der Emerson Climate Technologies GmbH. Zur Freigabe des Expansionsventil-Controllers wird ein Handschalter verwendet. Das Ein- und Ausschalten des Kompressors erfolgt ebenfalls mit Hilfe eines Handschalters.

Der Ein/Aus-geregelte S/W-WP-Prototyp ist mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet, so dass sämtliche relevanten Prozessgrössen (Drücke und Temperaturen) messtechnisch erfasst werden können. Alle Messstellen sind im Schema in Abb. 6-3 dargestellt.

### **Hauptkomponenten**

Nachfolgend werden sämtliche im Schema des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps eingetragenen Komponenten aufgeführt und deren wichtigste Daten beschrieben.

#### ***Kompressor (KP 101)***

Drehzahlkonstanter Scroll-Kompressor ZH09 der Emerson Climate Technologies GmbH. Bei der ZH-Serie der Emerson Climate Technologies GmbH handelt es sich um eine Kompressor-Baureihe, welche speziell für die WP-Anwendung entwickelt wurde und sich insbesondere durch hohe Effizienzwerte sowie geringe Schallwerte auszeichnet.

#### ***Verdampfer (WÜ 101) und Kondensator (WÜ 102)***

Gelöteter Plattenverdampfer Q80Tx40 und gelöteter Plattenkondensator B80Tx30 der SWEP International AB. Die Auslegung des Verdampfers und des Kondensators erfolgte in enger Zusammenarbeit mit der SWEP International AB gemäss den in Kapitel 6.1 dargestellten relevanten Betriebszuständen mit dem Ziel der Erreichung möglichst geringer erforderlicher Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung.

#### ***Expansionsventil (EV 101)***

Elektronisches Expansionsventil EXM-B0E mit Schrittmotorantrieb der Emerson Climate Technologies GmbH. Die Steuerung des Expansionsventils erfolgt über den Expansionsventil-Controller EXD-HP1 ebenfalls von der Emerson Climate Technologies GmbH.

### **Zusatzkomponenten**

#### ***Absperrventile***

Absperrkugelhahn inkl. Schrader für das rasche Wechseln des Kompressors.

#### ***Schauglas mit Feuchtigkeitsindikator***

Castel 3940-5

#### ***Filtertrockner***

ALCO ADK-165S

### **Sicherheitseinrichtungen**

Der Ein/Aus-geregelte S/W-WP-Prototyp verfügt über hardware- und softwaremässige Sicherheitseinrichtungen. Der Prototyp ist gegen zu hohe Kondensationsdrücke sowie gegen zu hohe Heissgas-temperaturen hardwaremässig abgesichert. Die Absicherung gegen zu tiefe Verdampfungsdrücke erfolgt softwaremässig über den Expansionsventil-Controller EXD-HP1.

### Hochdruckpressostat

ALCO PS3-W6S 40/33. Der Hochdruckpressostat unterbricht die Stromzufuhr des Kompressors bei einem maximalen Kondensationsdruck von 40 bar(a) und gibt diese erst wieder frei, wenn der Kondensationsdruck unter 33 bar(a) abgesunken ist.

### Temperaturschalter Heissgas

Temperaturwächter TB05-BB5D-135 mit einer Schalttemperatur von 135°C. Der Temperaturschalter ist mit dem Hochdruckpressostat in Serie geschaltet und führt bei einem Ansprechen ebenfalls zu einem Unterbruch der Stromzufuhr des Kompressors. Die Rückstelltemperatur beträgt 100°C.

## 6.2.2 Leistungsgeregelter Sole/Wasser-Wärmepumpen-Prototyp

Nach Abschluss der experimentellen Untersuchungen des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen wurde dieser gemäss dem in Abb. 6-4 dargestellten Schema umgebaut und dabei mit einem drehzahlvariablen Scroll-Kompressor ausgestattet. Beim verwendeten Kompressor handelt es sich um einen ZPV36 Inverter-Scroll-Kompressor der Emerson Climate Technologies GmbH, welcher über die Drehzahlvariation mittels Inverter eine kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht. Aufgrund des grossen zulässigen Drehzahlbereichs von  $1800 \text{ min}^{-1}$  bis  $7000 \text{ min}^{-1}$  ist die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung über einen weiten Bereich von Wärmequellen- und Wärmesenkenzuständen möglich.

Abb. 6-4 zeigt das Schema des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen mit dem ZPV36 Inverter-Scroll-Kompressor. Zusätzlich zu den verschiedenen Teilkomponenten der WP sind die Messstellen angeführt und das Regelschema angedeutet.

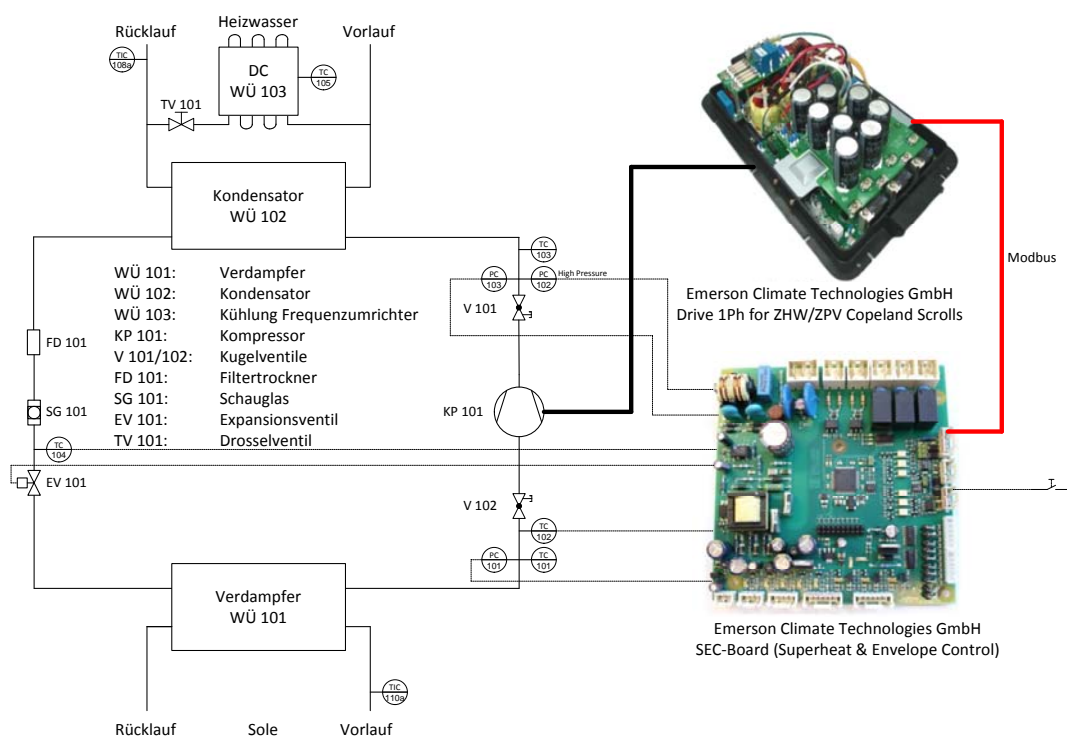


Abb. 6-4: Schema des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen.

Analog zum Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen ist auch der leistungsgeregelte Prototyp mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet, so dass alle relevanten Prozessgrössen (Drücke und

Temperaturen) messtechnisch erfasst werden können. Sämtliche Messstellen sind im Schema in Abb. 6-4 dargestellt.

Die Ansteuerung des Kompressors bzw. des Inverters erfolgt mittels Modbus-Schnittstelle mit Hilfe einer von der Emerson Climate Technologies GmbH zur Verfügung gestellten Bedienersoftware. Über die entsprechende Bedieneroberfläche können die erforderliche Kompressordrehzahl und weitere Spezifikationen, wie z.B. die Steilheit der Drehzahlrampen bei einer Drehzahländerung, eingegeben und definiert werden. Das Inverter-System ist mit einem zusätzlichen Controller (SEC Main Board) ausgestattet, welcher das gesamte Sicherheitsmanagement des Kompressorsystems übernimmt. Beispielsweise erfolgen durch diesen Controller die Absicherung gegen zu hohe Kondensationsdrücke, zu hohe Heissgastemperaturen sowie die Absicherung gegen schädliche Betriebszustände, welche ausserhalb des zulässigen Kompressorkennfelds liegen (Envelope Control).

Die Regelung des Expansionsventils erfolgt ebenfalls über den Controller des Kompressors bzw. des Inverters (SEC Main Board). Die Sollwerte der Überhitzung sowie die Regelparameter des Überhitzungsreglers können ebenfalls über die Bedieneroberfläche der Emerson Climate Technologies GmbH eingegeben werden.

### **Hauptkomponenten**

Die mit dem Inverter-Scroll-Kompressor ZPV36 im Vollastbetrieb (Kompressordrehzahl  $7000 \text{ min}^{-1}$ ) erzeugte Heizleistung ist nahezu identisch mit der erzeugten Heizleistung des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen. Sämtliche Hauptkomponenten konnten daher vom Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen übernommen werden. Nachfolgend wird deshalb lediglich auf den Kompressor eingegangen, da die restlichen Komponenten bereits in Kapitel 6.2.1 beschrieben wurden.

#### ***Kompressor (KP 101)***

Inverter-Scroll-Kompressor ZPV36 mit Permanentmagnetmotor der Emerson Climate Technologies GmbH mit einem stufenlosen Drehzahlbereich von  $1800 \text{ min}^{-1}$  bis  $7000 \text{ min}^{-1}$ , was einem Frequenzbereich von 30-117 Hz entspricht. Innerhalb dieses Drehzahlbereichs treten keinerlei Resonanz-Effekte auf. Die Kühlung des erforderlichen Inverters erfolgt mit Hilfe des „kalten“ Heizwasser-Rücklaufs. Der ZPV36 Inverter-Scroll-Kompressor zeichnet sich durch die hohen erreichbaren Effizienzwerte im Betrieb bei tiefen Heizwassertemperaturen und Quellentemperaturen aus und ist damit insbesondere für die Anwendung in S/W-WP geeignet. Bei Verwendung dieses Kompressors ist eine konventionelle Brauchwarmwasseraufbereitung mit Vorlauftemperaturen von  $60^\circ\text{C}$  bei tiefen Quellentemperaturen, welche zu Verdampfungstemperaturen unter  $-2^\circ\text{C}$  führen, nicht möglich. Abhilfe können hier spezielle Frischwassersysteme mit tieferen Speichertemperaturen im Bereich von rund  $50^\circ\text{C}$  schaffen. Bei höheren Quellentemperaturen und entsprechend höheren Verdampfungstemperaturen ist dagegen eine konventionelle Brauchwarmwasseraufbereitung mit Vorlauftemperaturen von knapp über  $60^\circ\text{C}$  möglich.

### **Zusatzkomponenten/Sicherheitseinrichtungen**

Sämtliche Zusatz- und Sicherheitskomponenten wurden vom Ein/Aus-geregelten Prototyp übernommen. Die Absicherung gegen zu hohe Kondensationsdrücke und zu hohe Heissgastemperaturen mit Hilfe des Druck- und Temperaturschalters erfolgt nicht wie beim Ein/Aus-geregelten Prototypen über eine Relais-Lösung sondern über den System-Controller (SEC Main Board) des Kompressorsystems. Im Falle einer Überschreitung des maximalen Kondensationsdrucks oder der maximalen Heissgastemperatur wird die Stromzufuhr des Kompressorsystems nicht unterbrochen. Stattdessen wird der Kompressor durch den System-Controller kontrolliert heruntergefahren und ausgeschaltet. Die Absicherung gegen zu tiefe Verdampfungstemperaturen erfolgt ebenfalls über den Controller des Kompressorsystems.

## **7 Regelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung**

### **7.1 Einleitung**

In Kapitel 2 wurde gezeigt, dass die Ursache für die bedingt gute Effizienz von WP mit Ein/Aus-Regelung die ungünstige Charakteristik ist, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Mit steigender Umgebungstemperatur nimmt die erforderliche Heizleistung des Gebäudes gemäss Heizkurve ab. Unter der Annahme ungefähr konstanter Erdreichtemperaturen bleibt die erzeugte Heizleistung von S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung dagegen unabhängig von der Umgebungstemperatur während der gesamten Heizperiode nahezu konstant. Dieses Verhalten hat zur Folge, dass mit steigender Umgebungstemperatur die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator ungefähr konstant bleiben, eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher und erzeugter Heizleistung entsteht, der erzeugte Temperaturhub gegenüber dem idealen Temperaturhub weniger stark abnimmt als möglich und der exergetische Wirkungsgrad sich deutlich reduziert. In Kapitel 2 wurde weiter gezeigt, dass sich durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mit einer geeigneten Leistungsregelung die Effizienz von S/W-WP steigern lässt. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der umgewälzte Kältemittelmassenstrom geregelt werden. Dazu eignen sich verschiedene Strategien, wie z.B. eine Drehzahlregelung des Kompressors mit Hilfe eines geeigneten Frequenzumrichters.

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zeigen, dass bei S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressor-Systems (Kompressor und Frequenzumrichter) einen grossen Einfluss auf die erreichbaren JAZ hat [16] [17]. Der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressor-Systems hat nebst dem Einfluss auf die Leistungs- und Jahresarbeitszahl insbesondere auch einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors. Nachfolgend wird aufgezeigt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressor-Systems auf die erreichbare Effizienz auswirkt bzw. ob ein Kompressor mit einem bestimmten Verhalten des Teillast-Wirkungsgrades überhaupt für die Verwendung in einer leistungsgeregelten S/W-WP geeignet ist. Weiter wird aufgezeigt, wie sich der Teillast-Wirkungsgrad auf die optimale Regelung des Kompressors auswirkt bzw. wie die optimalen Einstellungen des Kompressors im Teillastbetrieb der WP ermittelt werden können. In einem weiteren Schritt wird zusätzlich die optimale Einstellung der Soleumwälzpumpe diskutiert, welche ebenfalls einen massgeblichen Einfluss auf die Effizienz leistungsgeregelter S/W-WP haben kann.

### **7.2 Einflussgrösse Teillast-Wirkungsgrad Kompressor-System**

In einem ersten Schritt wird der Einfluss des Teillast-Wirkungsgrades des Kompressor-Systems auf die Effizienz der WP und die optimale Regelung des Kompressors diskutiert. Für eine einfachere Interpretation wird die elektrische Leistungsaufnahme der Soleumwälzpumpe bei den in diesem Abschnitt ausgewiesenen Leistungszahlen nicht berücksichtigt. Der Teillast-Wirkungsgrad ist hier als das Verhältnis zwischen dem Gesamtwirkungsgrad bei jeweiligem Teillastverhältnis und dem Gesamtwirkungsgrad bei Vollast bzw. dem Gesamtwirkungsgrad beim Teillastverhältnis mit maximaler Effizienz definiert.

#### **7.2.1 Voraussetzungen an regelbare Kompressoren für Wärmepumpen**

Aufgrund des markanten Einflusses auf die erreichbare Effizienz muss ein Kompressor-System bezüglich des Teillastverhaltens bestimmte Voraussetzungen erfüllen, damit sich die Verwendung eines jeweiligen Kompressors in leistungsgeregelten S/W-WP überhaupt lohnt, d.h. nicht jeder Kompressor ist für den Einsatz in leistungsgeregelten WP gleichermaßen geeignet.

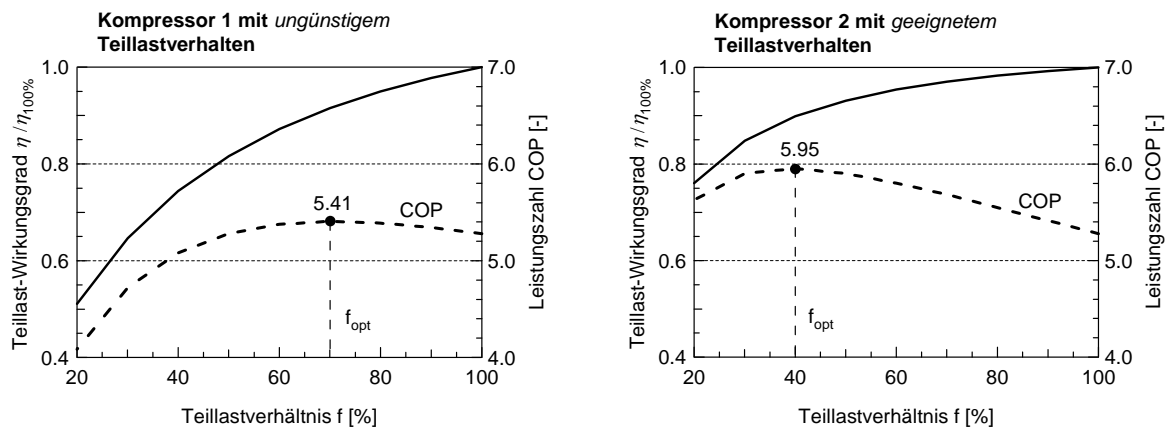


Abb. 7-1: Beispielhafter Verlauf des Teillastwirkungsgrades und der Leistungszahl (ohne Soleumwälzpumpe) in Funktion des Teillastverhältnisses eines Kompressors mit ungünstigem (links) sowie mit geeignetem (rechts) Teillastverhalten aus Simulationen für 6°C Umgebungstemperatur, 9.5°C mittlere Bohrlochtemperatur und Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Abb. 7-1 zeigt die beispielhaften Verläufe der Teillast-Wirkungsgrade eines regelbaren Kompressors mit „ungünstigem“ bzw. „günstigem“ Teillastverhalten. Es handelt sich hierbei um virtuelle, aber realistische Beispiele des Teillastverhaltens, welche eine einfache Interpretation des Einflusses des Teillast-Wirkungsgrades erlauben. Es wird hier angenommen, dass das Teillastverhältnis (Verhältnis von gefördertem Arbeitsfluidmassenstrom im Teillastbetrieb und Arbeitsfluidmassenstrom bei Volllast) jeweils in einem Bereich von 20%-100% eingestellt werden kann, was in etwa dem Bereich typischer regelbarer Kompressoren entspricht.

Unabhängig von den Verläufen der Teillastwirkungsgrade lässt sich die erzeugte Heizleistung durch Reduktion des Teillastverhältnisses mit beiden Kompressoren wirksam reduzieren. Infolgedessen ist mit beiden Kompressoren eine Reduktion der Temperaturgefälle in den Wärmeübertrager und damit des Temperaturhubs im Teillastbetrieb der WP möglich. Die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ist damit grundsätzlich unabhängig vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades möglich. Die maximal mögliche Reduktion der erzeugten Heizleistung wird einzig durch das minimal zulässige Teillastverhältnis des Kompressors beschränkt.

Im Gegensatz zur Reduktion der Heizleistung sind die mit sinkendem Teillastverhältnis erreichbare Reduktion der Kompressorleistung und die resultierende Effizienzsteigerung stark vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades des jeweiligen Kompressors abhängig. Mit dem in Abb. 7-1 (links) dargestellten ungünstigen Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades kann die Kompressorleistung durch die Reduktion des Teillastverhältnisses nur bedingt reduziert werden. Demgegenüber kann die Kompressorleistung bei Verwendung eines Kompressors mit höherem Teillast-Wirkungsgrad deutlich stärker reduziert werden, was sich markant auf die resultierende Leistungszahl im Teillastbetrieb auswirkt. Kompressor 1 mit dem ungünstigen Teillastverhalten ermöglicht infolge der Reduktion des Teillastverhältnisses nur einen leichten Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.41 bei einem Teillastverhältnis von 70% (Abb. 7-1 links). Demgegenüber ermöglicht Kompressor 2 einen Anstieg der Leistungszahl von 5.28 bei Volllast auf 5.95 bei einem Teillastverhältnis von 40% (Abb. 7-1 rechts).

Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter S/W-WP mit Leistungsregelung ist der Einsatz von Kompressor-Systemen mit hohen Teillast-Wirkungsgraden über einen weiten Regelbereich. Dies gilt es bei der Auswahl des Kompressors zwingend zu berücksichtigen. Kompressor-Systeme mit einem eher ungünstigen Teillastverhalten wie z.B. gemäss Abb. 7-1 (links) sind für die

Verwendung in einer leistungsgeregelten S/W-WP nur bedingt geeignet, da diese gegenüber S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung keine oder nur sehr geringe Effizienzverbesserungen ermöglichen.

### **7.2.2 Einfluss des Teillast-Wirkungsgrades auf die optimale Regelung**

Die beispielhaften Verläufe aus Abb. 7-1 zeigen deutlich, dass der Teillast-Wirkungsgrad des Kompressor-Systems einen erheblichen Einfluss auf die Effizienz und die optimale Regelung leistungsgeregelter S/W-WP hat. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad des Kompressors im Teillastbetrieb ab, kann dies bei „ungünstiger“ Regelung, beispielsweise bei einer konsequenten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung, dazu führen, dass die Effizienz unter diejenige Ein/Aus-geregelter Anlagen absinkt. Damit dies vermieden werden kann, muss die Regelung des Kompressors bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors und des gesamten WP-Systems abgestimmt werden. Nachfolgend wird dargestellt, was bei der Regelung des Kompressors im Teillastbetrieb der WP, also im Betrieb bei Umgebungstemperaturen oberhalb der Auslegungstemperatur, berücksichtigt werden muss.

Die optimale Regelung bedingt, dass ein minimales bzw. optimales Teillastverhältnis des Kompressors, welches massgeblich von den Teillastverhalten des Kompressors und des WP-Systems abhängig ist, zu keinem Zeitpunkt unterschritten wird. Bei Verwendung eines idealen Kompressors ohne Teillastverluste wirken im Teillastbetrieb der WP lediglich die erforderliche Heizleistung und der regelbare Bereich des Kompressors limitierend bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses. Treten im Teillastbetrieb keine zusätzlichen Verluste im Kompressor auf, wirkt sich die Reduktion des Teillastverhältnisses und somit der Heizleistung stets positiv auf die Effizienz der WP aus. Zur Erreichung einer maximalen Effizienz kann der regelbare Bereich eines solchen Kompressors vollständig ausgenutzt und die erzeugte Heizleistung soweit möglich kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden.

Bei realen Kompressoren treten insbesondere im Teillastbetrieb Verluste (Teillastverluste) auf, welche die erreichbare Effizienz der WP reduzieren. Aus diesem Grund gibt es im Teillastbetrieb der WP (bei Umgebungstemperaturen oberhalb der Auslegungstemperatur) nebst dem regelbaren Bereich des Kompressors insbesondere zwei weitere limitierende Faktoren bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses bzw. der Drehzahl des Kompressors. Diese zwei limitierenden Faktoren gilt es zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz zwingend zu berücksichtigen. Untersuchungen diesbezüglich zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb durch zwei Faktoren limitiert wird: Einerseits durch die vom Gebäude erforderliche Heizleistung und andererseits durch die maximal erreichbare Effizienz.

In Abb. 7-2 sind die Verläufe der erforderlichen Heizleistung sowie die am leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen gemessenen Verläufe der erzeugten Heizleistung und der Leistungszahl (ohne Soleumwälzpumpe) in Funktion der Kompressordrehzahl im Betrieb bei zwei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen dargestellt. Es handelt sich dabei um Messdaten, welche bei 0°C und 10°C Umgebungstemperatur, jeweils 6°C mittlerer Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde und Heizwasserzuständen gemäss der Heizkurve „sanierter Altbau“ erhoben wurden.

Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$  auf, welche zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat (Abb. 7-2). Ist die Kompressordrehzahl  $n_{match}$ , welche einer exakten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung entspricht, grösser als die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , wie dies im Betrieb bei 0°C Umgebungstemperatur der Fall ist, wirkt lediglich die erforderliche Heizleistung bezüglich der maximalen Reduktion des Teillastverhältnisses bzw. der Kompressordrehzahl limitierend (Abb. 7-2 links). Durch die vollständige Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung lässt sich die Leistungszahl von 2.75 bei einer Kompressordrehzahl von  $7000 \text{ min}^{-1}$  auf 3.55 im Betrieb bei angepasster Heizleistung steigern (Kompressordrehzahl  $n_{match} = 3800 \text{ min}^{-1}$ ). Der Verlauf der

Leistungszahl in Funktion der Kompressordrehzahl in Abb. 7-2 (links) zeigt, dass die Effizienz der leistungsgeregelten S/W-WP bei diesen Betriebsbedingungen noch weiter verbessert werden könnte, wenn die Kompressordrehzahl weiter reduziert würde. Dies ist jedoch nicht zulässig, da die erforderliche Heizleistung infolge einer weiteren Reduktion der Kompressordrehzahl auf  $n_{\text{opt}} = 2600 \text{ min}^{-1}$  nicht mehr gedeckt werden könnte. In diesem Fall ( $n_{\text{opt}} < n_{\text{match}}$ ) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, begrenzt.

Müsste die optimale Kompressordrehzahl  $n_{\text{opt}}$  zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden ( $n_{\text{opt}} > n_{\text{match}}$ ), wie dies im Betrieb bei  $10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur der Fall ist, darf die erzeugte Heizleistung aus Effizienzgründen nicht vollständig der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Die bestmögliche Effizienz der WP resultiert bei einer Kompressordrehzahl von  $n_{\text{opt}} = 2600 \text{ min}^{-1}$ . Bei diesen Betriebsbedingungen beträgt die Leistungszahl 4.20, die erforderliche Heizleistung 2.6 kW und die erzeugte Heizleistung 4.6 kW. Die WP muss somit zur Erreichung maximaler Leistungszahlen bei reduzierter Leistung (Kompressordrehzahl  $n_{\text{opt}} = 2600 \text{ min}^{-1}$ ) im Taktbetrieb (Ein/Aus-Regelung) betrieben werden. Wird die erzeugte Heizleistung dagegen vollständig der erforderlichen Heizleistung angepasst, hat dies aufgrund des Teillastverhaltens eine nicht zu vernachlässigende Effizienzeinbusse zur Folge. Die Leistungszahl wird infolge der strikten Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung durch Reduktion der Kompressordrehzahl auf  $n_{\text{match}} = 1800 \text{ min}^{-1}$  auf 3.95 reduziert. In diesem Betriebsfall bei  $10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur ( $n_{\text{opt}} > n_{\text{match}}$ ) wird die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl somit durch die maximal erreichbare Effizienz begrenzt (Abb. 7-2 rechts).

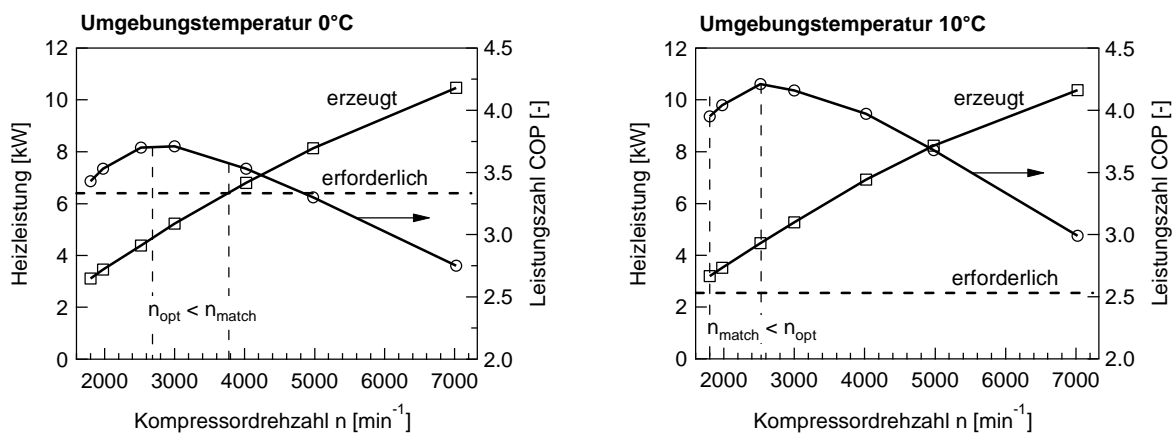


Abb. 7-2: Erforderliche und erzeugte Heizleistung sowie Leistungszahl (ohne Soleumwälzpumpe) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZPV 36) in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für  $0^\circ\text{C}$  (links) und  $10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur (rechts),  $6^\circ\text{C}$  mittlere Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe und Heizkurve „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^\circ\text{C}/38^\circ\text{C}$  bei  $-10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur).

Erfolgt die Regelung des Kompressors gemäss dem hier beschriebenen Vorgehen können das Teillastverhalten eines jeweiligen Kompressors bestmöglich ausgenutzt und so die Leistungszahlen maximiert werden. Wird diese Regelstrategie dagegen missachtet und wird eine konsequente Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung durch Ausnutzung des gesamten Bereichs der Teillastverhältnisse bzw. der Kompressordrehzahl umgesetzt, können markante Effizienzeinbussen resultieren. Bei der Verwendung von Kompressoren mit stark abfallenden Teillast-Wirkungsgraden kann die strikte Anpassung der erzeugten Heizleistung sogar dazu führen, dass die Leistungszahl unter diejenige abfällt, welche mit einer einfachen Ein/Aus-Regelung erreicht werden kann. Umso besser das Teillastverhalten bzw. der Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades eines Kompressors ist, desto grösser wird der Bereich des Teillastverhältnisses, welcher für eine effiziente

Leistungsregelung gemäss den vorgängigen Beschreibungen verwendet werden kann. Ausserdem wirkt sich eine „falsche“ Regelung des Kompressors deutlich weniger nachteilig auf die Effizienz der S/W-WP aus.

### 7.2.3 Abhängigkeiten des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors

Die in Abb. 7-2 dargestellten Verläufe der Leistungszahlen in Funktion des Teillastverhältnisses verdeutlichen, dass das Teillastverhältnis realer, mit Verlust behafteter Kompressoren nicht beliebig reduziert werden darf, da eine zu starke Reduktion eine Verschlechterung der erreichbaren Effizienz des WP-Systems zur Folge hat. Wie stark das Teillastverhältnis zur Erreichung bestmöglicher Leistungszahlen reduziert werden darf, ist neben der erforderlichen Heizleistung massgeblich vom Verlauf des Teillast-Wirkungsgrades des verwendeten Kompressors abhängig. Bei der Umsetzung der optimalen Regelung des Kompressors muss der/die Entwicklungsingenieur/-in das Teillastverhalten des Kompressors genau kennen und sich bewusst sein, welche Grössen das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl beeinflussen. Aus diesem Grund wird nachfolgend dargestellt, wie sich unterschiedliche quellen- und senkenseitige Betriebsbedingungen der WP auf das optimale Teillastverhältnis, welches aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, auswirken.

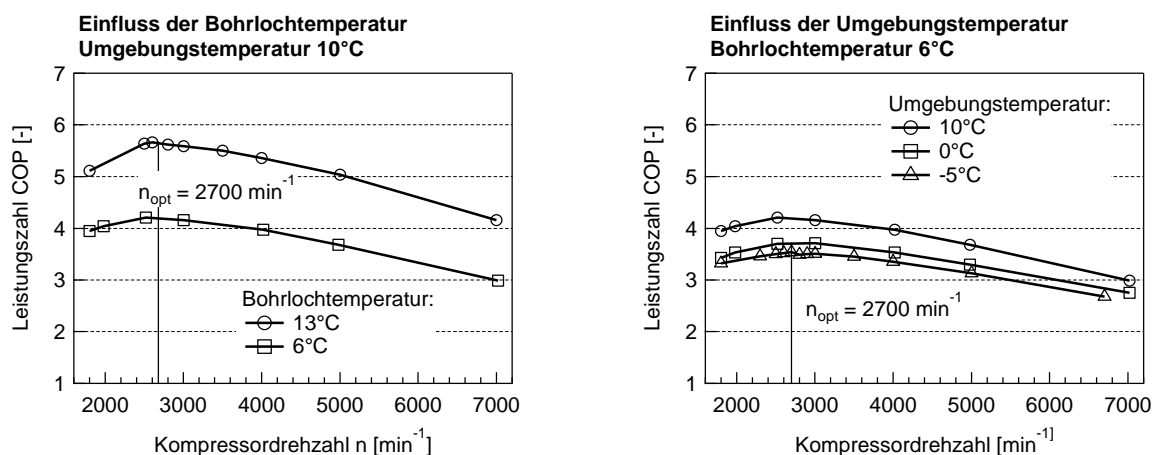


Abb. 7-3: Leistungszahl (ohne Soleumwälzpumpe) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson Copeland ZPV 36) in Funktion der Kompressordrehzahl aus Messungen für unterschiedliche Umgebungstemperaturen (-5°C, 0°C und 10°C) sowie für unterschiedliche mittlere Bohrlochtemperaturen (6°C und 13°C) und Heizkurve „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

In Abb. 7-3 sind die Verläufe der gemessenen Leistungszahlen der leistungsgeregelten S/W-WP mit dem Inverter-Scroll-Kompressor (Emerson-Copeland ZPV36) ohne Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe in Funktion der Kompressordrehzahl für unterschiedliche Umgebungstemperaturen und Bohrlochtemperaturen dargestellt. Die Untersuchungen bestätigen, dass die optimale Kompressordrehzahl  $n_{opt}$ , welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden sollte, nahezu unabhängig von den quellen- und senkenseitigen Betriebsbedingungen, wie z.B. der Umgebungstemperatur (Abb. 7-3 rechts) oder der Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde, ist (Abb. 7-3 links).

Die Tatsache, dass die optimale Kompressordrehzahl für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig von den quellen- und senkenseitigen Betriebsbedingungen der S/W-WP mit relativ geringem Aufwand experimentell ermittelt werden kann, reduziert den Aufwand bei der Entwicklung der optimalen Regelung von S/W-WP mit Leistungsregelung massgeblich.

### 7.3 Optimale Regelung der Soleumwälzpumpe von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung

Zur Erreichung einer bestmöglichen Effizienz bei S/W-WP mit Leistungsregelung müssen nicht nur die Kompressorleistung, sondern auch der Solemassenstrom in jedem Zeitpunkt so gewählt werden, dass die Leistungszahl inkl. Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe maximal wird (Abb. 7-4). Die diesbezüglich durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass eine simultane Leistungsregelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe nicht zwingend erforderlich und stattdessen bei bestmöglicher Wahl des Solemassenstroms eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist. Wird lediglich der Kompressor leistungsgeregt, hat die Wahl des Solemassenstroms aufgrund der Abhängigkeit der Pumpenleistung vom Solemassenstrom jedoch einen erheblichen Einfluss auf die optimale Regelung des Kompressors sowie auf die resultierende Effizienz der S/W-WP. Insbesondere im Teillastbetrieb können zu hohe Solemassenströme die erreichbaren Leistungszahlen mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe stark nachteilig beeinflussen (Abb. 7-4 rechts). Bei einem Solemassenstrom von 2100 kg/h kann die Leistungszahl mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe durch die Reduktion der Kompressorleistung von rund 3.0 bei Volllast auf maximal 3.9 bei einem Teillastverhältnis von 43% ( $3000 \text{ min}^{-1}$ ) gesteigert werden (Abb. 7-4 rechts). Bei einem Solemassenstrom von 1565 kg/h kann die Leistungszahl dagegen von 3.0 bei Volllast auf 4.2 bei einem Teillastverhältnis von 36% ( $2500 \text{ min}^{-1}$ ) gesteigert werden (Abb. 7-4 rechts). Weiter wird infolge zu hoher Solemassenströme der mit Effizienzsteigerungen verbundene, nutzbare Bereich der Teillastverhältnisse des Kompressors reduziert, d.h. die optimale Kompressorleistung, welche aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, verschiebt sich mit zunehmendem Solemassenstrom zu höheren Drehzahlen (Abb. 7-4 rechts).

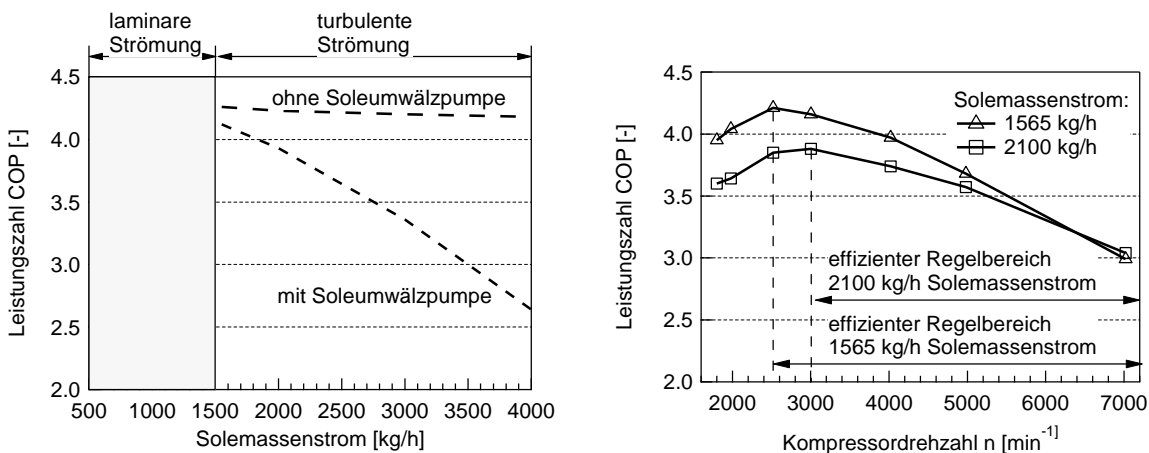


Abb. 7-4: Links: Leistungszahl mit und ohne Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe in Funktion des Solemassenstroms aus Simulationen bei  $2500 \text{ min}^{-1}$  Kompressordrehzahl (Emerson Copeland ZPV36),  $10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur,  $6^\circ\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, Erdwärmesondentiefe 100 m und Heizkurve „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^\circ\text{C}/38^\circ\text{C}$  bei  $-10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur). Rechts: Leistungszahl mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe in Funktion der Kompressordrehzahl (Emerson Copeland ZPV36) aus Messungen mit 2100 kg/h und 1565 kg/h Solemassenstrom,  $10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur,  $6^\circ\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe und Heizkurve „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^\circ\text{C}/38^\circ\text{C}$  bei  $-10^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur).

Experimentelle Untersuchungen bezüglich des optimalen Solemassenstroms bestätigen, dass dieser zur Erreichung bestmöglicher Leistungs- und Jahresarbeitszahlen nicht geregelt werden muss, grundsätzlich jedoch so klein wie möglich gewählt werden sollte. Wichtig dabei ist jedoch, dass der Solemassenstrom so gewählt wird, dass die Strömung in der Erdwärmesonde konsequent im

turbulenten Bereich liegt, da ein Unterschreiten des turbulenten Bereichs (laminare Strömung) eine massgebliche Verschlechterung der Wärmeübertragung in der Erdwärmesonde zur Folge hat. Aus diesem Grund gilt es den laminaren Strömungsbereich in der Erdwärmesonde zwingend zu vermeiden (Abb. 7-4 links) und den Solemassenstrom so einzustellen, dass gerade noch eine turbulente Strömung gewährleistet werden kann.

#### **7.4 Wegleitung: optimale Regelung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit Leistungsregelung**

Im BFE-Forschungsprojekt „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] wurde gezeigt, dass effiziente L/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung zwingend eine simultane Leistungsregelung von Kompressor und Ventilator erfordern. Demgegenüber zeigen die im vorliegenden Projekt durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen, dass bei S/W-WP mit Leistungsregelung unter Einhaltung bestimmter Voraussetzungen eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist.

Nachfolgend wird aufgezeigt, was bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors von S/W-WP mit Leistungsregelung beachtet werden muss. Wird das nachfolgend beschriebene Vorgehen zur Ermittlung des erforderlichen Solemassenstroms sowie der optimalen Kompressordrehzahl eingehalten und die Regelung gemäss der dargestellten Strategie umgesetzt, resultieren im Vergleich zur Ein/Aus-Regelung auch bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors erhöhte Leistungs- und Jahresarbeitszahlen.

##### **1. Ermittlung des optimalen Solemassenstromes**

Bei der Regelstrategie der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors wird die Soleumwälzpumpe unabhängig vom Betriebszustand bei konstanter Drehzahl und damit bei konstanter Leistung betrieben. Da die Soleumwälzpumpe bei dieser Regelstrategie mit konstanter Leistung, im Gegensatz zur Ein/Aus-Regelung, nahezu kontinuierlich arbeitet, entscheiden neben dem Teillastverhalten des Kompressors, der Gesamtwirkungsgrad sowie die aufgenommene elektrische Leistung der Soleumwälzpumpe, ob eine Effizienzsteigerung der WP gelingt. Zwingende Voraussetzungen bei dieser Regelstrategie sind daher der Einsatz effizienter Soleumwälzpumpen sowie die geeignete Wahl des Solemassenstroms gemäss den in Kapitel 7.3 dargestellten Beschreibungen.

Sind die Spezifikationen der Erdwärmesonde, wie z.B. die geometrischen Abmessungen bekannt, kann der optimal bzw. minimal erforderliche Solemassenstrom rechnerisch ermittelt werden. Hierzu wird basierend auf den geometrischen Abmessungen der Erdwärmesonde und den Stoffdaten der Sole die kritische Reynoldszahl (Übergang zwischen laminarer und turbulenter Strömung) bestimmt. Anschliessend können mit Hilfe der kritischen Reynoldszahl die minimal erforderliche Strömungsgeschwindigkeit und damit der minimal erforderliche bzw. der optimale Solemassenstrom bestimmt werden.

##### **2. Ermittlung des optimalen Teillastverhältnisses des Kompressors / der optimalen Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb**

Bei bekannter Konfiguration der S/W-WP (Kompressor, Verdampfer, Kondensator usw.) kann, wie in Kapitel 7.2 beschrieben, das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl, welche im Teillastbetrieb aus Effizienzgründen nicht unterschritten werden soll, mit Hilfe von Experimenten oder Simulationen ermittelt werden. Bei einer alleinigen Leistungsregelung des Kompressors muss dabei zwingend die Leistung der Soleumwälzpumpe berücksichtigt werden (vgl. Abb. 7-4 links).

##### **3. Implementierung der ermittelten Grössen in die Regelung**

Ist die optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb bekannt, ist die optimale Regelung des Kompressors bei der alleinigen Leistungsregelung des Kompressors verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch Reduktion der Kompressorleistung der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimale Kompressordrehzahl nicht unterschritten werden

muss. Müsste die optimale Kompressordrehzahl zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die S/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. bei optimaler Kompressordrehzahl im Ein/Aus-Betrieb betrieben.

Bei der Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung gilt es eventuelle Sperrzeiten, vorgegeben durch das Energieversorgungsunternehmen, zu berücksichtigen, d.h. die erzeugte Heizleistung ist der erforderlichen soweit anzupassen, dass die während der bestimmten Dauer erzeugte Heizenergie gerade der erforderlichen Heizenergie entspricht. Die erforderliche Heizleistung wird dabei vorteilhaft mit Hilfe eines witterungsgeführten Reglers anhand der gemessenen Aussentemperatur (meistens 24 h-Mittelwert) und der fest eingestellten Heizkurve ermittelt. Erfolgt die Ermittlung der erforderlichen Heizleistung mit Hilfe eines derartigen witterungsgeführten Reglers, hat die Einstellung der Heizkurve auf dem Regler selbst bei einwandfreier Anwendung der vorgängig beschriebenen Regelstrategien einen massgeblichen Einfluss auf die Effizienz der Anlage. Der Einfluss einer ungünstigen Einstellung der Heizkurve leistungsgeregelter WP mit witterungsgeführten Reglern wird im nachfolgenden Kapitel dargestellt und diskutiert.

### **7.5 Leistungsregelung in der Praxis – Bedeutung der Einstellung der Heizkurve leistungsgeregelter Wärmepumpen**

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen, dass durch die kontinuierliche Leistungsregelung die Effizienz von WP erhöht werden kann. Dies gilt für S/W-WP als auch und insbesondere für L/W-WP. Die konsequente Anwendung der für S/W-WP vorgängig beschriebenen sowie für L/W-WP im BFE-Abschlussbericht des Forschungsprojekts „Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung“ [2] beschriebenen Regelstrategien ist jedoch noch keine vollständig ausreichende Massnahme zur Erreichung hoher Effizienzwerte derartiger WP im Feldbetrieb.

Bei den vorgestellten Regelstrategien leistungsgeregelter S/W-WP und L/W-WP erfolgt die Regelung der Kompressordrehzahl und eventueller Zusatzaggregate anhand der erforderlichen Heizleistung, welche mittels eines witterungsgeführten Heizungsreglers kontinuierlich anhand der gemessenen Aussentemperatur (meistens 24 h-Mittelwert) und der fest eingestellten Heizkurve ermittelt wird. Die erzeugte Heizleistung der WP wird zu jedem Zeitpunkt gemäss den vorgängigen Beschreibungen der erforderlichen Heizleistung aus dem witterungsgeführten Heizungsregler angepasst. Dazu wird die WP zur Erreichung optimaler Effizienzwerte entweder kontinuierlich leistungsgeregelt oder bei reduzierter Leistung Ein/Aus-geregelt. Bei Anwendung eines witterungsgeführten Heizungsreglers zur Bestimmung der erforderlichen Heizleistung hat die Einstellung der Heizkurve auf dem Heizungsregler einen massgeblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der leistungsgeregelten WP. Ungünstige Einstellungen der Heizkurve können dazu führen, dass die Effizienz der leistungsgeregelten WP infolge des ungünstigen resultierenden Betriebsverhaltens unter diejenige herkömmlicher Ein/Aus-geregelter WP absinkt. Dies wird mit dem hier dargestellten Beispiel einer leistungsgeregelten L/W-WP in einem Niedrigenergiegebäude in Zürich verdeutlicht. Nachfolgend wird ein L/W-WP-System betrachtet, da die Auswirkungen ungünstiger Einstellungen der Heizkurve bei leistungsgeregelten L/W-WP-Systemen noch gravierender sind als bei S/W-WP.

Wird die Heizkurve auf dem Heizungsregler unnötig hoch eingestellt, kann zwar eine einwandfreie Beheizung des Gebäudes gewährleistet werden, der Vorteil der Leistungsregelung geht jedoch vollständig verloren, da das Betriebsverhalten und die Effizienz der leistungsgeregelten L/W-WP stark nachteilig beeinflusst werden. Infolge dieser zu hohen Einstellung der Heizkurve arbeitet die leistungsgeregelte L/W-WP selbst im Teillastbetrieb bei Umgebungstemperaturen über dem Auslegungspunkt bei deutlich zu hoher Leistung im Taktbetrieb (Abb. 7-5 links). Es resultieren unnötig tiefe Leistungs- und Jahresarbeitszahlen, welche infolge der Verluste des Frequenzumrichters unter den Effizienzwerten herkömmlicher Ein/Aus-geregelter WP, welche ohne Frequenzumrichter auskommen, liegen können. Wird die Heizkurve jedoch bestmöglich gemäss dem effektiven Bedarf des Gebäudes eingestellt, ist ein kontinuierlich leistungsgeregelter Betrieb der L/W-WP bei hoher Effizienz möglich

(Abb. 7-5 rechts). Im hier aufgeführten Beispiel beträgt die erreichbare Jahresarbeitszahl bei einer schlechten Einstellung der Heizkurve 3.70, während diese bei einer bestmöglichen Einstellung der Heizkurve 3.95 beträgt. Dieses Beispiel anhand einer leistungsgeregelten L/W-WP verdeutlicht die Bedeutung der Einstellung der Heizkurve bei Anwendung leistungsgeregelter WP in der Praxis eindrücklich. Ebenso nachteilig wirken sich ungünstige Einstellungen der Heizkurve auch bei leistungsgeregelten S/W-WP auf das Betriebsverhalten und die Effizienz aus.

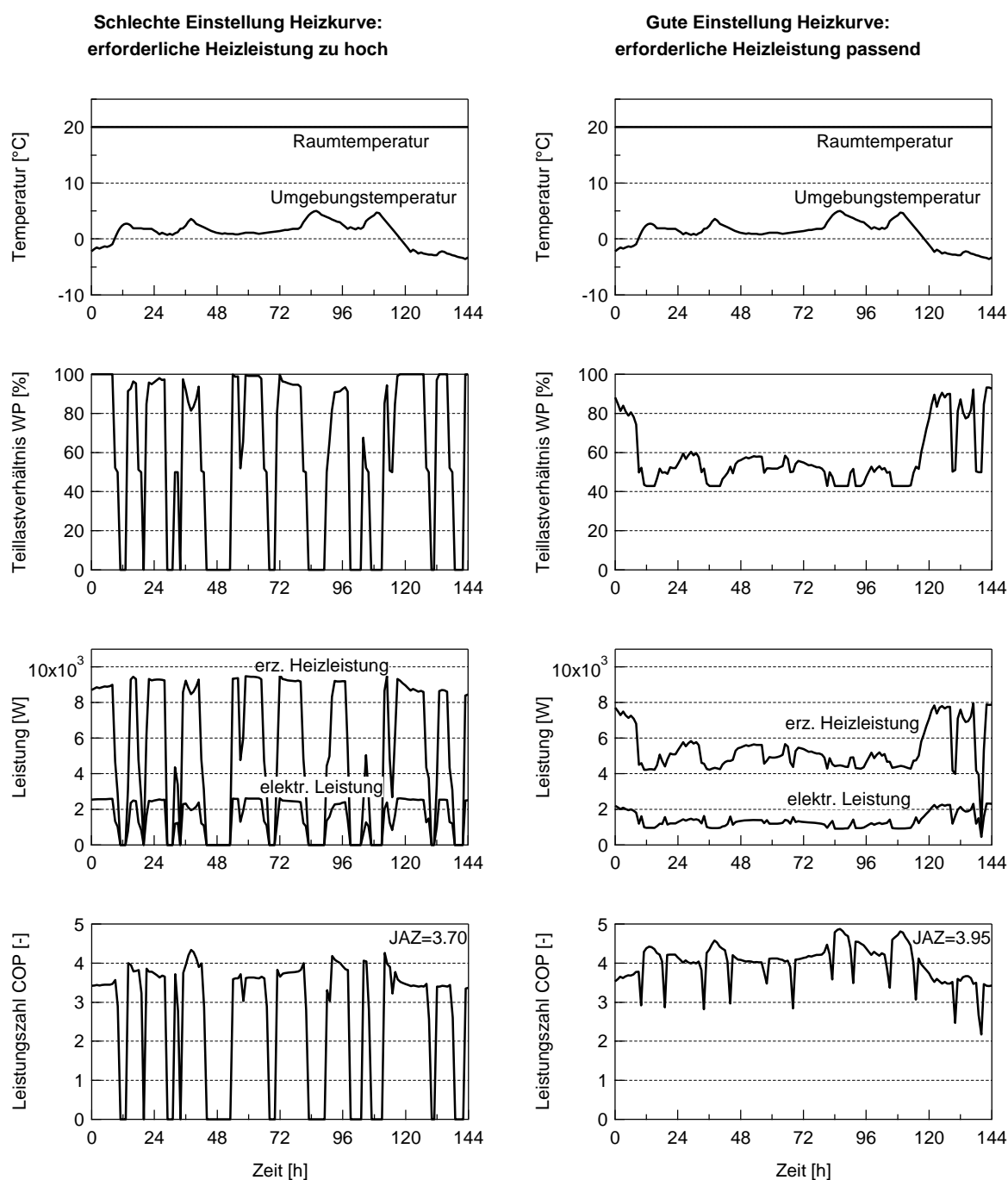


Abb. 7-5: Zeitliche Verläufe der Umgebungs- und Raumtemperatur, des Teillastverhältnisses, der Heizleistung, der elektrischen Leistung und der Leistungszahl einer leistungsgeregelten L/W-WP [2] bei Anwendung einer schlechten (links) sowie einer guten Einstellung der Heizkurve (rechts) aus Simulationen für ein Niedrigenergiegebäude in Zürich.



## 8 Experimentelle Untersuchung von Sole/Wasser-Wärmepumpen mit kontinuierlicher Leistungsregelung

### 8.1 Zielsetzung und Randbedingungen

Zur experimentellen Bestätigung des Effizienzsteigerungspotenzials der kontinuierlichen Leistungsregelung sowie zur Überprüfung der entwickelten Regelung wurden die Prototypen der Ein/Aus-geregelten als auch der leistungsgeregelten S/W-WP einer detaillierten messtechnischen Untersuchung unterzogen. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten für zwei verschiedene Heizkurven: Eine typische Heizkurve eines Gebäudes im „Minergie-Standard“ mit tiefen Heizwassertemperaturen und tiefer Heizgrenze sowie eine Heizkurve eines sanierten Altbaus mit deutlich höheren erforderlichen Heizwassertemperaturen und höherer Heizgrenze (vgl. Abb. 3-8). Untersucht wurde, unabhängig von der Regelstrategie und des verwendeten Prototyps, jeweils der monovalente Betrieb (Auslegungspunkt der WP bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur, Klimaregion Zürich). Die Messungen decken dabei jeweils den relevanten Bereich der Betriebsbedingungen ab, so dass für die jeweilige Konfiguration der WP sowie die jeweilige Regelstrategie die JAZ mit den bekannten Methoden gemäss Kapitel 4.3 berechnet werden kann. Sämtliche experimentellen Untersuchungen erfolgten gemäss dem in Kapitel 5.2 beschriebenen Vorgehen der Versuchsdurchführung.

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Resultate der experimentellen Untersuchungen des Ein/Aus-geregelten und des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps jeweils beispielhaft für die Betriebsbedingungen bei einer mittleren Bohrlochtemperatur von  $6^{\circ}\text{C}$  diskutiert. In den abschliessenden Tabellen der erreichbaren Jahresarbeitszahlen JAZ sind jeweils zusätzlich die Resultate bei Anwendung von Erdwärmesonden mit mittleren resultierenden Bohrlochtemperaturen von  $9.5^{\circ}\text{C}$  und  $13^{\circ}\text{C}$  aufgeführt.

### 8.2 S/W-WP-Prototyp mit Ein/Aus-Regelung

In einem ersten Schritt erfolgte die experimentelle Untersuchung des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps, welcher insbesondere als Referenzanlage für die Quantifizierung des Effizienzsteigerungspotenzials der Leistungsregelung dienen soll. Die detaillierten Spezifikationen des Ein/Aus-geregelten Prototyps sind in Kapitel 6.2.1 aufgeführt.

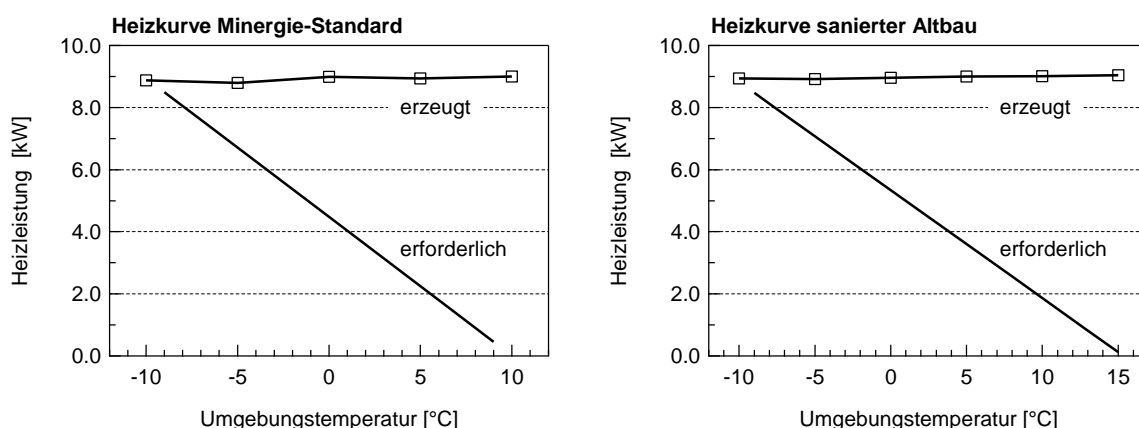


Abb. 8-1: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für  $6^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurven „Minergie-Standard“ (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur).

Abb. 8-1 zeigt die gemäss der Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ erforderlichen Heizleistungen und die mit dem Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyp erzeugten Heizleistungen in Funktion der Umgebungstemperatur. Sowohl im Betrieb bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ als auch bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ bleibt die von der Ein/Aus-geregelten S/W-WP erzeugte Heizleistung über den gesamten Bereich der relevanten Umgebungstemperaturen nahezu konstant. Grund dafür ist insbesondere die bei der Ein/Aus-geregelten S/W-WP relativ konstante Quellentemperatur bzw. Solevorlauftemperatur aus der Erdwärmesonde.

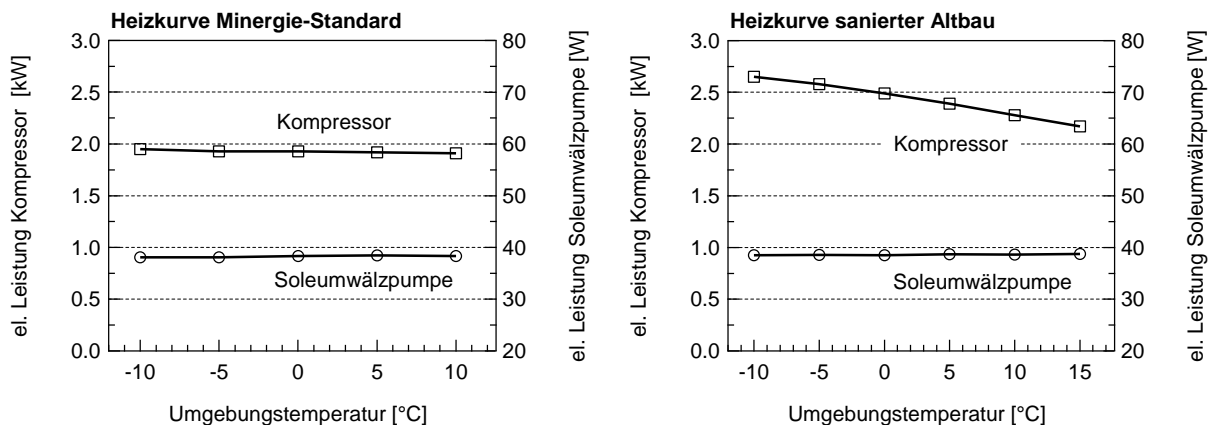


Abb. 8-2: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Abb. 8-2 zeigt die Verläufe der elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in Funktion der Umgebungstemperatur. Bei Verwendung der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in einem Gebäude im „Minergie-Standard“ bleiben sowohl die Kompressorleistung als auch die Leistung der Soleumwälzpumpe unabhängig von der Umgebungstemperatur nahezu konstant. Die konstante Kompressorleistung kann dabei auf den relativ konstanten Temperaturhub (Abb. 8-3) infolge unveränderter Heizwassertemperaturen (Abb. 8-4) zurückgeführt werden. Demgegenüber nimmt die Kompressorleistung bei Anwendung der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in einem sanierten Altbau mit steigender Umgebungstemperatur deutlich ab, während die Leistung der Soleumwälzpumpe ebenfalls nahezu konstant bleibt. Die Abnahme der Kompressorleistung resultiert aus dem mit steigender Umgebungstemperatur abnehmendem Temperaturhub infolge zunehmend tieferer Heizwassertemperaturen.

Abb. 8-3 zeigt die Verläufe des inneren Temperaturhubs des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“. Während der innere Temperaturhub bei Anwendung der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in einem Gebäude im „Minergie-Standard“ über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen nahezu konstant bleibt, nimmt dieser bei Anwendung der WP in einem sanierten Altbau mit steigender Umgebungstemperatur deutlich ab. Diese Abnahme des inneren Temperaturhubs resultiert infolge der mit zunehmender Umgebungstemperatur abnehmenden erzeugten Heizwassertemperaturen der Heizkurve „sanierter Altbau“ (vgl. Abb. 8-4). Demgegenüber bleiben die erzeugten Heizwassertemperaturen bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen nahezu unverändert (vgl. Abb. 8-11), so dass der innere Temperaturhub der Ein/Aus-geregelten S/W-WP mit steigender Umgebungstemperatur nicht reduziert werden kann.

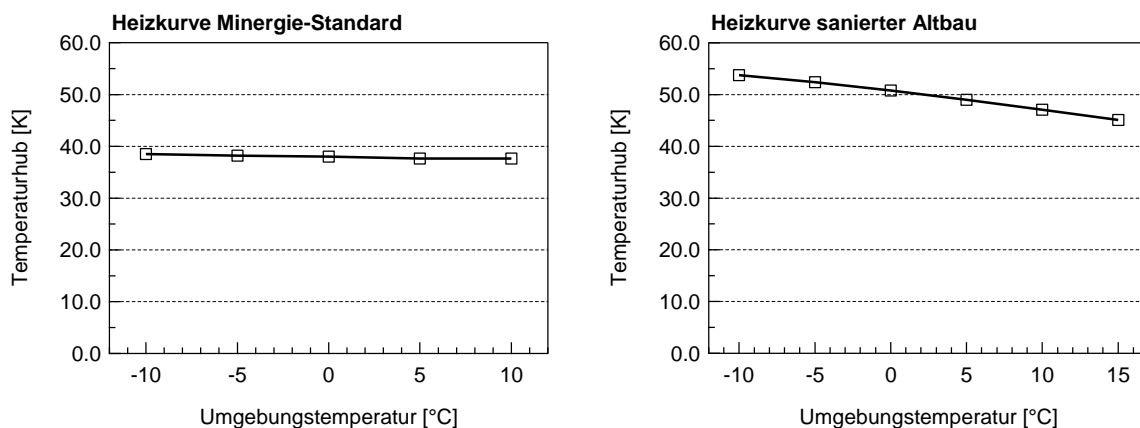


Abb. 8-3: Innerer Temperaturhub des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

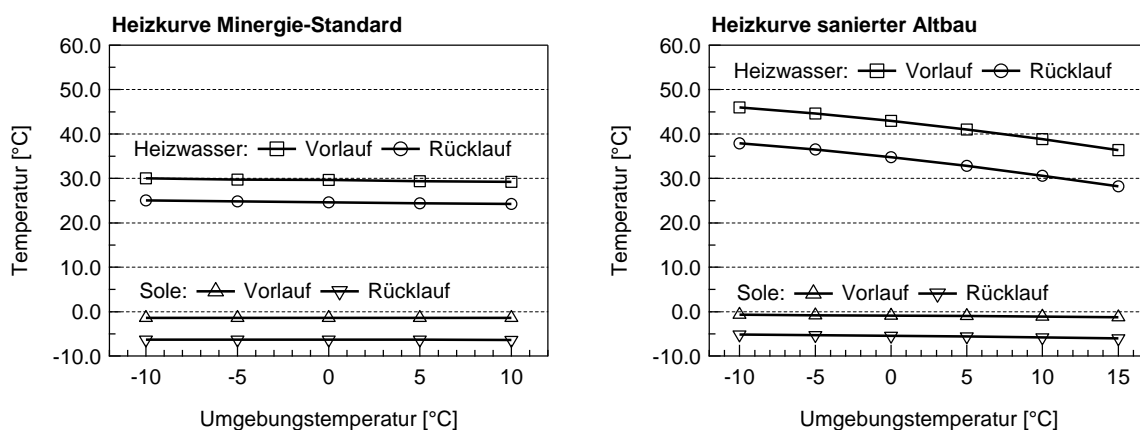


Abb. 8-4: Sole- und Heizwassertemperaturen des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Abb. 8-5 zeigt die Verläufe der Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“. Die Verläufe der Temperaturen bestätigen, dass der innere Temperaturhub bei Anwendung der WP in einem sanierten Altbau mit steigender Umgebungstemperatur insbesondere aufgrund der Reduktion der Kondensationstemperatur infolge abnehmender Heizwassertemperaturen reduziert werden kann. Demgegenüber bleiben die Verdampfungs- und Kondensationstemperatur bei Anwendung der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in einem Gebäude im „Minergie-Standard“ über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen nahezu unverändert. Dieser Tatsache kann mit der kontinuierlichen Leistungsregelung erfolgreich entgegengewirkt werden. Infolge der Leistungsregelung können die erzeugten Heizwassertemperaturen und die Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung im Verdampfer und Kondensator im Teillastbetrieb bei höheren Umgebungstemperaturen wirksam reduziert und so der Temperaturhub, die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen und die Leistungszahlen positiv beeinflusst werden (vgl. Kap. 8.3).

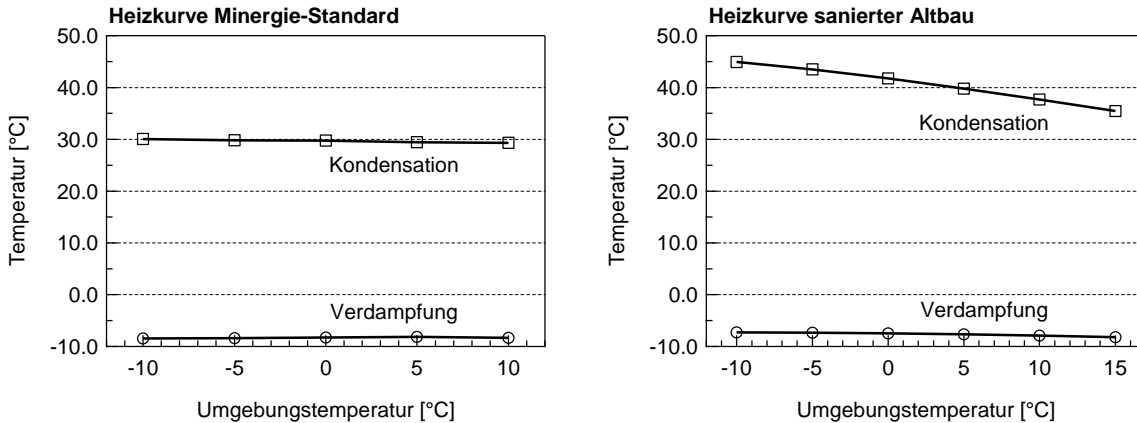


Abb. 8-5: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Abb. 8-13 zeigt die Verläufe der Leistungszahlen COP mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe der Ein/Aus-geregelten S/W-WP in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“.

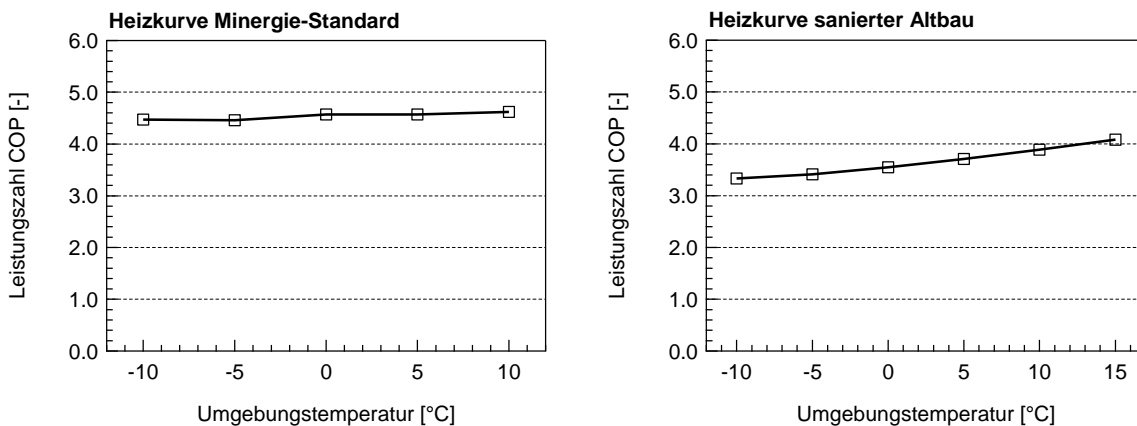


Abb. 8-6: Leistungszahl mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Der Ein/Aus-geregelte Prototyp erreicht mit einer nahezu konstanten Leistungszahl von rund 4.5 bei Anwendung in einem „Minergie-Standard“ Gebäude sowie in Kombination mit einer Erdwärmesonde mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 6°C eine verhältnismässig hohe Effizienz. Auch bei Anwendung in einem sanierten Altbau können verhältnismässig gute Leistungszahlen erreicht werden. In Kombination der WP mit einer Erdwärmesonde mit 6°C Bohrlochtemperatur nimmt die Leistungszahl bei Anwendung in einem sanierten Altbau von rund 3.3 bei einer Umgebungstemperatur von -10°C auf rund 4.2 bei 15°C Umgebungstemperatur zu. Damit repräsentiert der Ein/Aus-geregelte S/W-WP-Prototyp eine sehr effiziente Anlage mit klassischer Ein/Aus-Regelung. Vor diesem Hintergrund ist eine Quantifizierung des Effizienzsteigerungspotenzials durch die Leistungsregelung anhand des Vergleichs mit dem Ein/Aus-geregelten Prototyp einwandfrei möglich.

### 8.3 S/W-WP-Prototyp mit Leistungsregelung

Nach der experimentellen Untersuchung der Referenzanlage bzw. des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps erfolgte die messtechnische Untersuchung des entwickelten S/W-WP-Prototyps mit Leistungsregelung. Die detaillierten Spezifikationen des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps, welcher mit einem drehzahlvariablen Scroll-Kompressor ausgestattet ist, sind in Kapitel 6.2.2 aufgeführt.

Sämtliche Untersuchungen erfolgten ebenfalls für den monovalenten Betrieb bei den relevanten Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“. Berücksichtigt wurden, analog zur Untersuchung des Ein/Aus-geregelten Prototyps, Erdwärmesonden mit mittleren resultierenden Bohrlochtemperaturen von 6°C, 9.5°C und 13°C. Nachfolgend werden beispielhaft die Resultate bei Betriebsbedingungen bei einer mittleren Bohrlochtemperatur von 6°C diskutiert, während in den abschliessenden Tabellen mit den erreichbaren Jahresarbeitszahlen auch die Resultate bei Betriebsbedingungen mit 9.5°C und 13°C mittlerer Bohrlochtemperatur aufgeführt sind.

In Kapitel 7.4 wird dargestellt, wie bei der Ermittlung und Umsetzung der optimalen Regelung von Kompressor und Soleumwälzpumpe leistungsgeregelter S/W-WP vorgegangen werden sollte. Es wird dargestellt, dass bei Auswahl des optimalen Solemassenstroms eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist und dass die erzeugte Heizleistung zur Erreichung optimaler Effizienzwerte nicht konsequent der erforderlichen Heizleistung angepasst werden sollte. Weiter wird in Kapitel 7.5 dargestellt, dass die Einstellung der Heizkurve bei leistungsgeregelten WP mit witterungsgeführten Reglern einen massgeblichen Einfluss auf die erreichbare Effizienz der WP haben kann. Ungünstige Einstellungen der Heizkurve können dazu führen, dass der Vorteil der Leistungsregelung, nämlich die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung, nicht ausreichend ausgenutzt werden kann, was zu reduzierten Effizienzwerten führt. Sämtliche nachfolgend dargestellten Resultate der experimentellen Untersuchungen des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps sind gültig bei Anwendung der optimalen Regelstrategie gemäss den Beschreibungen in Kapitel 7 sowie unter der Annahme, dass die Heizkurve auf dem witterungsgeführten Heizungsregler bestmöglich eingestellt ist, was für eine bestmögliche und mit Effizienzsteigerungen verbundene Leistungsregelung zwingend erforderlich ist (vgl. Kap. 7.5).

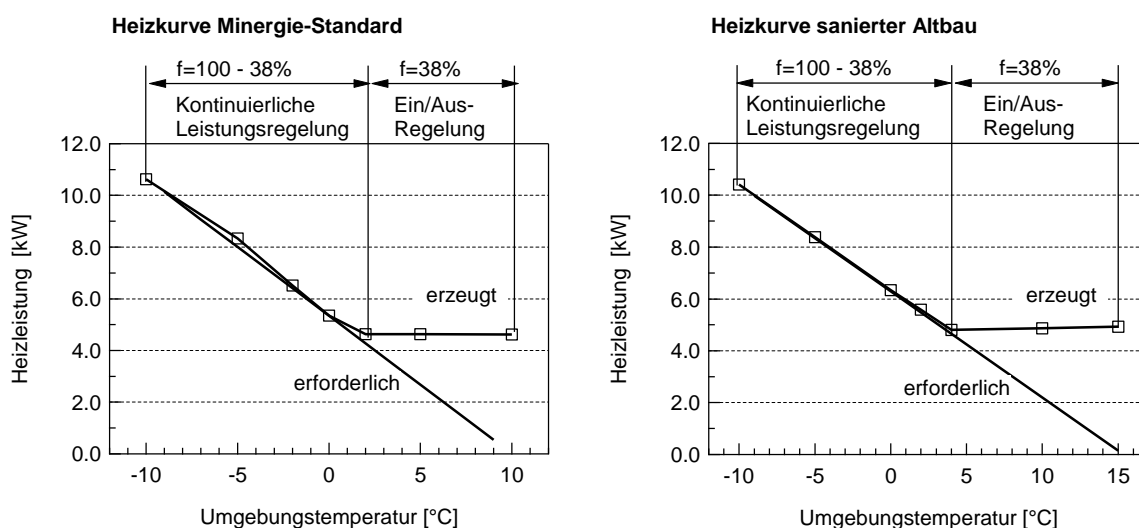


Abb. 8-7: Erforderliche und erzeugte Heizleistung des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurven „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Abb. 8-7 zeigt die gemäss den Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ erforderlichen Heizleistungen sowie die mit dem leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyp erzeugten Heizleistungen in Funktion der Umgebungstemperatur.

Werden der S/W-WP-Prototyp bzw. der Kompressor und die Soleumwälzpumpe so geregelt, dass die Leistungszahl stets maximal ist, können die erzeugte Heizleistung bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ für Umgebungstemperaturen im Bereich zwischen  $-10^{\circ}\text{C}$  und  $2^{\circ}\text{C}$  bzw. bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ zwischen  $-10^{\circ}\text{C}$  und  $4^{\circ}\text{C}$  kontinuierlich der erforderlichen Heizleistung angepasst werden. Dazu wird die Kompressordrehzahl bei konstanter Einstellung der Soleumwälzpumpe von knapp  $7000\text{ min}^{-1}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  bis auf rund  $2600\text{ min}^{-1}$  ( $f=38\%$ ) bei  $2^{\circ}\text{C}$  („Minergie-Standard“) bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  („sanierter Altbau“) nahezu linear reduziert (vgl. Abb. 8-8). In diesem Bereich der Umgebungstemperaturen muss die optimale Kompressordrehzahl ( $n_{\text{opt}}$ ) zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung ( $n_{\text{match}}$ ) nicht unterschritten werden. Damit wirkt in diesem Bereich der Umgebungstemperaturen lediglich die erforderliche Heizleistung limitierend bezüglich der maximalen Reduktion der Kompressordrehzahl.

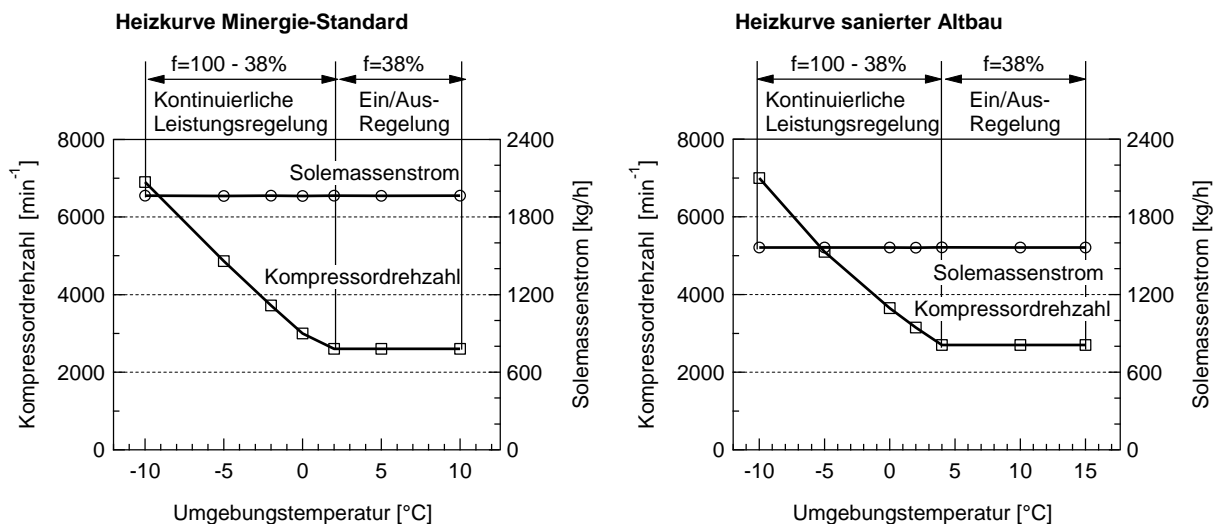


Abb. 8-8: Kompressordrehzahl und Solemassenstrom des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für  $6^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur).

Bei Umgebungstemperaturen über  $2^{\circ}\text{C}$  („Minergie-Standard“) bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  („sanierter Altbau“) wird die Kompressordrehzahl nicht weiter reduziert, da die Effizienz dadurch sinken würde. Über  $2^{\circ}\text{C}$  („Minergie-Standard“) bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  („sanierter Altbau“) Umgebungstemperatur wirkt insbesondere das Teillastverhalten bzw. der Teillastwirkungsgrad des Kompressors limitierend auf die maximale Reduktion der Kompressordrehzahl. Aus Effizienzgründen wird die leistungsgeregelte S/W-WP somit bei Umgebungstemperaturen über  $2^{\circ}\text{C}$  („Minergie-Standard“) bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  („sanierter Altbau“) bei reduzierter Leistung mit optimaler Kompressordrehzahl ( $n_{\text{opt}}$ ) Ein/Aus-geregelt (vgl. Abb. 8-8). Dies hat zur Folge, dass die erzeugte Heizleistung über  $2^{\circ}\text{C}$  bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  gemäss der Betriebscharakteristik Ein/Aus-geregelter S/W-WP konstant bleibt („Minergie-Standard“) bzw. leicht ansteigt („sanierter Altbau“). Aufgrund der stark reduzierten Leistung resultieren im Ein/Aus-Betrieb bei Umgebungstemperaturen über  $2^{\circ}\text{C}$  bzw.  $4^{\circ}\text{C}$  relativ lange Taktzeiten. Ein häufiges Ein- und Ausschalten der WP kann damit auch ohne Verwendung grosser Pufferspeicher im Heizsystem vermieden werden.

Abb. 8-9 zeigt die Verläufe der elektrischen Leistungsaufnahmen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“.

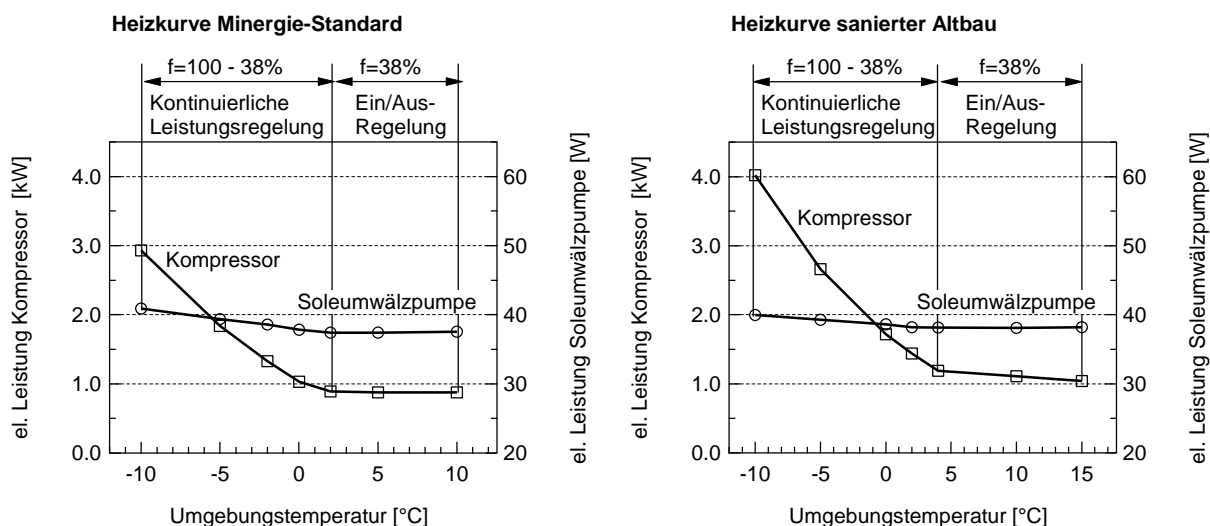


Abb. 8-9: Elektrische Leistungsaufnahmen des Kompressors und der Soleumwälzpumpe des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Infolge Reduktion der Kompressordrehzahl nimmt die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors sowohl bei Anwendung in einem „Minergie-Standard“-Gebäude als auch in einem sanierten Altbau mit steigender Umgebungstemperatur im Bereich von -10°C bis 2°C bzw. 4°C stark ab. Im Ein/Aus-geregelten Betrieb bei reduzierter Leistung bei Umgebungstemperaturen über 2°C bzw. 4°C ist die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors gemäss der Betriebscharakteristik Ein/Aus-geregelter S/W-WP ungefähr konstant („Minergie-Standard“) bzw. nimmt leicht ab („sanierter Altbau“). Aufgrund der konstanten Einstellung der Soleumwälzpumpe bleibt die elektrische Leistungsaufnahme der Soleumwälzpumpe unabhängig von der Heizkurve über den gesamten Bereich der Umgebungstemperaturen ungefähr konstant tief.

Aufgrund der starken Reduktion der erzeugten Heizleistung mit zunehmender Umgebungstemperatur bei der kontinuierlichen Leistungsregelung kann der innere Temperaturhub gegenüber S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung massgeblich reduziert werden. Abb. 8-10 zeigt den inneren Temperaturhub des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps sowie des Ein/Aus-geregelten Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“. Durch die kontinuierliche Leistungsregelung kann der innere Temperaturhub des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps von rund 44 K („Minergie-Standard“) bzw. 56 K („sanierter Altbau“) bei -10°C Umgebungstemperatur auf rund 32 K („Minergie“) bzw. 36 K („sanierter Altbau“) bei 10°C („Minergie“) bzw. 15°C („sanierter Altbau“) reduziert werden. Der innere Temperaturhub des Ein/Aus-geregelten Prototyps nimmt bei Anwendung in einem sanierten Altbau im Vergleich mit zunehmender Umgebungstemperatur von rund 54 K („sanierter Altbau“) bei -10°C Umgebungstemperatur lediglich auf rund 46 K bei 15°C Umgebungstemperatur ab. Bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ bleibt der innere Temperaturhub sogar über den gesamten Bereich der Umgebungstemperatur konstant bei rund 38 K. Die kontinuierliche Leistungsregelung ermöglicht somit gegenüber der Ein/Aus-Regelung eine markante Reduktion des Temperaturhubs von rund 6 K bei 10°C Umgebungstemperatur bei der

Heizkurve „Minergie-Standard“ bzw. von rund 10 K bei 15°C Umgebungstemperatur bei der Heizkurve „sanierter Altbau“, was eine deutliche Effizienzverbesserung ermöglicht (vgl. Abb. 8-13).

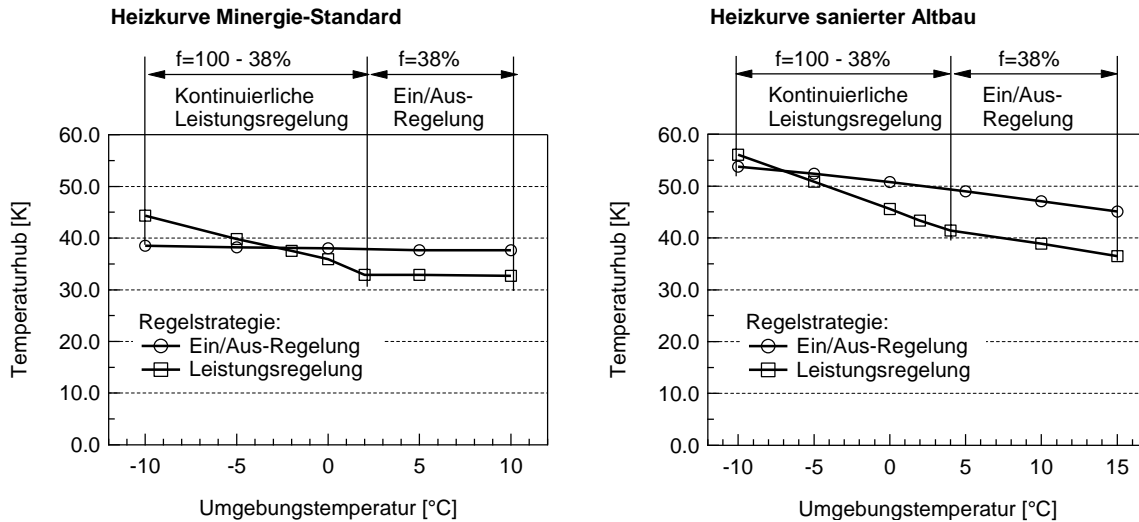


Abb. 8-10: Innerer Temperaturhub des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) sowie des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

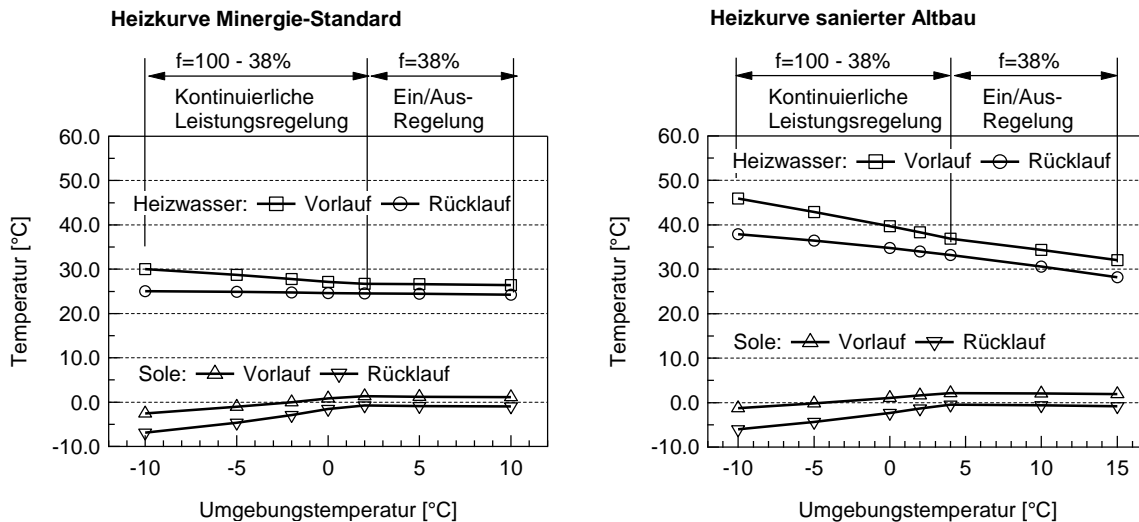


Abb. 8-11: Sole- und Heizwassertemperaturen des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Die Verkleinerung des inneren Temperaturhubs durch die Leistungsregelung im Teillastbereich resultiert in erster Linie aus der Reduktion der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator, der Reduktion der erzeugten Heizwassertemperaturen (vgl. Abb. 8-11) sowie bei Verwendung einer gegebenen Erdwärmesonde aus der gegenüber der Ein/Aus-Regelung leichten Erhöhung der Soletemperaturen (vgl. Abb. 8-11). Dies hat zur Folge, dass die Verdampfungs-

und Kondensationstemperaturen mit kontinuierlicher Leistungsregelung gegenüber der Ein/Aus-Regelung günstiger werden. In Abb. 8-12 sind die resultierenden Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen des leistungsgeregelten sowie des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ dargestellt.

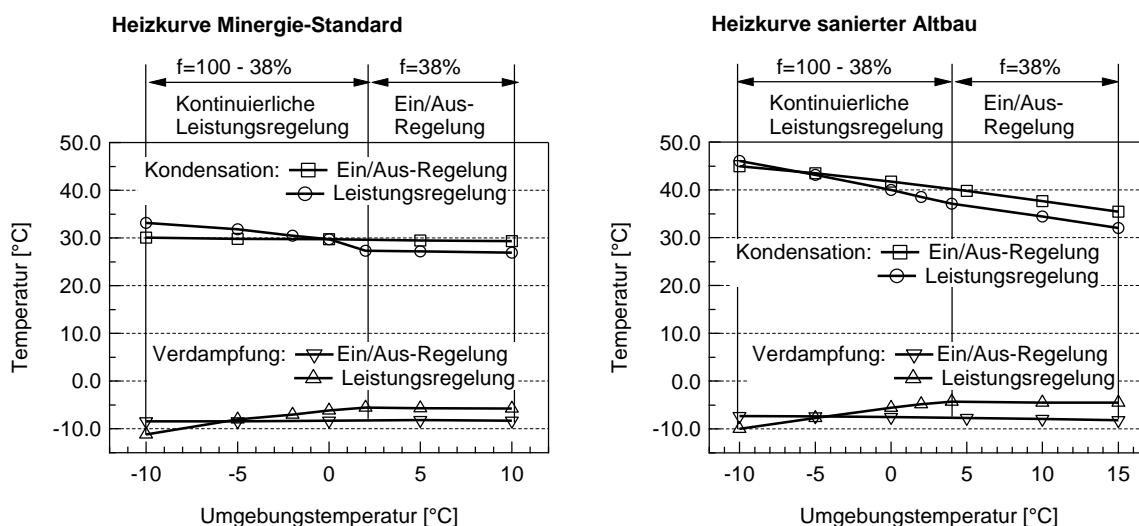


Abb. 8-12: Verdampfungs- und Kondensationstemperatur des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) und des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für 6°C Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

Durch die Leistungsregelung können die Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen insbesondere im Teillastbetrieb bei höheren Umgebungstemperaturen positiv beeinflusst werden. Infolge der mit der Leistungsregelung resultierenden Reduktion der Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung in Verdampfer und Kondensator können die Verdampfungstemperaturen gegenüber der Ein/Aus-Regelung deutlich erhöht und gleichzeitig die Kondensationstemperaturen reduziert werden. Einzig bei tiefen Umgebungstemperaturen nahe der Auslegungstemperatur resultieren beim leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyp leicht tiefere Verdampfungstemperaturen und leicht höhere Kondensationstemperaturen als dies beim Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyp der Fall ist. Grund dafür ist die gegenüber dem Ein/Aus-geregelten Prototypen leicht höhere thermische Leistung bei der minimalen Umgebungstemperatur von -10°C.

Die mit dem leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen erreichbaren Leistungszahlen sind in Abb. 8-13 in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ dargestellt. Zum Vergleich sind in Abb. 8-13 zusätzlich die Verläufe der Leistungszahlen des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps dargestellt. Bei Anwendung in einem Gebäude im „Minergie-Standard“ nimmt die Leistungszahl (mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe) infolge der Leistungsregelung von rund 3.6 bei -10°C Umgebungstemperatur auf 5.0 bei 0°C und höheren Umgebungstemperaturen zu, während die Leistungszahl der Ein/Aus-geregelten S/W-WP über den gesamten Bereich der Umgebungstemperatur konstant rund 4.5 beträgt. Damit erreicht der leistungsgeregelte Prototyp gegenüber dem Ein/Aus-geregelten Prototypen im Teillastbetrieb bei höheren Umgebungstemperaturen deutlich bessere Leistungszahlen. Bei Umgebungstemperaturen unter rund -5°C fallen die resultierenden Leistungszahlen des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps gegenüber der Ein/Aus-Regelung dagegen etwas geringer aus.

Bei Anwendung in einem sanierten Altbau führt die Leistungsregelung gegenüber der konventionellen Ein/Aus-Regelung bei Umgebungstemperaturen unter  $-1^{\circ}\text{C}$  zu tieferen Leistungszahlen. Bei höheren Umgebungstemperaturen erreicht die leistungsgeregelte S/W-WP jedoch deutlich höhere Leistungszahlen. Die mit dem leistungsgeregelten sowie dem Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototypen erreichbaren Leistungszahlen sind in Kapitel 8.4 für die untersuchten Heizkurven dargestellt.

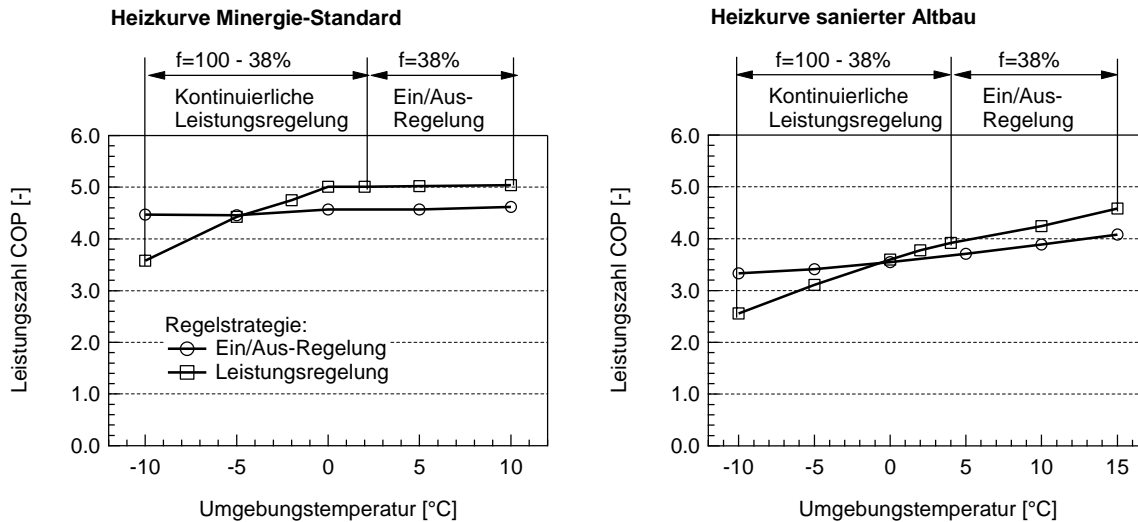


Abb. 8-13: Leistungszahl mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) und des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) in Funktion der Umgebungstemperatur aus Messungen für  $6^{\circ}\text{C}$  Bohrlochtemperatur, DN32 Erdwärmesonde, 100 m Sondentiefe, konstanter Solemassenstrom sowie für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL  $30^{\circ}\text{C}/25^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL  $46^{\circ}\text{C}/38^{\circ}\text{C}$  bei  $-10^{\circ}\text{C}$  Umgebungstemperatur).

#### 8.4 Fazit der experimentellen Untersuchungen

In Tab. 8-1 sind die erreichbaren Jahresarbeitszahlen mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps sowie des Ein/Aus-geregelten Prototyps für die Heizkurven „Minergie-Standard“ und „sanierter Altbau“ für verschiedene Bohrlochtemperaturen infolge unterschiedlicher Tiefen der Erdwärmesonden zusammengefasst. Die Berechnungen der Jahresarbeitszahlen nach der Methode von P. von Böckh [4] gemäss den Beschreibungen in Kapitel 4.3 erfolgten für die Summenhäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperaturen von Zürich.

Bohrloch- temperatur / Sondentiefe	Minergie-Standard VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur		Sanierter Altbau VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur	
	Jahresarbeitszahl <b>JAZ</b> Ein/Aus-Regelung (Emerson Copeland ZH09)	Jahresarbeitszahl <b>JAZ</b> Leistungsregelung (Emerson Copeland ZPV36)	Jahresarbeitszahl <b>JAZ</b> Ein/Aus-Regelung (Emerson Copeland ZH09)	Jahresarbeitszahl <b>JAZ</b> Leistungsregelung (Emerson Copeland ZPV36)
6°C/~100 m	4.54	4.88	3.64	3.83
9.5°C/~180 m	5.39	6.02	4.21	4.58
13°C/~320 m	6.21	6.90	4.62	5.09

Tab. 8-1: Jahresarbeitszahlen JAZ mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZH09) und des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) für die Klimaregion Zürich, die Heizkurven „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für jeweils 6°C, 9.5°C und 13°C Bohrlochtemperatur aus Messungen.

Der leistungsgeregelte S/W-WP-Prototyp mit dem Emerson Copeland Inverter-Scroll-Kompressor ZPV36 erreicht hohe Jahresarbeitszahlen, welche unabhängig von der Bohrlochtemperatur der Erdwärmesonde und der Heizkurve konsequent leicht über den Werten des Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyps mit dem drehzahlkonstanten Emerson Copeland Scroll-Kompressor ZH09 liegen.

Das relative Effizienzsteigerungspotenzial der Leistungsregelung von S/W-WP ist am geringsten, falls die WP in sanierten Altbauten mit verhältnismässig hohen erforderlichen Heizwassertemperaturen und hohen Heizgrenztemperaturen sowie in Kombination mit Erdwärmesonden mit tiefen mittleren Bohrlochtemperaturen eingesetzt wird. Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl gegenüber dem Ein/Aus-geregelten S/W-WP-Prototyp beträgt für die Heizkurve „sanierter Altbau“ in Kombination mit einer Erdwärmesonde mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 6°C rund 5%. Demgegenüber ist das Potenzial für Effizienzsteigerungen durch die Leistungsregelung von S/W-WP insbesondere bei Anwendung in modernen Gebäuden mit tiefen erforderlichen Vorlauftemperaturen und tiefen Heizgrenztemperaturen sowie bei Verwendung von „langen“ Erdwärmesonden mit mittleren bis hohen Bohrlochtemperaturen deutlich grösser. Bei Anwendung der leistungsgeregelten S/W-WP in einem Gebäude mit erforderlichen Heizwassertemperaturen gemäss der Heizkurve „Minergie-Standard“ in Kombination mit einer Erdwärmesonde mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 9.5°C beträgt die gegenüber der Ein/Aus-Regelung erreichbare Effizienzverbesserung rund 12%.

#### 8.5 Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit statistischen Werten aus Feldstudien

Bei den in den vorherigen Abschnitten ausgewiesenen JAZ handelt es sich um Werte, welche für unterschiedliche mittlere Bohrlochtemperaturen der Erdwärmesonde und unterschiedliche Gebäude-

typen jeweils für die Klimaregion Zürich basierend auf einzelnen Messpunkten anhand der in Kapitel 4.3 dargestellten Methodik berechnet wurden. In unterschiedlichen Feldstudien wurden die im realen Betrieb resultierenden JAZ für verschiedene WP-Systeme ermittelt. Nachfolgend werden die in den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Resultate mit den statistischen Werten aus drei unterschiedlichen Feldstudien verglichen, um einen Eindruck bezüglich der erreichbaren Verbesserungen gegenüber „heutiger“ Systeme zu vermitteln. Diesbezüglich werden für den nachfolgenden Vergleich die BFE-Studie „Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA“ [20] (nachfolgend FAWA-Studie genannt), die vom Fraunhofer-Institut durchgeführte Studie „Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb“ [21] (nachfolgend Fraunhofer-Studie genannt) sowie die Resultate der zweijährigen Untersuchung der Lokalen Agenda 21 – Gruppe Umwelt/Energie Lahr „Feldtest Elektro-Wärmepumpen: Erfassung der Leistungsfähigkeit von Elektro-Wärmepumpen unter realistischen Betriebsbedingungen am Oberrhein“ [22] (nachfolgend Agenda 21 genannt) verwendet.

Tab. 8-2 gibt einen Überblick der im Rahmen der FAWA-Studie [20], Fraunhofer-Studie [21] und Agenda 21 [22] ermittelten JAZ von Wasser/Wasser-, Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpensystemen.

	Wasser/Wasser- Wärmepumpe	Sole/Wasser- Wärmepumpe	Luft/Wasser- Wärmepumpe
<b>FAWA-Studie</b> [20], 2004 nJAZ2*	<b>3.4*</b>	<b>3.4*</b>	<b>2.6*</b>
<b>Fraunhofer-Studie</b> [21], 2011 AZ1**	-	<b>3.93**</b>	<b>2.95**</b>
<b>Agenda 21</b> [22], 2007 Erzeuger-JAZ***	<b>3.2***</b>	<b>3.4***</b>	<b>2.4-2.8***</b>

\* klimanormierte Jahresarbeitszahl, inkl. Umwälzpumpen, Ventilator, Carterheizung, Brauchwarmwassererzeugung und Speicherverluste

\*\* Jahresarbeitszahl inkl. Soleumwälzpumpe, Ventilator, Carterheizung und Brauchwarmwassererzeugung, ohne Heizwasserumwälzpumpe

\*\*\* Jahresarbeitszahl inkl. Soleumwälzpumpe, Ventilator, ohne Heizwasserumwälzpumpe, Speicherverluste und Abtauung

Tab. 8-2: Zusammenfassung der gemessenen Jahresarbeitszahlen für Wasser/Wasser-, Sole/Wasser- und Luft/Wasser-Wärmepumpensysteme aus den Feldstudien FAWA-Studie [20], Fraunhofer-Studie [21] und Agenda 21 [22].

Im Rahmen der FAWA-Studie [20] wurden die JAZ von insgesamt 94 S/W-WP messtechnisch ermittelt. Die ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (nJAZ2) wurden zur Eliminierung des Klimaeinflusses infolge unterschiedlicher Aufstellungsorte klimanormiert und berücksichtigen neben der aufgenommenen Leistung des Kompressors auch die Leistungen der Umwälzpumpen und der Carterheizung sowie eventuelle Speicherverluste im Pufferspeicher des Heizsystems. Zusätzlich zum eigentlichen Heizbetrieb wird, falls angewendet, auch der kombinierte Betrieb „Heizen und Brauchwarmwassererzeugung“ berücksichtigt. Es sind 50% der untersuchten WP lediglich an der Brauchwarmwassererzeugung beteiligt, während bei rund 22% der untersuchten WP die Brauchwarmwassererzeugung ausschliesslich durch die WP erfolgt. 60% der untersuchten WP befinden sich in Neubauten, wovon rund 92% mit Fussbodenheizsystemen ausgestattet sind. Bei den 40% der untersuchten WP, welche sich in Sanierungsobjekten befinden, liegt der Anteil der Fussbodenheizsysteme bei 53%. Die bei den in der FAWA-Studie [20] untersuchten WP-Systemen mittlere erforderliche Vorlauftemperatur bei Auslegungstemperatur der WP beträgt 41.5°C, was ungefähr zwischen den Temperaturen der untersuchten Heizkurven „sanierter Altbau“ und „Minergie-Standard“

liegt. Die in der FAWA-Studie [20] gemessene mittlere Solevorlauftemperatur beträgt 5°C, was ungefähr den Bedingungen der betrachteten Erdwärmesonde mit der mittleren Bohrlochtemperatur von 9.5°C entspricht.

Die im Rahmen der Fraunhofer-Studie [21] ermittelten JAZ fallen gegenüber den JAZ aus den anderen Studien tendenziell höher aus, da ausschliesslich Niedrigenergiehäuser an der Studie zugelassen wurden. Untersucht wurden 41 S/W-WP-Systeme, wobei 90% der untersuchten S/W-WP in Kombination mit Flächenheizsystemen betrieben wurden. Die in der Fraunhofer-Studie gemessenen Solevorlauftemperaturen liegen zwischen 4.9°C und 12.7°C, was insbesondere einen Vergleich mit der in dieser Studie berücksichtigten Erdwärmesonde mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 9.5°C ermöglicht. Die in dieser Studie ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (AZ1) sind für den kombinierten Betrieb „Heizen und Brauchwarmwassererzeugung“ gültig und berücksichtigen neben der Kompressorleistung auch die Leistungsaufnahmen der Soleumwälzpumpe und der Carterheizung. Nicht berücksichtigt ist die Leistung der Heizwasserumwälzpumpe.

Die Studie Agenda 21 [22] berücksichtigt die Ergebnisse einer zweijährigen Messperiode an 13 S/W-WP-Systemen. Die Installationen der untersuchten WP-Systeme erfolgten im Zeitraum von 2002 bis 2005. Die ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (Erzeuger-JAZ) berücksichtigen die erforderliche Leistung der Soleumwälzpumpe, nicht aber die Leistung der Heizwasserumwälzpumpe.

Heizkurve	Minergie-Standard VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur			Sanierter Altbau VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur		
	6°C / ~100 m	9.5°C / ~180 m	13°C / ~320 m	6°C / ~100 m	9.5°C / ~180 m	13°C / ~320 m
Bohrlochtemperatur / Sondentiefe	6°C / ~100 m	9.5°C / ~180 m	13°C / ~320 m	6°C / ~100 m	9.5°C / ~180 m	13°C / ~320 m
Jahresarbeitszahl JAZ S/W-WP-Prototyp mit Leistungsregelung	4.88	6.02	6.90	3.83	4.58	5.09
Verbesserung gegenüber FAWA	43.5%	77.1%	102.9%	12.6%	34.7%	49.7%
Verbesserung gegenüber Fraunhofer- Studie	24.2%	53.2%	75.6%	-2.5%	16.5%	29.5%
Verbesserung gegenüber Agenda 21	43.5%	77.1%	102.9%	12.6%	34.7%	49.7%

Tab. 8-3: Zusammenfassung der Jahresarbeitszahlen JAZ mit Berücksichtigung der Soleumwälzpumpe des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototyps (Emerson Copeland ZPV36) für die Klimaregion Zürich, die Heizkurven „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für jeweils 6°C, 9.5°C und 13°C Bohrlochtemperatur und Verbesserungen der Jahresarbeitszahlen gegenüber den Jahresarbeitszahlen aus den Feldstudien FAWA-Studie [20], Fraunhofer-Studie [21] und Agenda 21 [22].

Der in Tab. 8-3 aufgeführte Vergleich der im Rahmen der vorliegenden Studie aus Experimenten ermittelten Jahresarbeitszahlen JAZ des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen mit den Ergebnissen aus unterschiedlichen Feldstudien bestätigt, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen von S/W-WP möglich sind.

Bei Verwendung der leistungsgeregelten S/W-WP in Kombination mit einer Erdwärmesonde mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 9.5°C beträgt die resultierende Verbesserung gegenüber den

Ergebnissen aus der FAWA-Studie [20] je nach Heizkurve zwischen 35% und 77%. Hier muss jedoch berücksichtigt werden, dass die in der FAWA-Studie [20] ausgewiesenen Jahresarbeitszahlen (nJAZ2) auch die elektrische Leistung der Heizwasserumwälzpumpe sowie die teilweise Brauchwarmwassererzeugung miteinbeziehen, was bei JAZ des S/W-WP-Prototypen nicht der Fall ist.

Die Feldanalyse der Fraunhofer-Studie [21] berücksichtigt ausschliesslich S/W-WP-Systeme, welche in Niedrigenergiehäusern und hauptsächlich in Kombination mit Flächenheizsystemen eingesetzt werden. Aus diesem Grund erscheinen die in der Fraunhofer-Studie ausgewiesenen JAZ, welche auch die Brauchwarmwassererzeugung berücksichtigen, insbesondere mit den für die „Minergie-Standard“-Heizkurve und die mittlere Bohrlochtemperatur von 9.5°C ermittelten JAZ des leistungsregulierten S/W-WP-Prototypen vergleichbar. Unter der Annahme, dass die JAZ infolge des kombinierten Betriebs Heizen und Brauchwarmwasseraufbereitung um rund 0.5 reduziert wird, beträgt die Verbesserung der JAZ durch die Leistungsregelung gegenüber den Werten aus der Fraunhofer-Studie rund 53%.

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen, dass durch die Anwendung der kontinuierlichen Leistungsregelung Effizienzsteigerungen von S/W-WP möglich sind. Die Untersuchungen zeigen jedoch auch, dass das Potenzial für Effizienzsteigerungen durch die Leistungsregelung bei S/W-WP deutlich geringer ist als bei L/W-WP. Grund dafür sind die im Vergleich zu L/W-WP bei S/W-WP über die gesamte Heizsaison deutlich konstanteren Bedingungen der Wärmequelle. Grosse Effizienzsteigerungen durch die Leistungsregelung gelingen insbesondere, wenn die WP mit stark variierenden Quellentemperaturen betrieben werden muss, wie dies bei L/W-WP, aufgrund der Nutzung der Umgebungsluft als Wärmequelle, der Fall ist.

## 9 Wirtschaftliches Potenzial

Die in Kapitel 8 dargestellten Ergebnisse der experimentellen Untersuchung des Ein/Aus-geregelten sowie des leistungsgeregelten S/W-WP-Prototypen zeigen, dass die kontinuierliche Leistungsregelung bei Verwendung effizienter Komponenten und Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie leichte Effizienzsteigerungen von S/W-WP ermöglicht. Eine wichtige Voraussetzung für die künftige Verbreitung von S/W-WP mit Leistungsregelung ist neben der verbesserten Energieeffizienz die „Wirtschaftlichkeit“, d.h. die resultierenden jährlichen Kosten beim Einsatz einer S/W-WP mit Leistungsregelung müssen mit denen anderer Heizsysteme vergleichbar oder idealerweise sogar tiefer sein. Nachfolgend wird das wirtschaftliche Potenzial leistungsgeregelter S/W-WP diskutiert. Die Wirtschaftlichkeitsrechnung erfolgt nach der Annuitätenmethode (dynamische Methode) und berücksichtigt neben den Kapitalkosten, den Energiekosten und den übrigen Kosten, welche beispielsweise durch die periodischen Wartungsarbeiten verursacht werden, auch die Umweltkosten bzw. die kalkulatorischen Energiepreiszuschläge (kEPZ).

Die Diskussion des wirtschaftlichen Potenzials leistungsgeregelter S/W-WP erfolgt nachfolgend anhand von zwei unterschiedlichen Mustergebäuden für die Klimaregion Zürich. Berücksichtigt wird ein Mehrfamilienhaus mit Flächenheizsystem im Minergie-Standard mit einer beheizten Wohnfläche von rund 800 m<sup>2</sup>. Der jährliche thermische Energiebedarf zur Beheizung dieses Gebäudes beträgt rund 17'270 kWh/a. Zur Beurteilung des wirtschaftlichen Potenzials bei der Heizungsmodernisierung wird zusätzlicher ein hochwertig sanierter Altbau mit einem Radiatorheizsystem und einer beheizten Wohnfläche von rund 280 m<sup>2</sup> berücksichtigt. Der jährliche thermische Energiebedarf zur Beheizung des hochwertig sanierten Altbau beträgt rund 25'788 kWh/a. Die detaillierten Spezifikationen der berücksichtigten Gebäude sind in Kapitel 3.3.1 beschrieben.

### 9.1 Kapitalkosten

Tab. 9-1 zeigt eine Zusammenstellung der Investitionskosten der jeweiligen Abschreibungsdauern sowie der jährlichen Kapitalkosten (Annuitäten) für verschiedene gängige Heizsysteme. Die Annuitäten bzw. die jährlichen Kapitalkosten beinhalten die während der Abschreibungsdauer entgangenen Zinserträge.

Bei der Berechnung der jährlichen Kapitalkosten wurde ein Realzins von 1% angenommen. Die in Tab. 9-1 aufgeführten Investitionskosten des Heizsystems mit Gas sind gültig, falls der Gasanschluss zum Zeitpunkt des Einbaus der Heizung noch nicht besteht und neu erstellt werden muss. Weiter wird angenommen, dass die Mehrkosten künftiger S/W-WP mit Leistungsregelung gegenüber typischen, qualitativ hochstehenden Ein/Aus-geregelten S/W-WP mit rund 1000 CHF relativ gering ausfallen. Es wird hier angenommen, dass die Spezifikationen der erforderlichen Erdwärmesonde unabhängig von der Regelung der S/W-WP (Ein/Aus-Regelung bzw. Leistungsregelung) unverändert bleiben. Die nachfolgenden Resultate sind gültig, falls die betrachteten S/W-WP in Kombination mit Erdwärmesonden-Systemen mit einer mittleren Bohrlochtemperatur von 9.5°C betrieben werden.

Mit den getroffenen Annahmen liegen die resultierenden Kapitalkosten bei Verwendung einer leistungsgeregelten S/W-WP im Bereich heutiger, sehr guter S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung. Unabhängig davon, ob die verwendete S/W-WP mit einer Ein/Aus-Regelung oder mit einer kontinuierlichen Leistungsregelung ausgestattet ist, sind die resultierenden Kapitalkosten derartiger WP gegenüber den gängigen anderen Heizsystemen aufgrund der erforderlichen Arbeiten zur Installation der Erdwärmesonde deutlich höher. Die geringsten Kapitalkosten resultieren dagegen bei Verwendung eines Ölkessels. Auch bei Verwendung einer leistungsgeregelten L/W-WP können die Kapitalkosten gegenüber S/W-WP deutlich reduziert werden.

Heizsystem	Investitionskosten in CHF	Abschreibungsdauer in Jahren	Kapitalkosten in CHF pro Jahr 1% Realzins
<b>Heizkessel Öl</b>	22'000	21	1'167
<b>Heizkessel Gas<sup>1)</sup></b>	27'000	23	1'320
<b>Pelletheizung</b>	30'000	21	1'591
<b>S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung</b> (sehr gutes Modell, Ein/Aus-geregelter Prototyp)	51'700	23	2'527
<b>L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung</b> (sehr gutes Modell, Ein/Aus-geregelter Prototyp aus [2])	25'700	21	1'363
<b>L/W-WP mit Leistungsregelung</b> (Leistungsgeregelter Prototyp aus [2])	26'700	21	1'416
<b>S/W-WP mit Leistungsregelung</b> (Leistungsgeregelter Prototyp)	52'700	23	2'576

1) Investitionskosten, falls Gasanschluss erstellt werden muss

Tab. 9-1: Zusammenfassung der Investitionskosten, der Abschreibungsdauer und der resultierenden jährlichen Kapitalkosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: EnergieSchweiz, WWF Schweiz).

## 9.2 Energiekosten

Tab. 9-2 zeigt die jährlich resultierenden Energiekosten für die unterschiedlichen Heizsysteme. Diese sind für die Heizkurven des Gebäudes im „Minergie-Standard“ sowie des sanierten Altbaus und dabei jeweils für die Klimaregion Zürich aufgeführt. Die getroffenen Annahmen bezüglich der Preise der unterschiedlichen Energieträger sind unter der Tabelle aufgeführt.

Die geringsten jährlichen Energiekosten resultieren bei Verwendung von WP-Systemen. Sowohl bei Verwendung effizienter L/W-WP mit Leistungsregelung als auch bei Verwendung von S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung oder Leistungsregelung liegen die resultierenden Energiekosten deutlich unter den Kosten bei Verwendung von Öl- oder Gaskesseln oder Pelletheizungen. Aufgrund der verhältnismässig geringen Effizienzsteigerung von S/W-WP durch die Leistungsregelung können die jährlichen Energiekosten bei Verwendung einer leistungsgeregelten S/W-WP gegenüber der Verwendung einer sehr guten S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung nicht markant reduziert werden. Die Einsparungen bei den Energiekosten betragen bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ rund 60 CHF/a und bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ rund 90 CHF/a. Demgegenüber fallen die erreichbaren Kosteneinsparungen bei den Energiekosten bei Verwendung einer leistungsgeregelten anstelle einer Ein/Aus-geregelten L/W-WP mit rund 100 CHF/a („Minergie-Standard“) bzw. 240 CHF/a („sanierter Altbau“) deutlich grösser aus.

Heizsystem	Energiekosten in CHF pro Jahr	
	Heizkurve Minergie-Standard, Klimaregion Zürich erf. Heizenergie 17'270 kWh/a	Heizkurve sanierter Altbau, Klimaregion Zürich erf. Heizenergie 25'788 kWh/a
Heizkessel Öl	1'145	1'710
Heizkessel Gas	1'273	1'826
Pelletheizung	1'524	2'275
S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp)	577	1'103
L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp aus [2])	807	1'464
L/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp aus [2])	705	1'225
S/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp)	516	1'013

Energiepreise: Öl: 6.5 Rp/kWh, Gas: 6.5 Rp/kWh, Pellets: 7.5 Rp/kWh, Strom: 18 Rp/kWh, Quelle: EnergieSchweiz

Tab. 9-2: Zusammenfassung der resultierenden Energiekosten für die Klimaregion Zürich, die Heizkurven „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) und „sanierter Altbau“ (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für 9.5°C Bohrlochtemperatur der EWS der S/W-WP-Systeme.

### 9.3 Übrige Kosten

Die in der Tab. 9-3 aufgeführten übrigen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme beinhalten die periodisch erforderlichen Wartungs- und Unterhaltskosten.

Heizsystem	Übrige Kosten in CHF pro Jahr
Heizkessel Öl	630
Heizkessel Gas	430
Pelletheizung	630
S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp)	130
L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp aus [2])	280
L/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp aus [2])	280
S/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp)	130

Tab. 9-3: Zusammenfassung der übrigen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: Energie-Schweiz).

Es wird angenommen, dass die übrigen Kosten bei L/W-WP und S/W-WP mit Leistungsregelung gleich hoch ausfallen wie bei konventionellen WP mit Ein/Aus-Regelung, da die Leistungsregelung keine zusätzlichen Wartungs- und Servicearbeiten bedingt.

#### 9.4 Externe Kosten / kalkulatorische Energiepreiszuschläge

Als Umweltkosten bzw. kalkulatorische Energiepreiszuschläge werden allgemeine Folgekosten bezeichnet, welche durch den Einsatz von Energie entstehen und nicht direkt durch den Energieverbraucher bezahlt werden. Diese werden oft auch als externe Kosten bezeichnet und repräsentieren die zukünftig anfallenden Kosten in den Bereichen der menschlichen Gesundheit, der Vegetation, der Gebäudeschäden, des Treibhauseffektes sowie Risikokosten. Tab. 9-4 zeigt die Zusammenstellung der Energiepreiszuschläge der unterschiedlichen Energieträger sowie der resultierenden externen Kosten für die Heizkurve des Gebäudes im „Minergie-Standard“ sowie des „sanierten Altbaus“ jeweils für die Klimaregion Zürich.

Der Einbezug der externen Kosten ermöglicht bei der Gegenüberstellung verschiedener Heizsysteme, welche sowohl auf fossilen als auch erneuerbaren Energien basieren, die Berücksichtigung der unterschiedlichen Risiken von Energieträgern.

Heizsystem	Energiepreiszuschlag in Rp/kWh	Externe Kosten in CHF pro Jahr	
		Heizkurve Minergie- Standard, Klimaregion Zürich erf. Heizenergie 17'270 kWh/a	Heizkurve sanierter Altbau, Klimaregion Zürich erf. Heizenergie 25'788 kWh/a
Heizkessel Öl	4.5	793	1'184
Heizkessel Gas	3.0	518	774
Pelletheizung	1.5	305	455
S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp)	5.0	160	306
L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung (Ein/Aus-geregelter Prototyp aus [2])	5.0	224	407
L/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp aus [2])	5.0	196	340
S/W-WP mit Leistungsregelung (Leistungsgeregelter Prototyp)	5.0	143	282

Tab. 9-4: Zusammenfassung der kalkulatorischen Energiepreiszuschläge und der resultierenden jährlichen externen Kosten für unterschiedliche Heizsysteme (Quelle: EnergieSchweiz).

#### 9.5 Resultierende Jahreskosten / Fazit

Die in Abb. 9-1 und Abb. 9-2 dargestellten Zusammenfassungen bestätigen das wirtschaftliche Potenzial von WP und dabei insbesondere von leistungsgeregelten L/W-WP. Sowohl bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ als auch bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ resultieren die geringsten jährlichen Kosten bei Verwendung leistungsgeregelter L/W-WP. Die Darstellungen bestätigen zudem das grosse Potenzial der Leistungsregelung von L/W-WP. Bei Verwendung einer leistungsgeregelten L/W-WP können die Kosten (mit Berücksichtigung der kalkulatorischen Energiepreiszuschläge) über die gesamte Abschreibungsdauer gegenüber einer sehr guten L/W-WP mit Ein/Aus-Regelung um rund 1650 CHF bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ bzw. um 5300 CHF bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ reduziert werden. Demgegenüber ist das wirtschaftliche Potenzial der Leistungsregelung von S/W-WP geringer. Infolge der Leistungsregelung von S/W-WP können die resultierenden Kosten (mit Berücksichtigung der kalkulatorischen Energiepreiszuschläge) über die

gesamte Abschreibungsdauer gegenüber sehr guter S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung lediglich um rund 650 CHF bei der Heizkurve „Minergie-Standard“ bzw. um 1500 CHF bei der Heizkurve „sanierter Altbau“ reduziert werden. Trotz des relativ bescheidenen wirtschaftlichen Potenzials der Leistungsregelung kann die Entwicklung leistungsgeregelter S/W-WP interessant und lohnend sein. Dies insbesondere aufgrund unterschiedlicher systembedingter Vorteile, wie z.B. die verbesserte Regelbarkeit, welche zu stabileren Raumtemperaturen und damit zu einem erhöhten Wohnkomfort führen kann.

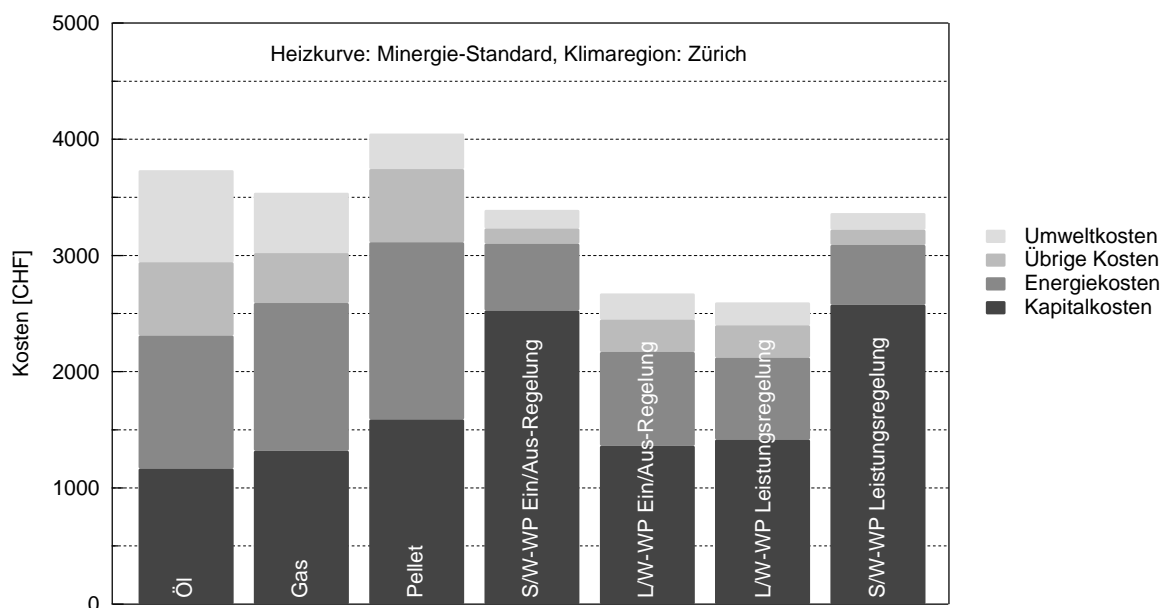


Abb. 9-1: Zusammenfassung der jährlichen Kosten unterschiedlicher Heizsysteme für die Klimaregion Zürich, das Mehrfamiliengebäude im Minergie-Standard (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für 9.5°C Bohrlochtemperatur der EWS der S/W-WP-Systeme.

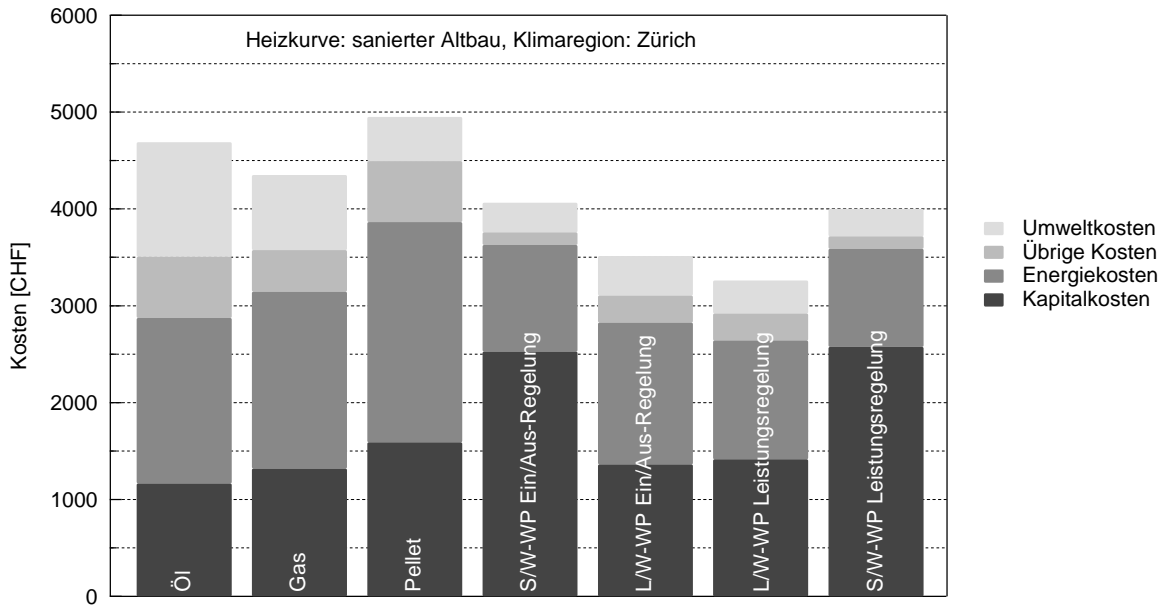


Abb. 9-2: Zusammenfassung der jährlichen Kosten unterschiedlicher Heizsysteme für die Klimaregion Zürich, den hochwertig sanierten Altbau (VL/RL 46°C/38°C bei -10°C Umgebungstemperatur) sowie für 9.5°C Bohrlochtemperatur der EWS der S/W-WP-Systeme.

## 10 Schlussfolgerungen und Ausblick

Ursache für die mässig gute Effizienz von WP mit Ein/Aus-Regelung ist die ungünstige Betriebscharakteristik, welche aus der Charakteristik des drehzahlkonstanten Kompressors resultiert. Studien, welche durch das BFE finanziert wurden, bestätigen, dass sich durch die kontinuierliche Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung mit einer geeigneten Leistungsregelung insbesondere die Effizienz von L/W-WP markant steigern lässt. Untersuchungen zeigen, dass die Effizienz von S/W-WP durch die Leistungsregelung ebenfalls verbessert werden kann. Für die Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung muss der geförderte Kältemittelmassenstrom geregelt werden. Dazu eignet sich eine Drehzahlregelung des Kompressors und ggf. weiterer Zusatzaggregate. Eine zwingende Voraussetzung zur Erreichung effizienter S/W-WP mit kontinuierlicher Leistungsregelung ist daher der Einsatz von Kompressoren und Pumpen mit hohen Teillastwirkungsgraden über einen weiten Regelbereich. Eine weitere Voraussetzung, welche massgeblich über die Effizienz von S/W-WP mit Leistungsregelung entscheidet, ist die Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie des Kompressors und eventueller Zusatzaggregate. Theoretische und experimentelle Untersuchungen, welche zur Entwicklung der optimalen Regelung durchgeführt wurden, zeigen, dass bei S/W-WP mit Leistungsregelung im Gegensatz zu leistungsgeregelten L/W-WP eine alleinige Leistungsregelung des Kompressors ausreichend ist. Dies bedingt jedoch nicht nur eine bestmögliche Auswahl des Solemassenstroms, sondern insbesondere auch die Anwendung der bestmöglichen Regelung des Kompressors.

Untersuchungen zeigen, dass bei S/W-WP mit Leistungsregelung die Teillastwirkungsgrade des Kompressors neben dem Einfluss auf die resultierende JAZ einen massgeblichen Einfluss auf die optimale Regelung haben. Nimmt der Gesamtwirkungsgrad eines Kompressors bei Teillast stark ab, kann dies bei „falscher“ Regelung des Kompressors dazu führen, dass die Leistungszahl im Teillastbetrieb mit angepasster Heizleistung unter diejenige einer S/W-WP mit Ein/Aus-Regelung sinkt. Damit dies vermieden werden kann, muss die Regelung des Kompressors bzw. der WP bestmöglich auf das Teillastverhalten des Kompressors angepasst werden. Die Untersuchungen zeigen, dass die maximale Reduktion des Teillastverhältnisses des Kompressors bzw. der Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP durch zwei Faktoren limitiert wird. Einerseits handelt es sich dabei um die vom Gebäude erforderliche Heizleistung, welche stets gedeckt werden muss, und andererseits um die maximal erreichbare Effizienz. Jeder Kompressor weist ein optimales Teillastverhältnis bzw. eine optimale Kompressordrehzahl auf, welche zur Erreichung maximaler Leistungszahlen im Teillastbetrieb nicht unterschritten werden darf, da dies eine Verschlechterung der Effizienz zur Folge hat. Das optimale Teillastverhältnis bzw. die optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb ist für einen gegebenen Kompressor nahezu unabhängig vom quellen- und senkenseitigen Betriebszustand der WP und kann daher mit geringem Aufwand experimentell ermittelt werden. Sind die optimale Kompressordrehzahl sowie der optimale Solemassenstrom bekannt, ist die optimale Regelung verhältnismässig einfach zu realisieren. Die erzeugte Heizleistung wird durch gleichmässige Reduktion der Kompressordrehzahl bei gleichbleibender Einstellung der Soleumwälzpumpe der erforderlichen Heizleistung angepasst, sofern dazu die optimale Kompressordrehzahl nicht unterschritten werden muss. Müsste die optimale Kompressordrehzahl zur Anpassung der erzeugten an die erforderliche Heizleistung unterschritten werden, wird die S/W-WP bei reduzierter Leistung, d.h. bei optimaler Kompressordrehzahl Ein/Aus-geregelt.

Weiterführende Untersuchung bezüglich der optimalen Regelung von WP mit Leistungsregelung zeigen, dass im Feldbetrieb derartiger WP weitere Faktoren über die Effizienz leistungsgeregelter WP-Systeme entscheiden können. Erfolgt der Betrieb leistungsgeregelter WP im Feldbetrieb anhand witterungsgeführter Heizungsregler, hat die Einstellung der Heizkurve einen massgeblichen Einfluss auf das Betriebsverhalten und die Effizienz der WP. Schlechte Einstellungen der Heizkurve können trotz der eigentlichen Leistungsregelung zu schlechten Effizienzwerten führen, welche im Extremfall unter denjenigen klassischer Ein/Aus-geregelter Anlagen liegen können. Die bestmögliche Einstellung

der Heizkurve auf witterungsgeführten Heizungsreglern von leistungsgeregelten WP ist somit von höchster Bedeutung und bei der Inbetriebnahme der Anlage zwingend entsprechend vorzunehmen. Abhilfe könnten hier adaptive Heizungsregler mit selbstoptimierenden Heizkurven schaffen.

Die Resultate der durchgeführten theoretischen und experimentellen Untersuchungen bestätigen das Potenzial der Leistungsregelung von S/W-WP bei Verwendung effizient regelbarer Kompressoren sowie bei Anwendung der „richtigen“ Regelstrategie. Vergleiche mit Effizienzwerten sehr guter Ein/Aus-geregelter S/W-WP, welche im Rahmen dieser Studie ermittelt wurden, zeigen, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen im Bereich von rund 5% bis 12% erzielt werden können. Vergleiche mit JAZ, welche im Rahmen unterschiedlicher Feldstudien ermittelt wurden, zeigen, dass durch die Leistungsregelung Effizienzsteigerungen gegenüber „heutiger“ S/W-WP-Systeme im Bereich von 10% bis 50% erzielt werden können.

Das Ziel der vorliegenden Studie war die Quantifizierung des Potenzials für Effizienzsteigerungen von S/W-WP durch kontinuierliche Leistungsregelung. Abschliessend ist diesbezüglich festzuhalten, dass eine hohe Effizienz generell nur mit ganzheitlich optimierten Lösungen erzielt werden kann. Dazu müssen „das Gebäude“ (Architektur, Bauphysik usw.) und „die Gebäudetechnik“ (WP, Heizsystem usw.) aufeinander abgestimmt sein. Eine enge Zusammenarbeit zwischen allen Involvierten ist deshalb unerlässlich.

## 11 Symbolverzeichnis

### 11.1 Lateinische Symbole

$dt$	Infinitesimale Zeitänderung	s
$f$	Teillastverhältnis	%
$n$	Kompressordrehzahl	$\text{min}^{-1}$
$n_{match}$	Kompressordrehzahl bei erzeugter = erforderlicher Heizleistung	$\text{min}^{-1}$
$n_{opt}$	optimale Kompressordrehzahl im Teillastbetrieb der WP	$\text{min}^{-1}$
$P_{el}$	Summe der aufgewendeten elektrischen Leistungen	W
$P_{KP}$	Kompressorleistung	W
$P_{SUP}$	Soleumwälzpumpenleistung	W
$\dot{Q}_H$	erzeugte Heizleistung	W
$Q_{H^*}$	erzeugte Heizenergie	Wh
$\dot{Q}_{H^*}$	erforderliche Heizleistung	W
$Q_{H^*}$	erforderliche Heizenergie	Wh
$t$	betrachtetes Zeitintervall	s
$t_1$	Ende der Heizphase	s
$W_{KP}$	Kompressorarbeit während des Heizbetriebs	Wh
$W_{SUP}$	Soleumwälzpumpenarbeit während des Heizbetriebs	Wh

### 11.2 Griechische Symbole

$\vartheta$	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
$\vartheta_U$	Umgebungstemperatur	$^{\circ}\text{C}$
$\tau_{WP}$	relative Laufzeit der WP	-

### 11.3 Abkürzungen

AZ	Arbeitszahl
B	Speicher
BFE	Bundesamt für Energie
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
DC	Kühlung Frequenzumrichter
EG	Druckausgleichsbehälter
EI	Messgrösse elektrische Leistungsaufnahme
EV	Expansionsventil
EWS	Erdwärmesonde
FBH	Fussbodenheizung
FD	Filtertrockner
FIC	Mess- und Regelgrösse Massenstrom
HSLU T&A	Hochschule Luzern – Technik & Architektur
JAZ	Jahresarbeitszahl (entspricht $JAZ_{H+A}$ )
KEPZ	kalkulatorische Energiepreiszuschläge
KP	Kompressor
L/W-WP	Luft/Wasser-Wärmepumpe
MV	Mischventil
nJAZ	klimanormierte Jahresarbeitszahl
PI	Messgrösse Druck
PU	Pumpe
RL	Rücklauf
RV	Regelventil

S/W-WP	Sole/Wasser-Wärmepumpe
SG	Schauglas
SP	Pufferspeicher
SUP	Soleumwälzpumpe
TI	Messgrösse Temperatur
TIC	Mess- und Regelgrösse Temperatur
TV	Drosselventil
V	Handventil
VL	Vorlauf
WA	Wärmeabgabe- und Verteilsystem
WP	Wärmepumpe
WÜ	Wärmeübertrager
WW	Speicher Brauchwarmwasser
W/W-WP	Wasser/Wasser-Wärmepumpe

## 12 Literaturverzeichnis

- [1] K. Hilfiker, B. Wellig, L. Gasser: WEXA – Exergie-Analyse zur Effizienzsteigerung von Luft/Wasser-Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2008 (also available in english).
- [2] L. Gasser, I. Wyssen, M. Albert, M. Häusermann, M. Kleingries, B. Wellig: Effiziente Luft/Wasser-Wärmepumpen durch kontinuierliche Leistungsregelung, Bundesamt für Energie, 2011.
- [3] L. Berlinger, M. Imholz, M. Albert, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 1: Theoretische und experimentelle Untersuchungen, Bundesamt für Energie, 2008.  
R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellig, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Optimierung des Lamellenluftkühlers/Verdampfers von Luft/Wasser-Wärmepumpen – Teil 2: Mathematisch-physikalische Simulation des Lamellenluftkühlers mit Kondensat- und Frostbildung, Bundesamt für Energie, 2008.  
R. Sahinagic, M. Imholz, L. Berlinger, H. Huber, K. Hilfiker: LOREF – Lamellenluftkühler-Optimierung mit Reduktion von Eis- und Frostbildung: Untersuchung der Frostbildung für Lamellenluftkühler von Wärmepumpen, Bundesamt für Energie, 2004.
- [4] P. von Böckh, H.J. Eggenberger, Marc Borer, Thomas Borer: Geregelte Wärmepumpe Pioneer – Geregelte Luft/Wasser-Wärmepumpe für Sanierungen von Öl- und Elektroheizungen, Bundesamt für Energie, 2005.
- [5] F. Karlsson, P. Fahlén: Energy saving potential of capacity controlled brine-to-water heat pumps, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., 2003.
- [6] F. Karlsson, P. Fahlén: Capacity controlled ground source heat pumps in hydronic heating systems, International Journal of Refrigeration-*Revue* 30 (2), 221-229, 2007.
- [7] F. Karlsson, P. Fahlén: Impact of design and thermal inertia on the energy saving potential of capacity controlled heat pump heating systems, International Journal of Refrigeration-*Revue* 31 (6), 1094-1103, 2008.
- [8] H. Madani, J. Claesson, P. Lundqvist: Capacity control in ground source heat pump systems part II: Comparative analysis between on/off controlled and variable capacity systems, International Journal of Refrigeration-*Revue* 34 (8), 1934-1942, 2011.
- [9] S. A. Tassou, T.Q. Qureshi: Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications, International Journal of Refrigeration 21 (1), 29-41, 1998.
- [10] W.A. Miller: Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump, ASHRAE Transactions, 1988.
- [11] C.J. Marquand, S.A. Tassou, Y.T. Wang, D.R. Wilson: An economic comparison of a fixed speed, a two speed, and a variable speed vapour compression heat pump, Applied Energy 16 (1), 59-66, 1984.
- [12] S.A. Tassou, C.J. Marquand, D.R. Wilson: Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps, Applied Energy 14 (4), 241-256, 1983.
- [13] C. Aprea, R. Mastrullo, C. Renno: Experimental analysis of the scroll compressor performance varying its speed, Applied Thermal Engineering 26 (10), 983-992, 2006.

- 
- [14] B.H. Kim, D.L. O'Neal: Effect of refrigerant flow control on the heating performance of a variable-speed heat pump operating at low outdoor temperature, *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME* 217 (2), 277-286, 2005.
- [15] S.W. Shao, W.X. Shi, X.T. Li, H.J. Chen: Performance representation of variable speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data, *International Journal of Refrigeration-Revue* 27 (8), 805-815, 2005.
- [16] T.Q. Qureshi, S.A. Tassou: Variable-speed capacity control in refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 16 (2), 103-113, 1996.
- [17] E. Pereira Parreira, J.A.R Parise: Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors, *Heat Recovery Systems & CHP* 13 (5), 451-461, 1993.
- [18] A. Domijan, O. Hancock, C. Maytrott: A study evaluation of power electronic based adjustable speed motor-drives for air-conditioners and heat pumps with an example utility case-study of the Florida-Power-and-Light-Company, *IEEE Transactions on Energy Conversion* 7 (3), 396-404, 1992.
- [19] H. Madani, J. Claesson, P. Lundqvist: Capacity control in ground source heat pump systems Part I: modeling and simulation, *International Journal of Refrigeration* 34, 1338-1347, 2011.
- [20] M. Erb, P. Hubacher, M. Ehrbar: Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA, Bundesamt für Energie BFE, 2004.
- [21] M. Miara, D. Günther, T. Kramer, T. Oltersdorf, J. Wapler: Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb, Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, 2011.
- [22] F. Auer, H. Schote: Feldtest Elektro-Wärmepumpen: Erfassung der Leistungsfähigkeit von Elektro-Wärmepumpen unter realistischen Betriebsbedingungen am Oberrhein, Lokale Agenda 21 – Gruppe Umwelt/Energie Lahr, 2007.
- [23] VDI Richtlinie DIN 4650 Blatt 1: Kurzverfahren zur Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen: Elektro-Wärmepumpen zur Raumheizung und Warmwasseraufbereitung, VDI Verlag, 2008.
- [24] DIN EN14511: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetriebenen Verdichtern für die Raumbeheizung und Kühlung, Beuth Verlag, 2007.
- [25] L. Schibuola: Heat Pump seasonal performance evaluation: a proposal for a European standard, Università di Padova, 1999.
- [26] ASHRAE standard 116: Methods of testing for rating seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pumps, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1995.
- [27] Annex 28: Test procedure and seasonal performance calculation, IEA Heat Pump Centre, 2006.
- [28] C. Wemhöner, T. Afjei: Seasonal performance calculation for residential heat pumps with combined space heating and hot water production (FHBB method), Bundesamt für Energie, 2008.
- [29] DIN EN 14825: Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen mit elektrisch angetrieben Verdichtern zur Raumbeheizung und -kühlung – Prüfung und Leistungsbemessung unter Teillastbedingungen und Berechnung der saisonalen Arbeitszahl, Beuth Verlag, 2013.
- [30] H.R. Gabathuler, H. Mayer, Th. Afjei: Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen, Teil 1: STASCH-Planungshilfen, Bundesamt für Energie, 2002.
- [31] A. Grüniger, B. Wellig: CO2-Erdwärmesonde – Phase 2, Bundesamt für Energie, 2009.

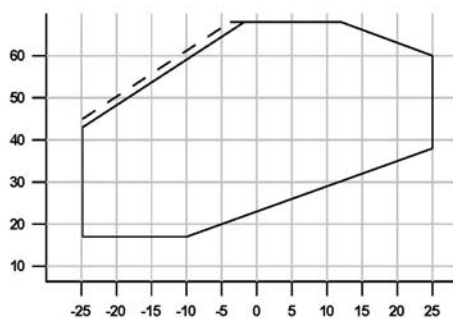
# A1 Datenblatt Scroll-Kompressor Emerson Copeland ZH09

**Copeland Scroll**

**50Hz**

**ZH09K1P-PFZ**

**R410A**



Minimum evaporating temp. with:  
 ——— 10K Suction Superheat  
 - - - 5K Suction Superheat

Suction Superheat 5.0K **Evaporating Temperature °C** Liquid subcooling 4.0K

Cond °C	Heating Capacity kW												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	5.61	6.62	7.81	9.21									
20	5.57	6.57	7.74	9.12	10.70								
30	5.45	6.41	7.52	8.80	10.30	12.00	14.00	14.85	16.25				
40	5.33	6.24	7.28	8.47	9.83	11.40	13.20	14.00	15.25	16.40	17.60	20.20	23.20
50		6.09	7.05	8.13	9.36	10.75	12.40	13.10	14.25	15.25	16.35	18.70	21.40
55			6.94	7.97	9.13	10.45	12.00	12.65	13.70	14.65	15.70	17.95	20.50
60				7.81	8.91	10.15	11.55	12.20	13.20	14.10	15.05	17.15	19.55
65					8.69	9.85	11.15	11.75	12.70	13.50	14.40		
68						9.68	10.95	11.50	12.40				
	Power Input kW												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	1.52	1.50	1.48	1.45									
20	1.62	1.62	1.60	1.57	1.54								
30	1.97	1.99	1.98	1.98	1.96	1.94	1.91	1.90	1.89				
40	2.33	2.39	2.43	2.45	2.45	2.44	2.42	2.41	2.40	2.39	2.38	2.36	2.35
50		2.82	2.91	2.97	3.01	3.03	3.03	3.03	3.03	3.02	3.01	3.00	2.99
55			3.18	3.26	3.32	3.36	3.38	3.38	3.39	3.39	3.39	3.38	3.37
60				3.57	3.66	3.72	3.76	3.77	3.78	3.79	3.80	3.80	3.80
65					4.02	4.11	4.17	4.19	4.22	4.23	4.24		
68						4.36	4.44	4.46	4.49				
	Current 230V, A												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	7.08	7.03	6.94	6.82									
20	7.69	7.66	7.59	7.48	7.36								
30	9.45	9.54	9.55	9.50	9.41	9.30	9.19	9.14	9.08				
40	10.96	11.23	11.39	11.47	11.47	11.43	11.35	11.31	11.26	11.21	11.17	11.10	11.07
50		13.00	13.38	13.63	13.79	13.87	13.89	13.89	13.87	13.85	13.82	13.77	13.73
55			14.50	14.87	15.13	15.30	15.39	15.41	15.42	15.42	15.42	15.40	15.37
60				16.25	16.63	16.89	17.07	17.12	17.18	17.21	17.24	17.26	17.26
65					18.32	18.70	18.98	19.07	19.18	19.25	19.31		
68						19.90	20.25	20.36	20.50				
	Mass Flow g/s												
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	20	25
17	21.30	26.10	31.90	38.60									
20	21.10	26.00	31.80	38.60	46.40								
30	20.40	25.50	31.40	38.10	46.00	55.00	65.20	69.70	77.00				
40	19.80	24.80	30.70	37.50	45.20	54.20	64.40	68.80	76.00	82.50	89.00	104.00	120.50
50		24.10	29.90	36.50	44.20	53.00	63.10	67.50	74.60	81.00	87.50	102.50	119.50
55			29.40	36.00	43.60	52.30	62.30	66.70	73.80	80.00	87.00	102.00	119.00
60				35.50	42.90	51.60	61.60	66.00	73.10	79.50	86.00	101.50	118.50
65					42.50	51.10	61.10	65.50	72.70	79.00	86.00		
68						51.20	61.20	65.70	72.90				

Abb. A-1: Datenblatt Scroll-Kompressor Emerson Climate Technologies ZH09K1P



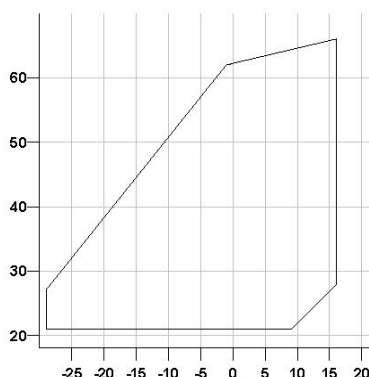
## A2 Datenblatt Inverter-Scroll-Kompressor Emerson Copeland ZPV36

**Copeland Scroll**

**50Hz**

**ZPV36K1-BD9**

**R410A**



Minimum evaporating temp. with:  
 ——— 10K Suction Superheat (VS)

Suction Superheat 10.0K      **Evaporating Temperature °C**      Liquid subcooling 0.0K

Cond °C	Capacity kW											
	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15	
21	1.82	2.49	3.19	3.96	4.82	5.81	6.95	7.45				
30	1.50	2.16	2.83	3.55	4.36	5.27	6.32	6.79	7.55	8.23	8.97	
35		1.98	2.64	3.34	4.11	4.98	5.99	6.43	7.15	7.81	8.51	
40			2.45	3.12	3.86	4.69	5.65	6.07	6.76	7.38	8.05	
45				2.89	3.60	4.39	5.30	5.70	6.35	6.94	7.57	
50				2.65	3.32	4.07	4.92	5.30	5.91	6.47	7.07	
55					3.01	3.72	4.52	4.87	5.45	5.97	6.53	
60						3.32	4.07	4.40	4.93	5.41	5.94	
65										4.78	5.26	
		Power Input kW										
		-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
21		0.91	0.92	0.91	0.89	0.86	0.82	0.77	0.74			
30		1.19	1.18	1.17	1.15	1.12	1.07	1.02	1.00	0.96	0.93	0.89
35			1.36	1.34	1.32	1.28	1.24	1.19	1.16	1.13	1.09	1.05
40				1.53	1.50	1.47	1.42	1.37	1.34	1.31	1.27	1.24
45					1.71	1.67	1.62	1.57	1.55	1.51	1.47	1.44
50					1.95	1.90	1.85	1.79	1.77	1.73	1.70	1.66
55						2.16	2.11	2.05	2.02	1.98	1.94	1.91
60							2.39	2.33	2.30	2.26	2.22	2.18
65										2.52	2.49	
		Current 230V, A										
		-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
21		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
30		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
35			0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
40				0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
45					0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
50					0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
55						0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
60							0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
65								0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
		Mass Flow g/s										
		-25	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	12.5	15
21		9.70	13.10	16.60	20.40	24.50	29.30	34.70	37.10			
30		8.70	12.30	16.00	19.80	24.00	28.70	34.10	36.50	40.40	43.90	47.60
35			11.90	15.70	19.60	23.80	28.50	33.90	36.30	40.20	43.60	47.40
40				15.40	19.30	23.60	28.30	33.70	36.10	40.00	43.40	47.20
45					19.00	23.30	28.10	33.50	35.90	39.80	43.20	47.00
50					18.60	23.00	27.80	33.20	35.60	39.50	43.00	46.70
55						22.50	27.40	32.90	35.30	39.10	42.60	46.40
60							26.80	32.30	34.70	38.70	42.20	46.00
65										41.60	45.50	

Abb. A-2: Datenblatt Scroll-Kompressor Emerson Climate Technologies ZH09K1P



### A3 Messunsicherheiten

Sämtliche Messdaten sind mit Unsicherheiten behaftet, welche von der Unvollkommenheit der Messmethode und der Messinstrumente herrühren. Da die Unsicherheiten die Aussagekraft der Messresultate einschränken, müssen diese nach Möglichkeit quantitativ erfasst werden.

#### Fehlerfortpflanzung

Um die „Qualität“ der Messergebnisse zu ermitteln, wurde im Rahmen dieser Studie die Messunsicherheit auf Basis der Fehlerrechnung nach dem „ISO Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement“ (kurz GUM) ermittelt. Mit der nach diesem Berechnungsverfahren arbeitenden Software GUM Workbench Pro 2.3 des Danish Technological Institute wird die Messunsicherheit exemplarisch für den S/W-WP-Prototypen mit Inverter-Scroll-Kompressor und die Heizkurve „Minergie-Standard“ bestimmt.

#### Messmittel

Sämtliche im Rahmen dieser Studie eingesetzten Messmittel wurden periodisch geprüft und erreichen eine hohe Genauigkeit, um die Messunsicherheit nach ISO GUM klein zu halten.

Messgröße	Messmittel	Physikalisches Messprinzip	Standard Messunsicherheit
Massenstrom Heizwasser	Proline Promass 83	Coriolis-Massendurchflussmessung	$\pm 0.10 \pm \left[ \left( \frac{0.54}{\dot{m}} \right) \cdot 100 \right] \cdot \frac{\dot{m}}{100}$
Temperatur Heizwasser Vorlauf	PT-100 4-Leiter DIN 1/5 Klasse B	Widerstand	$\pm (0.06 + 0.001 \cdot \vartheta)$
Temperatur Heizwasser Rücklauf	PT-100 4-Leiter DIN 1/5 Klasse B	Widerstand	$\pm (0.06 + 0.001 \cdot \vartheta)$
El. Leistungsaufnahme Kompressor	Infratek 105A	El. Stromstärke und el. Spannung	$\pm (0.001 \cdot P_{el} + 0.002 \cdot 5750)$
El. Leistungsaufnahme Soleumwälzpumpe	Syntax P530	El. Stromstärke und el. Spannung	$\pm 0.005 \cdot P_{el}$
Datenlogger und Messkarten	NI cDAQ-9172 NI 9203, NI 9205, NI 9217	-	vernachlässigbar

Tab. A-1: Messmittel welche bei der experimentellen Untersuchung der S/W-WP-Prototypen verwendet wurden

Die Vor- und Rücklauftemperaturen des Heizwassers wurden mittels je zwei kalibrierten PT-100 4-Leiter-Temperatur Sensoren (DIN 1/5 Klasse B) erfasst. Die Messunsicherheit der Temperaturmessung ist  $< 0.01$  K. Aufgrund der Auflösung von 16 Bit des verwendeten Datenloggers NI cDAQ-9172 und den Messkarten NI 9203, NI 9205 sowie NI 9217, ist davon auszugehen, dass die Einflüsse des Datenloggers und der Messkarten auf das Messergebnis vernachlässigbar klein sind. Aus diesem Grund werden der Datenlogger und die Messkarten im Rahmen dieser Studie als „ideal“ betrachtet.

### Ergebnisse der Fehlerfortpflanzung für die Heizkurve „Minergie-Standard“

Die Ergebnisse der Fehlerrechnung werden exemplarisch für den S/W-WP-Prototyp mit dem Inverter-Scroll-Kompressor und die Heizkurve „Minergie-Standard“ dargestellt. Die Überdeckungswahrscheinlichkeit (Vertrauensgrad) der hier ausgewiesenen Resultate beträgt 95% ( $k = 2$ ).

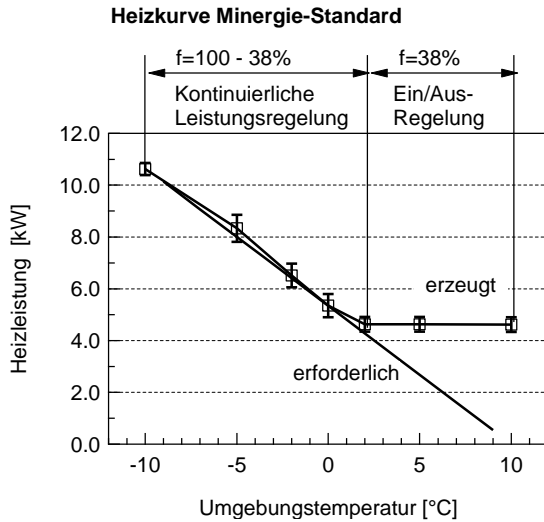


Abb. A-3: Erforderliche und erzeugte Heizleistung mit Darstellung der Messunsicherheit ( $k = 2$ ) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

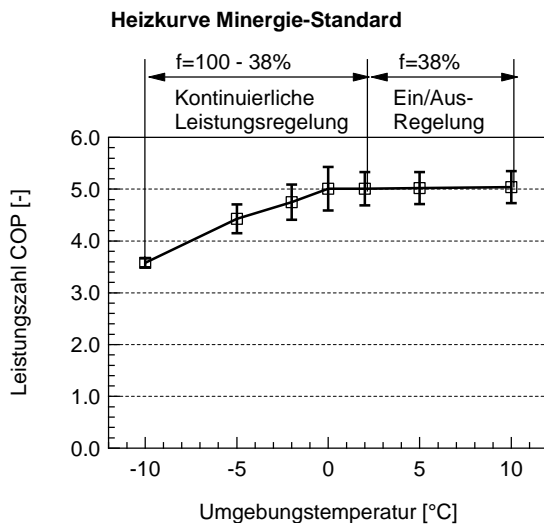


Abb. A-4: Leistungszahl mit Berücksichtigung des Ventilators mit Darstellung der Messunsicherheit ( $k = 2$ ) des S/W-WP-Prototyps mit Inverter-Scroll-Kompressor in Funktion der Umgebungstemperatur für die Heizkurve „Minergie-Standard“ (VL/RL 30°C/25°C bei -10°C Umgebungstemperatur).

### Auszug aus GUM Workbench Pro

Nachfolgend werden die Modellgleichung, die Liste der Messgrößen, die Messunsicherheits-Budgets sowie die Ergebnisse der Fehlerrechnung nach ISO GUM aus der Software GUM Workbench Pro für den S/W-WP-Prototypen mit dem Inverter-Scroll-Kompressor und die Heizkurve „Minergie-Standard“ für die Umgebungstemperatur von 2°C exemplarisch dargestellt.

#### **Modellgleichung:**

$$m = m_{\text{ind}} - \Delta_{\text{minst}};$$

$$\vartheta_{\text{VL1}} = \vartheta_{\text{VLind1}} - \Delta \vartheta_{\text{VLinst1}};$$

$$\vartheta_{\text{VL2}} = \vartheta_{\text{VLind2}} - \Delta \vartheta_{\text{VLinst2}};$$

$$\vartheta_{\text{RL1}} = \vartheta_{\text{RLind1}} - \Delta \vartheta_{\text{RLinst1}};$$

$$\vartheta_{\text{RL2}} = \vartheta_{\text{RLind2}} - \Delta \vartheta_{\text{RLinst2}};$$

$$\vartheta_{\text{VL}} = (\vartheta_{\text{VL1}} + \vartheta_{\text{VL2}}) / 2;$$

$$\vartheta_{\text{RL}} = (\vartheta_{\text{RL1}} + \vartheta_{\text{RL2}}) / 2;$$

$$P_{\text{elKp}} = P_{\text{elindKp}} - \Delta P_{\text{elinstKp}};$$

$$P_{\text{elSUp}} = P_{\text{elindSUp}} - \Delta P_{\text{elinstSUp}};$$

$$P_{\text{el}} = P_{\text{elKp}} + P_{\text{elSUp}};$$

$$Q_{\text{H}} = m / 3600 * 4200 * (\vartheta_{\text{VL}} - \vartheta_{\text{RL}});$$

$$\text{COP} = Q_{\text{H}} / P_{\text{el}};$$

**Liste der Grössen:**

<b>Grösse</b>	<b>Einheit</b>	<b>Definition</b>
$m$	kg/h	Erwartungswert Massenstrom Heizwasser
$m_{\text{ind}}$	kg/h	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Massenstrom Heizwasser
$\Delta m_{\text{inst}}$	kg/h	Messunsicherheit Coriolis Durchflussmessgerät Heizwasser
$\vartheta_{\text{VL1}}$	°C	Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VLind1}}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst1}}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VL2}}$	°C	Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VLind2}}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst2}}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RL1}}$	°C	Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RLind1}}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst1}}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RL2}}$	°C	Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{RLind2}}$	°C	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst2}}$	°C	Messunsicherheit Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser
$\vartheta_{\text{VL}}$	°C	Temperatur Vorlauf Heizwasser
$\vartheta_{\text{RL}}$	°C	Temperatur Rücklauf Heizwasser
$P_{\text{elKp}}$	W	Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Kompressor
$P_{\text{elindKp}}$	W	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts elektrische Leistungsaufnahme Kompressor
$\Delta P_{\text{elinstKp}}$	W	Messunsicherheit Leistungsmessgerät Kompressor
$P_{\text{elSUP}}$	W	Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Soleumwälzpumpe
$P_{\text{elindSUP}}$	W	Empirische Standardunsicherheit des Mittelwerts elektrische Leistungsaufnahme Soleumwälzpumpe
$\Delta P_{\text{elinstSUP}}$	W	Messunsicherheit Leistungsmessgerät Soleumwälzpumpe
$P_{\text{el}}$	W	Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor und Soleumwälzpumpe
$Q_{\text{H}}$	W	Erzeugte Heizleistung
<b>COP</b>	-	Leistungszahl

**Messunsicherheits-Budgets:****m:**

Erwartungswert Massenstrom Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$m_{ind}$	1839.00 kg/h	8.19 kg/h	Normal	1.0	8.2 kg/h	97.3%
$\Delta m_{inst}$	0.0 kg/h	1.37 kg/h	Rechteck	-1.0	-1.4 kg/h	2.7%
$m$	1839 kg/h	8.30 kg/h				

 $\vartheta_{VL1}$ :

Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 1 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{VLind1}$	26.6000°C	0.0500°C	Normal	1.0	0.050°C	50.0%
$\Delta \vartheta_{VLinst1}$	0.0°C	0.0500°C	Rechteck	-1.0	-0.050°C	50.0%
$\vartheta_{VL1}$	26.6000 °C	0.0707°C				

 $\vartheta_{VL2}$ :

Erwartungswert Temperatur Vorlauf Sensor 2 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{VLind2}$	27.7000°C	0.0500°C	Normal	1.0	0.050°C	49.9%
$\Delta \vartheta_{VLinst2}$	0.0°C	0.0501°C	Rechteck	-1.0	-0.050°C	50.1%
$\vartheta_{VL2}$	26.7000°C	0.0708°C				

 $\vartheta_{RL1}$ :

Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 1 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{RLind1}$	24.5000°C	0.0400°C	Normal	1.0	0.040°C	40.2%
$\Delta \vartheta_{RLinst1}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	-1.0	-0.049°C	59.8%
$\vartheta_{RL1}$	24.5000°C	0.0631°C				

$\vartheta_{RL2}$ :

Erwartungswert Temperatur Rücklauf Sensor 2 Heizwasser

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$\vartheta_{RLind2}$	24.6000°C	0.0400°C	Normal	1.0	0.0400°C	40.1%
$\Delta\vartheta_{RLinst2}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	-1.0	-0.049°C	59.9%
$\vartheta_{RL2}$	24.600°C	0.0631°C				

 $P_{elKp}$ :

Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Kompressor

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$P_{elindKp}$	885.00 W	1.47 W	Normal	1.0	1.5 W	4.1%
$\Delta P_{elinstKp}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	-1.0	-7.2 W	95.9%
$P_{elKp}$	885.00 W	7.30 W				

 $P_{elV}$ :

Erwartungswert elektrische Leistungsaufnahme Soleumwälzpumpe

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$P_{elindSUP}$	37.410 W	0.140 W	Normal	1.0	0.14 W	62.7%
$\Delta P_{elinstSUP}$	0.0 W	0.108 W	Rechteck	-1.0	-0.11 W	37.3%
$P_{elSUP}$	37.410 W	0.177 W				

 $P_{el}$ :

Elektrische Leistungsaufnahme Kompressor und Soleumwälzpumpe

Grösse	Wert	Standard-messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitätskoeffizient	Unsicherheitsbeitrag	Index
$P_{elindKp}$	885.00 W	1.47 W	Normal	1.0	1.5 W	4.0%
$\Delta P_{elinstKp}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	-1.0	-7.2 W	95.9%
$P_{elindSUP}$	37.410 W	0.140 W	Normal	1.0	0.14 W	0.0%
$\Delta P_{elinstSUP}$	0.0 W	0.108 W	Rechteck	-1.0	-0.11 W	0.0%
$P_{el}$	922.41 W	7.30 W				

**Q<sub>H</sub>:**

Erzeugte Heizleistung

Grösse	Wert	Standard- messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient	Unsicherheits- beitrag	Index
$m_{ind}$	1839.00 kg/h	8.19 kg/h	Normal	2.4	20 W	1.9%
$\Delta m_{inst}$	0.0 kg/h	1.37 kg/h	Rechteck	-2.4	-3.4 W	0.0%
$\vartheta_{VLind1}$	26.6000°C	0.0500°C	Normal	1100	54 W	13.6%
$\Delta \vartheta_{VLinst1}$	0.0°C	0.0500°C	Rechteck	-1100	-54 W	13.6%
$\vartheta_{VLind2}$	26.7000°C	0.0500°C	Normal	1100	54 W	13.6%
$\Delta \vartheta_{VLinst2}$	0.0°C	0.0501°C	Rechteck	-1100	-54 W	13.7%
$\vartheta_{RLind1}$	24.5000°C	0.0400°C	Normal	-1100	-43 W	8.7%
$\Delta \vartheta_{RLinst1}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	1100	52 W	13.0%
$\vartheta_{RLind2}$	24.6000°C	0.0400°C	Normal	-1100	-43 W	8.7%
$\Delta \vartheta_{RLinst2}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	1100	52 W	13.0%
$\vartheta_{VL}$	26.6500°C	0.0500°C	-	-	-	-
$\vartheta_{RL}$	24.5500°C	0.0446°C	-	-	-	-
<b>Q<sub>H</sub></b>	<b>4506 W</b>	<b>145 W</b>				

**COP:**

## Leistungszahl

Grösse	Wert	Standard- messunsicherheit	Verteilung	Sensitivitäts- koeffizient	Unsicherheits- beitrag	Index
$m_{\text{ind}}$	1839.00 kg/h	8.19 kg/h	Normal	$2.7 \cdot 10^{-3}$	0.022 -	1.8%
$\Delta m_{\text{inst}}$	0.0 kg/h	1.37 kg/h	Rechteck	$-2.7 \cdot 10^{-3}$	$-3.6 \cdot 10^{-3}$ -	0.0%
$\vartheta_{\text{VLind1}}$	26.6000°C	0.0500°C	Normal	1.2	0.058 -	12.9%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst1}}$	0.0°C	0.0500°C	Rechteck	-1.2	-0.058 -	12.9%
$\vartheta_{\text{VLind2}}$	26.7000°C	0.0500°C	Normal	1.2	0.058 -	12.9%
$\Delta \vartheta_{\text{VLinst2}}$	0.0°C	0.0501°C	Rechteck	-1.2	-0.058 -	12.9%
$\vartheta_{\text{RLind1}}$	24.5000°C	0.0400°C	Normal	-1.2	-0.047 -	8.2%
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst1}}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	1.2	0.057 -	12.2%
$\vartheta_{\text{RLind2}}$	24.6000°C	0.0400°C	Normal	-1.2	-0.047 -	8.2%
$\Delta \vartheta_{\text{RLinst2}}$	0.0°C	0.0488°C	Rechteck	1.2	0.057 -	12.3%
$\vartheta_{\text{VL}}$	26.6500°C	0.0500°C	-	-	-	-
$\vartheta_{\text{RL}}$	24.5500°C	0.0446°C	-	-	-	-
$P_{\text{elindKp}}$	885.00 W	1.47 W	Normal	$-5.3 \cdot 10^{-3}$	$-7.8 \cdot 10^{-3}$ -	0.2%
$\Delta P_{\text{elinstKp}}$	0.0 W	7.15 W	Rechteck	$5.3 \cdot 10^{-3}$	0.038 -	5.5%
$P_{\text{elindSUP}}$	37.410 W	0.140 W	Normal	$-5.3 \cdot 10^{-3}$	$-740 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
$\Delta P_{\text{elinstSUP}}$	0.0 W	0.108 W	Rechteck	$5.3 \cdot 10^{-3}$	$570 \cdot 10^{-6}$ -	0.0%
<b>COP</b>	<b>4.885 -</b>	<b>0.162 -</b>				

**Ergebnisse:**

Grösse	Wert	Erweiterte Mess- unsicherheit	Erweiterungs- faktor	Überdeckungs- wahrscheinlichkeit
m	1839 kg/h	17 kg/h	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{VL1}$	26.60°C	0.14°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{VL2}$	26.70°C	0.14°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{RL1}$	24.50°C	0.13°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{RL2}$	24.60°C	0.13°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{VL}$	26.65°C	0.10°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$\vartheta_{RL}$	24.550°C	0.089°C	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$P_{elKp}$	885 W	15 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$P_{elSUP}$	37.41 W	0.35 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
$P_{el}$	922 W	15 W	2.00	95% (Normal-Verteilung)
<b><math>Q_H</math></b>	<b>4510 W</b>	<b>290 W</b>	2.00	95% (Normal-Verteilung)
<b>COP</b>	<b>4.88 -</b>	<b>0.32 -</b>	2.00	95% (Normal-Verteilung)