



Schweizerische Eidgenossenschaft  
Confédération suisse  
Confederazione Svizzera  
Confederaziun svizra

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

# VERBESSERUNG DER JAHRES- ARBEITSZAHL DURCH WITTE- RUNGSGEFÜHRTEN LADEKREIS

Schlussbericht 2008

Ausgearbeitet durch

**Peter Hubacher, Hubacher Engineering**

Tannenbergrasse 2, 9032 Engelburg

Tel. +41 (0)71 260 27 27

Fax +41 (0)71 260 27 28

Mail: [he-ko@bluewin.ch](mailto:he-ko@bluewin.ch)

und

**Max Ehrbar, Enertec AG**

Im Sixer, 7306 Sargans

Tel. +41 (0)81 723 36 35

Mail: [ehrbar.max@bluewin.ch](mailto:ehrbar.max@bluewin.ch)

## Impressum

Datum: 01. November 2008

**Im Auftrag des Bundesamt für Energie**, Forschungsprogramm UAW Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen

Postadresse: CH-3003 Bern

Tel. +41 (0)31 322 56 11, Fax +41 (0)31 323 25 00

[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)

BFE-Programmleiter F&E: Thomas Kopp [tkopp@hsr.ch](mailto:tkopp@hsr.ch)

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns [andreas.eckmanns@bfe.admin.ch](mailto:andreas.eckmanns@bfe.admin.ch)

Projektnummer: 152'069

Bezugsort der Publikation: [www.energieforschung.ch](http://www.energieforschung.ch)

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

## **Inhaltsverzeichnis**

	Seite
Zusammenfassung	4
Abstract	5
1. Problemstellung	6
2. Projektidee	9
3. Methodik	10
4. Theoretische Analysen	11
5. Planung	12
6. Projektablauf	13
7. Ergebnisse	16
8. Diskussion	22
9. Schlussfolgerung	23
Referenzen	24

## **Anhang**

A) Messplan zu Anlage A (Radiatorenheizung) und B (Bodenheizung)	25
B) Auslastungsgrade Anlage A und B	26
C) Beispiele von Vorlauftemperaturverläufen aus dem Projekt FAWA B	27

## ZUSAMMENFASSUNG

Die Erfahrung zeigt, dass die Wassertemperatur ab dem Kondensator von Wärmepumpen insbesondere bei Luft-Wasser-Wärmepumpen deutlich über dem mittleren Heizungsverlauf liegt. Dies ist energetisch nachteilig. Man kann diesen Nachteil beheben, wenn man den Senkenmassenstrom durch den Kondensator so steuert, dass die Wassertemperatur ab Kondensator, nach Aussentemperatur geführt, dem Heizgesetz entspricht. Auf diese Weise erhält man sowohl eine einwandfreie hydraulische und energetische Entkoppelung von Lade- und Lastkreis als auch eine leistungsoptimale Führung der Kondensationstemperatur. Eine modellmässige Abschätzung des Verbesserungspotentials durch die Massnahme ergibt eine Erhöhung der Leistungszahlen von bis 20 % bei höheren Umgebungstemperaturen. Die Wärmepumpe wird damit zur einbaufertigen Einheit, die mit dem Wärmeverteilsystem ohne weitere Massnahme harmonisiert (Plug-and-play), bei der nur noch das Heizgesetz auf die Anlage abgestimmt werden muss.

Das Konzept hat bei zwei Anlagen einwandfrei funktioniert. Es hat sich aber auch gezeigt, dass die Voraussetzungen dazu geschaffen werden müssen. Neben einem auch beim höchsten Durchsatz einwandfrei schichtenden Speicher bedarf es eines schnell arbeitenden Regulierventils. Der Kondensator muss so ausgelegt werden, dass die Druckverluste beim grössten vorgesehenen Massenstrom noch in erträglichen Grenzen bleiben. Schliesslich sind die Ein- und Ausschalffühler am Speicher so zu positionieren, dass der Speicherinhalt möglichst maximal genutzt werden kann.

Der Speicherinhalt ist primär nicht durch die thermische Kapazität sondern durch den Heizkreismassenstrom gegeben. Die zeitliche Reserve des Speichers ist gegeben durch den Speicherinhalt dividiert durch den Heizkreismassenstrom. Bei einer Stunde Sperrzeit würde dies einem Speichervolumen entsprechen, das gleich dem stündlichen Durchfluss ist. Das führt in der Praxis zu grossen Speichern. Man kann das dadurch mildern, dass man beispielsweise den Heizkreismassenstrom bei Stillstand der Wärmepumpe durch ein Drosselventil halbiert. Dadurch steigt die Spreizung der Systemtemperaturen auf etwa das 1.5-fache. Dies vergrössert die zeitliche Reserve des Speichers um den Faktor 2. Allerdings ist die mittlere Temperatur zwischen Vor- und Rücklauf, die für die Wärmeabgabe an die Räume verantwortlich ist, ebenfalls etwas kleiner, sodass in dieser Phase die Wärmeabgabe etwa um 30% sinkt. Dies kann während der Sperrzeiten um die Mittagszeit akzeptiert werden.

Bei den untersuchten beiden Anlagen liegen die Gewinne bei den Jahresarbeitszahlen bei 11% (Anlage A) resp. 8% (Anlage B). Bei Anlage A würde der Gewinn sogar bei etwa 12% liegen, wenn der Speicher genügend gross wäre und einwandfrei schichten würde. Auswertungen von 16 im Feld gemessenen Anlagen zeigen ein Verbesserungspotential der Jahresarbeitszahl von etwa 18% bei den Luft-Wasser-Wärmepumpen und 5% bei den Sole-Wasser-Maschinen.

Das Konzept ist bei allen hydraulischen Standardschaltungen anwendbar, zeigt aber seine Vorteile besonders bei der Kombination von Luft-Wasser-Wärmepumpe und Bodenheizung.

## ABSTRACT

Experience shows that the post condenser water temperature in particular for air-water heat pumps is much higher than the set temperature. This is not efficient and can be improved by setting the mass flow through the condenser via an ambient temperature sensor. In this way an optimal hydraulic and energetic decoupling of the sink and source systems is achieved, as well as a power optimised control of the condenser temperature. A model shows a COP improvement of 20% at higher ambient temperatures. The heat pump thus becomes a “plug and play” unit harmonizing with the heating network. It then only needs to be thermodynamically matched to the heating system.

The method performed exceptionally in two installations, but also demonstrated that the correct conditions need to be met. In addition to a storage tank that works well under high mass flows, the control valve must operate quickly. The condenser must be dimensioned such that the pressure drop under the highest flow conditions stays within acceptable limits. Finally the storage tank on and off sensors must be positioned allowing the maximum use of the stored capacity.

The stored capacity is defined primarily by the mass flow of the heat distribution system and not the thermal capacity. Its volume divided by the heated circuits flow defines the reserve period of the tank. So in the case of a 1-hour down time (e.g. at lunch time), the tank volume needs to equal that which would flow through the heating system in 1 hour. This leads in practice to over dimensioned storage tanks. This can be countered by allowing a throttle valve to half the heated circuit flow when the heat pump is not operating. This increases the storage tanks reserve time by a factor of 2. However the average temperature between the feeder and return systems falls slightly and the amount heat that can be transferred falls by about 30%.

In the investigated installations the SPF increased by 11% (installation A) and 8% (installation B). Installation A would lay by 12% if the storage tank was sufficiently large. Analysis of further 16 measured installations show a possible SPF improvement of 18% for air-water heat pumps and 5% for brine-water aggregates.

This method is applicable to all hydraulic standard installations. It demonstrates however dramatic improvements when implemented with air-water heat pumps.

## 1. Problemstellung

Die Idee des Projektes „Witterungsgeführter Ladekreis“ bestand darin, eine vollständige Entkoppelung der Hydraulik, der Wärmeleistung und der Systemtemperaturen zwischen Wärmepumpe und Heizkreis zu erreichen. Damit soll der maximal mögliche Freiheitsgrad zur energieoptimalen Steuerung der Kondensationstemperatur mit dem Ziel einer möglichst hohen Leistungs- und Arbeitszahl geschaffen werden.

Bei öl- und gasbefeuelten Heizanlagen haben die Vorlauftemperaturen des Wärmeverteilsystems keinen nennenswerten Einfluss auf den energetischen Wirkungsgrad der Heizanlage. Im Gegensatz dazu reagiert die Effizienz von Wärmepumpen sehr empfindlich auf das Niveau der Quellen- und Senktemperaturen. Je tiefer die Quelltemperatur und je höher die Senktemperatur, desto geringer sind die Leistungs- und Jahresarbeitszahl. Aus energetischer Sicht ist man also daran interessiert, die Quelltemperaturen möglichst hoch und die Senktemperaturen möglichst tief zu halten. Es gilt die Faustregel, dass die Leistungs- und Jahresarbeitszahl einer Wärmepumpe pro Kelvin tieferer Quelltemperatur (Mittelwert über Heizsaison) um etwa 3.0 % und pro Kelvin höherer Senktemperatur (Mittelwert über Heizsaison) um ebenfalls 3.0 % sinkt und umgekehrt. Die Auswertung von 16 Wärmepumpenanlagen aus dem Projekt FAWA [1] zeigt im saisonalen Mittel eine Vorlaufüberhöhung ab Kondensator von 3.75 K gegenüber dem Heizgesetz. Dies entspricht gemäss obiger Faustregel einer Verminderung der Jahresarbeitszahl von etwa 11 %.

Wir befassen uns in dieser Arbeit mit der Tiefhaltung der Senktemperaturen. Der Verlauf der minimalen Senktemperaturen über die Heizsaison ist durch das Heizgesetz gegeben. Das Heizgesetz ist der Zusammenhang zwischen Vorlauftemperatur und Umgebungstemperatur, wie er in Heizungssteuerungen einprogrammiert ist. Fallen die Senktemperaturen im zeitlichen Mittel unter diesen Wert, so ist der gewünschte Komfort nicht mehr gewährleistet.

Das Heizgesetz einer Heizanlage hängt von verschiedenen Faktoren ab. Da ist einmal das Wärmeverteilsystem selber. Bodenheizungen arbeiten mit tieferen Temperaturen als Radiatorenheizungen. Bei Neubauten liegen die Vorlauftemperaturen von Bodenheizungen im Auslegungspunkt bei typischerweise 30-35°C und bei Radiatorenheizungen bei 45°C. Altbauten wurden damals mit 90/70 geplant, d.h. die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen betragen im Auslegungspunkt 90 resp. 70°C. Die Erfahrungen aus Sanierung zeigen allerdings, dass diese hohen Temperaturen in der Praxis nicht auftreten. Man kann vielmehr von etwa 60-65°C Vorlauftemperatur im Auslegungspunkt ausgehen.

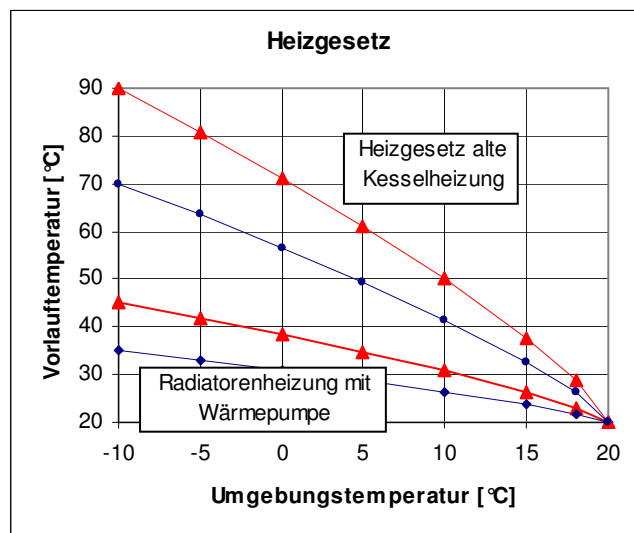


Abb. 1: Typische Heizgesetze (▲ Vorlauf, ♦ Rücklauf)

Das Heizgesetz gilt für die geregelten Temperaturen zum Wärmeverteilsystem. Das heisst nun aber nicht, dass die Vorlauftemperaturen ab Kondensator diesen benötigten Vorlauftemperaturen entsprechen. Je nach gewählter Schaltung der Hydraulik des Wärmeverteilsystems können die effektiven Temperaturen ab Kondensator auch beträchtlich höher liegen als benötigt. Dies hat sich schon beim Projekt FAWA gezeigt. Als Beispiel sei die folgende Grafik einer Feldmessung gezeigt (weitere Beispiele siehe Anhang).

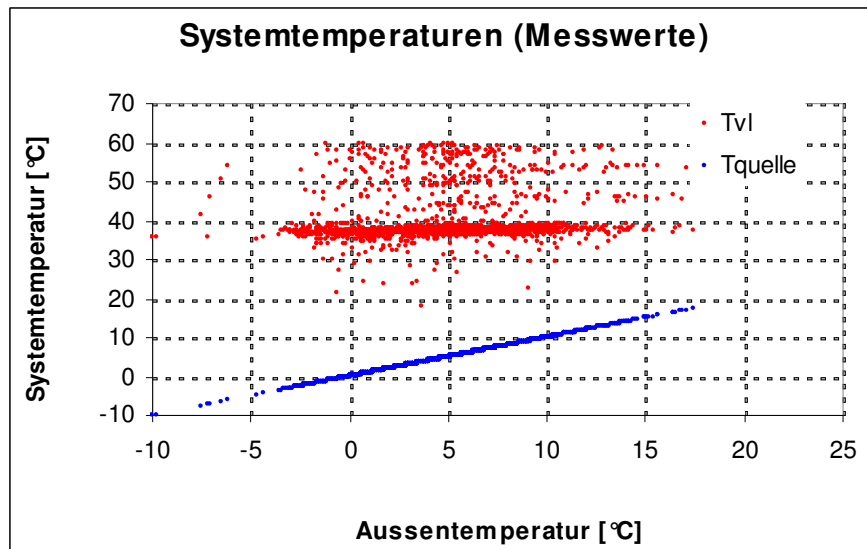


Abb. 2: Feldmessung aus dem Projekt FAWA [1]. Die dicht beieinander liegenden Punkte stellen den Heizbetrieb dar. Die stark streuenden roten Punkte oberhalb der Heizkurve stammen vom Warmwasserbetrieb.

Man erkennt aus der Feldmessung Abb. 2 klar, dass die Vorlauftemperatur ab Kondensator (rote Punkte) mit steigender Umgebungstemperatur (blaue Punkte) sogar leicht ansteigt. Das Heizgesetz würde einen sinkenden Verlauf der Vorlauftemperatur zulassen. Die ansteigende Vorlauftemperatur bei höheren Umgebungstemperaturen führt bei der Wärmepumpe zu schlechteren Leistungszahlen als bei fallendem Verlauf. Ein gerechneter Vergleich des Verlaufs der Leistungszahlen (COP) für den gemessenen Vorlauf und das in diesem Fall gültig Heizgesetz zeigt, dass bei höheren Umgebungstemperaturen die Leistungszahlen bei Einhaltung des Heizgesetzes um bis zu 25% höher liegen.

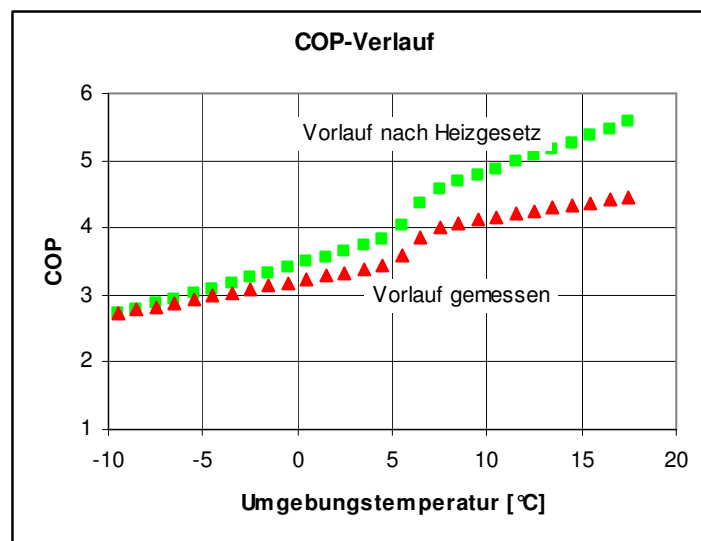


Abb. 3: Vergleich der COP-Verläufe für den gemessenen und den gemäss Heizgesetz gültigen Verlauf der Vorlauftemperaturen nach Abb. 2 (Luft-Wasser-Wärmepumpe)

Erwartungsgemäss nähern sich die Leistungszahlen bei tieferen Umgebungstemperaturen der Ideallinie an. Die Einhaltung des Heizgesetzes wirkt sich also vor allem bei den höheren Umgebungstemperaturen positiv aus. Die Jahresarbeitszahlen ergeben für den gemessenen Fall 3.31 und für den Fall nach Heizgesetz 3.69 (es handelt sich hier um eine sehr gute Wärmepumpe).

Da die Regelung der Wärmeabgabe resp. der Heizleistung normalerweise durch Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe erfolgt, schwanken die Vorlauftemperaturen während eines Ein- und Ausschaltzyklus beträchtlich. Schliesslich ist es so, dass die Heizleistung der Wärmepumpe im Allgemeinen höher als die benötigte Wärmebedarfsleistung ist. Dies führt zu einer Überhöhung der Vorlauftemperatur ab Kondensator.

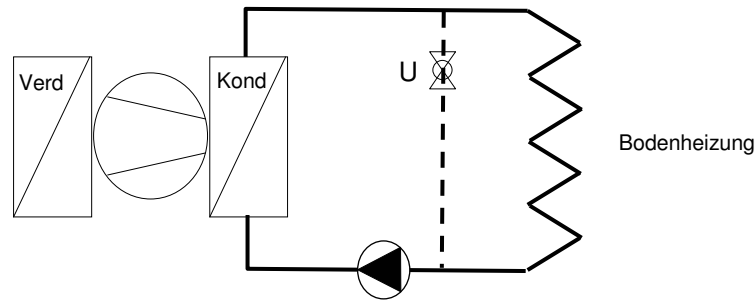


Abb. 4: Typische Einbindung einer Wärmepumpe ins Heizverteilsystem (Bodenheizung)

Wenn wir nun den Verlauf der Vorlauftemperatur im Wärmeverteilsystem betrachten, so ergibt sich für die Schaltung nach Abb. 4 im Ein-Aus-Betrieb folgender Temperaturverlauf:

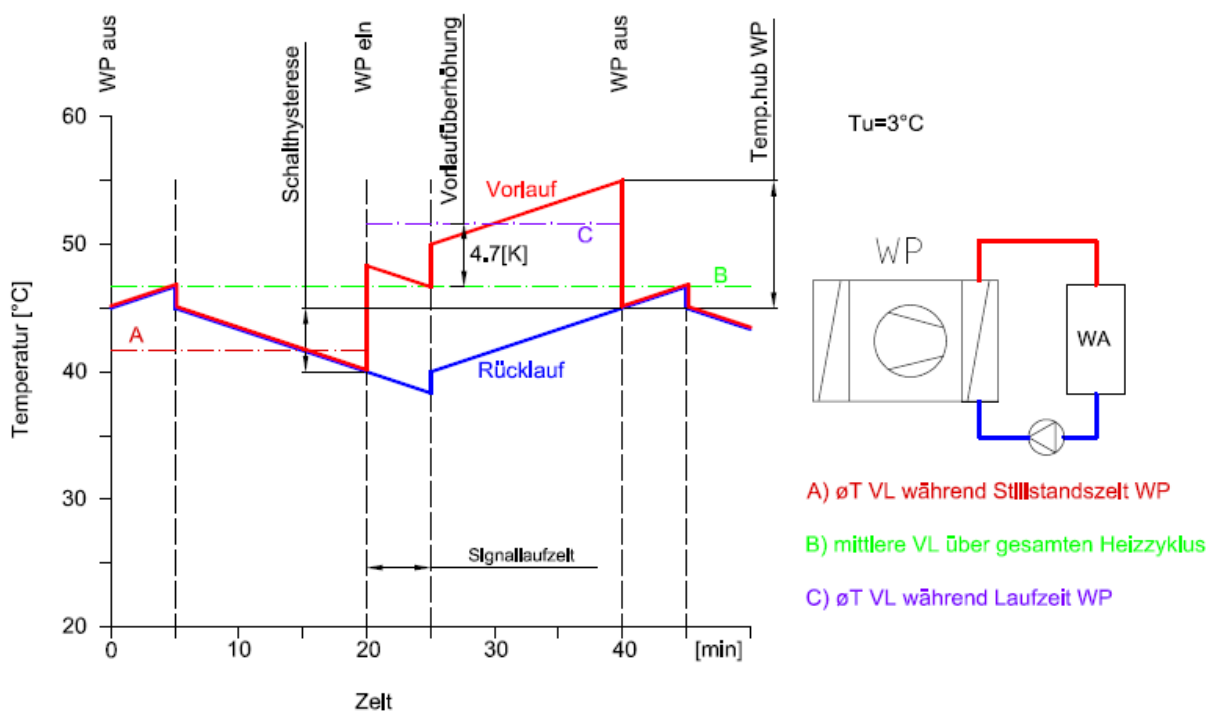


Abb. 5: Schematisierter Verlauf der Vorlauf- und Rücklaustemperaturen für eine Standardschaltung nach Abb. 2 mit Bodenheizung und Luft-Wasser-Wärmepumpe

In Abb. 5 wird ein Fall mit etwa 50% Auslastungsgrad dargestellt (Aussentemperatur ca.  $3^\circ\text{C}$ ). Der Linienzug beginnt links unmittelbar nach dem Ausschalten der Wärmepumpe. Solange die Wärmepumpe nicht arbeitet, sind Vor- und Rücklauftemperatur am Kondensator gemessen fast identisch. Die mittlere Vorlauftemperatur ans Wärmeverteilsystem beträgt im Beispiel  $46.3^\circ\text{C}$ . Dies ist zwar etwas hoch, spielt jedoch in Bezug auf die Schematik keine Rolle. Genau genommen verlaufen die Temperaturen treppenförmig, allerdings stark gedämpft. Wenn man davon ausgeht, dass ein Wassermolekül beim Verlassen des Kondensators etwa 5 Minuten braucht (Signallaufzeit), bis es via Rücklauf wieder dort ankommt, müsste alle 5 Minuten eine Treppenstufe sichtbar sein. Dies gilt jedoch nur dann, wenn wie gezeichnet nur ein Verbraucher vorhanden ist und im hydraulischen System eher Kolbenströmung ( $w(r)=\phi$ ). In der Praxis sind es jedoch mehrere Verbraucher, deren Signallaufzeit unterschiedlich ist, sodass der Rücklauf ein Mix aus all diesen Rücklauftemperaturen der Einzelkreise ist. Das bedeutet, dass die Temperaturverläufe geglättet werden. Der Temperaturhub der Wärmepumpe ist bei Sole-Wasser-Maschinen bei allen Umgebungstemperaturen etwa gleich, da die Quellentemperaturen der Erdwärmesonden wenig von der Umgebungstemperatur abhängt. Bei Luft-Wasser-Maschinen steigt er bei hohen Aussentemperaturen auf etwa das Doppelte. Bei einer Wärmepumpe, die im Auslegepunkt gerade im Dauerbetrieb und der Ladekreismassenstrom gleich dem Heizkreismassenstrom ist, entspricht der Temperaturhub am Kondensator gleich der Temperaturspreizung des Wärmeverteilsystems werden. Je höher die Umgebungstemperatur ist, desto kleiner sollte die Spreizung des Tempera-



turverteilungssystemen. Der Temperaturhub über dem Kondensator hingegen bleibt im günstigen Fall (SW-WP) konstant und steigt bei LW-WP auf den doppelten Wert.

Wie man aus dem Beispiel sieht, arbeitet die Wärmepumpe mit ca. 5 K höherer mittlerer Vorlauftemperatur als es das Heizgesetz verlangt. Hier setzt eben das Verfahren des witterungsgeführten Ladekreises an. Wenn die Wärmepumpe überdimensioniert ist, was bei Neuanlagen fast durchwegs der Fall ist, tritt bereits im Auslegepunkt eine Vorlaufüberhöhung auf.

Selbstverständlich verlaufen die Temperaturen nicht so eckig wie gezeichnet. Vielmehr sind Einschwingvorgänge beim Ein- und Ausschalten der Wärmepumpe vorhanden, die zu „Abrundungen“ führen. Aus zeichnerischen Gründen wurde darauf verzichtet, diese einzutragen.

## 2. Projektidee

Die hier verfolgte Idee besteht darin, dass der Ladekreis und der Heizkreis vollständig entkoppelt werden. Dies geschieht durch Einfügen eines Speichers. Dies allein ergibt noch keine Verbesserung der Leistungszahl. Die Verbesserung besteht darin, dass die Speicherladung durch Variation des Ladekreismassenstroms geschehen soll. Durch diese Massenstromvariation im Ladekreis wird der Temperaturhub über den Kondensator nach Aussentemperatur so gesteuert, dass er stets dem Heizgesetz entspricht. Da der Speicher mit dieser Temperatur geladen wird, erhält auch der Heizkreis die richtige Vorlauftemperatur. Mit diesem simplen Kniff wird eine Überhöhung der Kondensatortemperaturen vermieden. Eine weitere Stellmöglichkeit wird nicht benötigt.

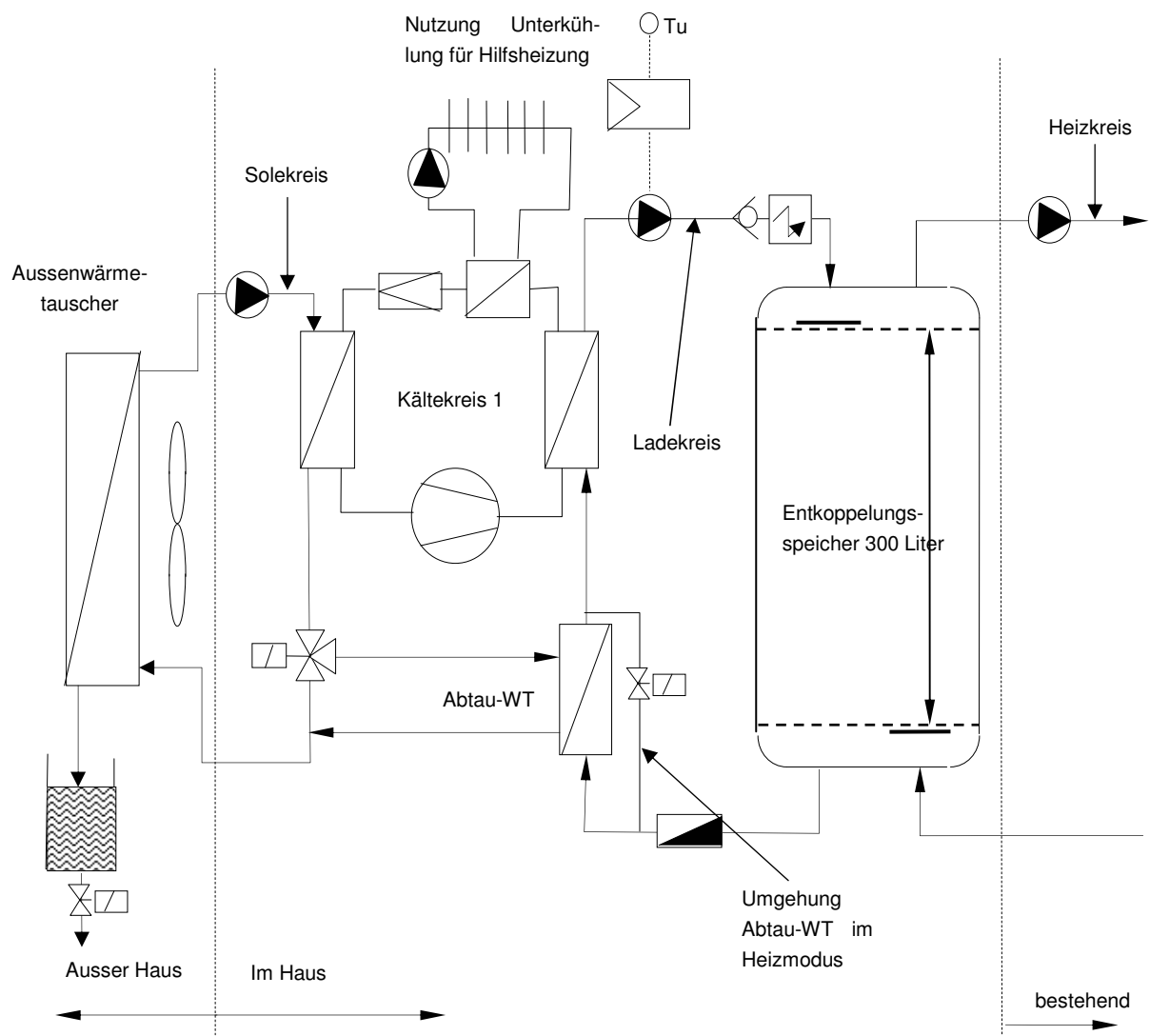


Abb. 6: Schema des gesteuerten Ladekreises mit einer Luft-Wasser-Wärmepumpe.

Da der Regelbereich der Umwälzpumpe nur etwa 40-100 % umfasste, wurde in Serie zur Umwälzpumpe zusätzlich ein steuerbares Drosselventil eingebaut, das mit dem gleichen 0-10V-Signal angesteuert wird wie die Umwälzpumpe. Damit konnte der Durchfluss von 400 bis 3600 l/h variiert werden. Da das Drosselventil im Ruhezustand vollständig geschlossen werden kann, erübrigt sich zudem ein Rückschlagventil.

Die Wirksamkeit des Konzepts ist bei Luft-Wasser-Wärmepumpen ausgeprägter als bei Sole-Wasser-Wärmepumpen. Bei Luft-Wasser-Wärmepumpen variiert die Wärmeleistung der Wärmepumpe als Folge der Umgebungstemperatur während einer Heizsaison weit stärker als bei einer Sole-Wasser-Wärmepumpe. Daher wurden die Feldversuche an zwei Luft-Wasser-Wärmepumpen durchgeführt. In beiden Fällen handelte es sich um Sanierungen, wobei bei der einen Anlage eine Radiatorenheizung und bei der anderen eine Bodenheizung vorhanden ist. Die Anlagen zeichnen sich zusätzlich dadurch aus, dass der Luft-Wärmetauscher über einen Sole-Zwischenkreis mit dem Verdampfer der Wärmepumpen verbunden ist.

### 3. Methodik

Es geht bei diesem Projekt um den Nachweis der Erhöhung der Jahresarbeitszahl durch das Konzept des witterungsgeführten Ladekreises. Dazu stehen zwei Möglichkeiten offen:

- a) Man simuliert die Anlage rechnerisch
- b) Man baut eine solche Anlage im Feld und testet sie unter praxisgegebenen Bedingungen

Die erste Möglichkeit hat den Vorteil, dass man die Simulation der zu vergleichenden Betriebskonzepte unter exakt definierten Randbedingungen durchführen kann. Andererseits ist die Modellierung der Anlagen vor allem bei Berücksichtigung der instationären Anfahr- und Abstellvorgänge aufwendig. Simulationsmodelle können die Wirklichkeit nur näherungsweise erfassen. Zudem lassen sich unerwartete Verhaltensweisen der Anlage bei der Simulation nie vorhersehen. Die Verifizierung der Simulation hätte die Belegung der Klimakammer am WPZ Buchs bedingt. Abgesehen davon, dass die benötigte Belegung neben dem intensiven Prüfbetrieb nicht möglich war, hätte die Miete des Prüfstandes zusätzliche finanzielle Mittel erfordert.

Die zweite Möglichkeit hat den Vorteil, dass man praxisnahe Bedingungen vorfindet. Insbesondere die Anlauf- und Abstellvorgänge der Wärmepumpe lassen sich nur mit grossem Aufwand simulieren [2]. Sie spielen beim Einschwingen der Ladekreistemperatur eine Rolle. Der Nachteil dieser Methode besteht darin, dass ein unmittelbarer Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit und ohne Ladekreisteuerung nicht ohne weiteres möglich ist, weil die klimatischen Bedingungen während zweier Messperioden nicht identisch sind. Wir haben dieses Problem so gelöst, als wir nicht die Jahresarbeitszahlen selbst, sondern die Unterschiede der Ladekreistemperatur für beide Betriebsarten verglichen haben. Da man aus Erfahrung etwa weiss, wie sich die Jahresarbeitszahlen pro Kelvin Ladekreistemperatur ändern, kann der Gewinn bei der Jahresabreitzahl aus dem Unterschied der Ladekreistemperaturen gut abgeschätzt werden.

Wir haben uns für die zweite Möglichkeit entschieden, wobei je eine Anlage mit Radiatorenheizung und eine Anlage mit Bodenheizung untersucht wurden.

Die Anlagen wurden mit rechnergestützten Messeinrichtungen versehen, die im Minutentakt Daten erfassten und registrierten. Parallel dazu wurden auch Handablesungen von summierenden Zählern vorgenommen.

Die beiden Anlagen wurden sowohl mit konstantem als auch mit gesteuertem Ladekreismassenstrom untersucht. Für den Betrieb mit konstantem Ladekreismassenstrom erhält man die Verläufe der Vorlauftemperaturen ab Kondensator, und zwar für (fast) beliebig viele Heizzyklen der Wärmepumpe. Aus dem zeitlichen Verlauf der Vorlauftemperatur ab Kondensator lässt sich der Mittelwert bilden. Gleichzeitig messen wir auch den Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Speicher, d.h. also zum Wärmeverteilungssystem. Auch hier bilden wir den Mittelwert pro Betriebszyklus der Wärmepumpe. Als Betriebszyklus der Wärmepumpe definieren wir einen Zyklus von Ein- zu Einschaltung der Wärmepumpe (oder Aus- zu Ausschaltung). Bei der üblichen Betriebsweise mit konstantem Ladekreismassenstrom wird die mittlere Temperatur ab Kondensator höher als die mittlere Vorlauftemperatur des Wärmeverteilungssystems liegen.

Dieser Unterschied ist die massgebende Grösse für diese Untersuchung. Er bestimmt die Verschlechterung der Leistungs- und Arbeitszahlen der Wärmepumpe gegenüber dem idealen Betrieb mit einem

Massenstrom geregeltem Ladekreislauf. Wie sieht der Zusammenhang zwischen Umgebungstemperatur und Vorlaufüberhöhung beim unregelmässigen Ladekreisstrom aus? Von welchen Parametern hängt er ab?

Des Weiteren interessiert uns die Funktion der Ladekreissteuerung, um Erkenntnisse für deren Auslegung und die Wahl der Komponenten zu erkennen (Ventile, Umwälzpumpe, Speicherschichtung, Speicherdimensionierung, Kondensatordruckabfall). Aus der Betriebsbeobachtung sollten auch Spezialfälle erkannt werden. Nehmen wir als Beispiel an, die Anlage wird zu Heizbeginn aus dem kalten Zustand hochgefahren. Die Ladestromregelung wird nun sofort versuchen, die gemäss Heizgesetz notwendige Ladekreis, resp. Vorlauftemperatur einzustellen. In diesem Fall wäre ein gleitendes Hochfahren vermutlich sinnvoller. Der gleiche Fall ergibt sich nach Sperrzeiten und nach dem Abtauen mit Prozessumkehr oder Soleabtauung wie bei den vorliegenden beiden Maschinen.

Bis zu welcher Umgebungstemperatur soll und kann die Ladekreisregelung ausgelegt werden? Irgendwann würde die Temperaturspreizung so klein, dass der dazu notwendige Massenstrom zu unzulässig grossen Werten führen würde.

Die zentrale Zielgrösse dieser Untersuchung ist die Verbesserung der Jahresarbeitszahl durch den variablen Ladekreismassenstrom. Für einen Vergleich zwischen Betrieb mit konstantem und variablem Massenstrom wäre eine identische Verteilung der Umgebungstemperaturen während der beiden Vergleichsperioden notwendig. Dies ist bei Feldmessungen nicht erreichbar. Wir bestimmen daher den Unterschied der Jahresarbeitszahl durch Simulation, indem wir, basierend auf einem Simulationsmodell der Wärmepumpe, die Jahresarbeitszahlen für eine gegebene Verteilung der Umgebungstemperaturen (Klima Sargans) anhand der eingestellten Heizkurve bestimmen. Im Fall des konstanten Massenstroms addieren wir zum Verlauf gemäss Heizgesetz die Vorlaufüberhöhung nach Abb.17 und im Falle des gesteuerten Ladekreismassenstroms diejenige nach Abb. 18.

#### 4. Theoretische Analysen

Der Zusammenhang zwischen geregeltem Ladekreismassenstrom und COP-Verbesserung lässt sich relativ gut theoretisch nachweisen. Für Standardschaltung A (Bodenheizung ohne Speicher) wurde bereits in Abb. 4 ein etwas schematisierter Verlauf der Vorlauftemperaturen beispielhaft dargestellt. Daraus ist gut erkennbar, dass die mittlere Vorlauftemperatur ab Kondensator bei etwa 50% Auslastungsgrad<sup>1</sup> um etwa 5 K höher liegt als die mittlere Vorlauftemperatur zum Wärmeverteilsystem. Wir nennen diesen Temperaturabstand die Vorlaufüberhöhung. Die Schalthysterese wurde mit 6 K und der Temperaturhub der Wärmepumpe mit 10 K angenommen.

Man muss davon ausgehen, dass diese Annahmen auch die Vorlaufüberhöhung beeinflussen. Wenn man beispielsweise die Schalthysterese auf 8 K vergrössert, so verlängert sich zwar die Zykluszeit, während die Vorlaufüberhöhung in etwa gleich bleibt. Die Schalthysterese hat also keinen spürbaren Einfluss auf die Vorlaufüberhöhung.

Der Temperaturhub der Wärmepumpe beeinflusst die Vorlaufüberhöhung. Wenn man in Abb. 4 den Temperaturhub beispielsweise auf 6 K absenken würde, läge die Vorlaufüberhöhung bei nur 3 K.

Laut Messungen am Wärmepumpentestzentrum Buchs verschlechtern sich die Leistungszahlen um etwa 5-7 %, wenn die Spreizung der Senke bei festgehaltener Vorlauftemperatur von 10 auf 5 K reduziert wird. Es stellt sich die Frage, ob dies beim Vergleich von gesteuertem und festgehaltenem Ladekreismassenstrom eine Rolle spielt. Dies ist der Fall. Die Temperaturspreizungen (Temperaturhub) über dem Kondensator sind bei festgehaltenem Ladekreismassenstrom im Durchschnitt grösser. Dadurch sind die Leistungszahlen bei gleicher Vorlauftemperatur etwas besser. Dies wird in den nachfolgenden Wärmepumpenmodellen jedoch nicht berücksichtigt, sodass der Unterschied der beiden Betriebsverfahren effektiv etwas kleiner wird.

Wenn man den Auslastungsgrad erhöht, so sinkt die Vorlaufüberhöhung. Im Extremfall, wenn die Wärmepumpe dauernd arbeitet (Auslastungsgrad 100%), ist die Vorlaufüberhöhung null. Umgekehrt steigt sie bei kleiner werdendem Auslastungsgrad an. Bei festgehaltenem Temperaturhub, wie er etwa bei Sole-Wasser-Maschinen näherungsweise gegeben ist, ist der Anstieg geringer als bei Luft-Wasser-Maschinen, wo der Temperaturhub mit höheren Umgebungstemperaturen ansteigt. Abb. 7

---

<sup>1</sup> Unter dem Auslastungsgrad versteht man das Verhältnis von Laufzeit der Wärmepumpe zur Zeitdifferenz zwischen zwei Einschaltungen der Wärmepumpe (= Zykluszeit).

zeigt einen gerechneten Verlauf der Temperaturüberhöhung bei einer Luft-Wasser-Wärmepumpe (Details siehe Anhang).

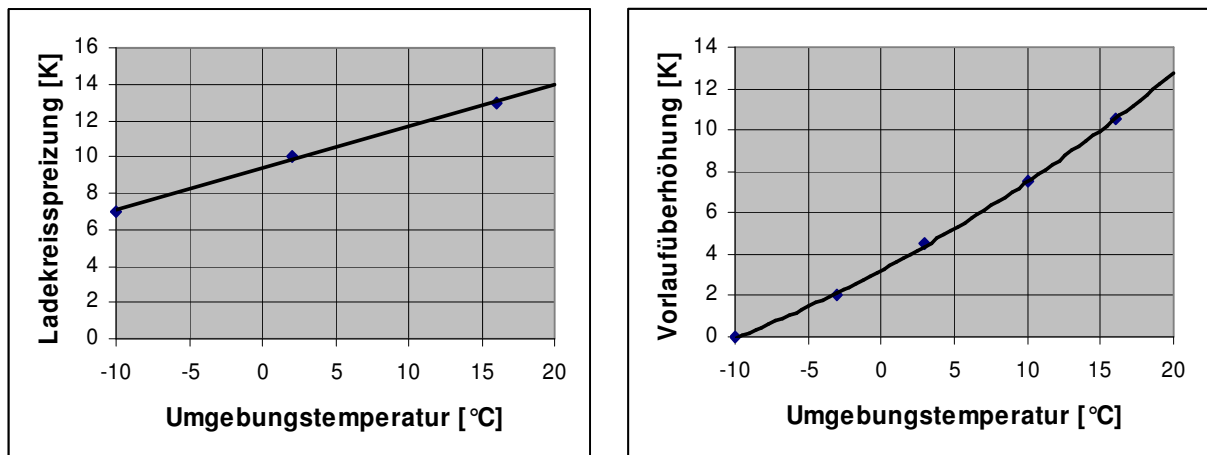


Abb. 7a+b: Verlauf der Vorlaufüberhöhung für eine hydraulische Schaltung nach Abb. 2.  
Die linke Abbildung zeigt den Verlauf der Temperaturspreizung am Kondensator.  
Rechts ist die Vorlaufüberhöhung mit konstantem Massenstrom durch den Kondensator dargestellt.

Die Vorlaufüberhöhung (Abb. 7b) gilt, wenn die Wärmepumpe im Auslegungspunkt exakt den Wärmebedarf deckt. Ist sie jedoch überdimensioniert, was üblicherweise der Fall ist, so vergrößert sich die Vorlaufüberhöhung.

## 5. Planung

### Anlage A

Im Zentrum stand die Auslegung des Ladekreises für die gegebene Anlage. Dazu galt es Minimum und Maximum des Durchflusses im Ladekreis zu bestimmen. Bei Auslegungstemperatur  $-8^{\circ}\text{C}$  sollte die Spreizung im Ladekreis gleich der Spreizung im Wärmeverteilsystem sein. Bei einer Wärmebedarfsleistung von 12.8 kW bei  $-8^{\circ}\text{C}$  und einem (vermuteten) Durchfluss von 1100 m<sup>3</sup>/h ergab sich eine Spreizung von 10 K.

Bei der Auslegung des Speichers waren einerseits die Einschalthäufigkeit und andererseits die Energiespeicherung während der Sperrzeit am Mittag zu berücksichtigen. Die Sperrzeit wurde vom Energieversorger mit maximal 2 Stunden pro Tag, wovon jeweils nur 1 Stunde am Stück, angegeben. Die Einschalthäufigkeit wurde mit maximal 24 Einschaltungen pro Tag festgelegt. Damit stimmen die gewünschte Einschalthäufigkeit und die Sperrzeit gerade überein.

Bei 1100 m<sup>3</sup>/h Durchsatz und einer Sperrzeit von 1 Stunde müsste der Speicher 1100 Liter gross sein. Dies war bei den baulichen Verhältnissen nicht unterzubringen. In Absprache mit dem Bauherrn wurde die Speichergrösse auf 300 Liter begrenzt. Man nimmt also während der Sperrzeiten bewusst ein Absinken der Temperaturen in Kauf. Theoretisch wäre dieser Speicher nach etwa 17 Minuten „leer“. In der Praxis ist dies bereits nach 10 bis 11 Minuten der Fall, da die Position des Einschaltfühlers im Speicher zu hoch angesetzt ist und damit 1/3 des Speichervolumens praktisch ungenutzt ist.

Für die Festlegung der Variationsbereichs der Ladekreissteuerung wurden folgende extreme Situationen angenommen:

- Maximale Durchflussmenge gleich viermal den Nenndurchfluss im Wärmeverteilsystem ( $4 \cdot 1100 \text{ l/h}$ ) bei einer Wärmeleistung von 17 kW.
- Rücklauf bei  $20^{\circ}\text{C}$  (nach dem Abtauen) und maximaler Vorlauf von  $52^{\circ}\text{C}$  bei einer Wärmeleistung 12.8 kW.

Daraus errechnet sich ein Variationsbereich des Ladekreismassenstroms von 344 bis 4400 Liter pro Stunde. Wegen des zusätzlich eingebauten Wärmezählers hätte sich ein zu grosser Druckabfall erge-

ben. Wir schränkten deshalb den Variationsbereich auf 400 bis 3600 l/h ein. Die erhältliche Umwälzpumpe schaffte nur einen Variationsbereich von 40 bis 100% oder 1440 bis 3600 l/h. Daher haben wir in Serie ein zusätzliches regelbares Drosselventil eingebaut, mit dem sich der Durchfluss praktisch auf Null drosseln lässt. Die Ansteuerung von Umwälzpumpe und Drosselventil erfolgt parallel über ein 0-10-V-Signal. Die parallele Ansteuerung war erforderlich, weil die SPS-Steuerung nicht genügend analoge Ausgänge aufweist. In der Praxis ergibt dies eine Vereinfachung ohne grosse Nachteile.

Im Betrieb hat sich gezeigt, dass das Drosselventil zu langsam ist, was eine stabile Reglereinstellung erschwert. Hier müsste in Zukunft ein schnelleres Ventil verwendet werden. Die Praxis hat aber auch gezeigt, dass gar kein so grosser Regelbereich notwendig ist. Der Fall des sofortigen Hochfahrens der Vorlauftemperatur nach dem Abtauen auf den Heizkurvensollwert ist nicht notwendig. Damit würde der Regelbereich der Umwälzpumpe vollauf genügen, was das Konzept vereinfacht und verbilligt.

Gemäss Auslegung kann die Spreizung des Ladekreises (= Temperaturhub der Wärmepumpe) im Bereich von 4 bis 32 K variiert werden. Ohne das Drosselventil wären es noch 4 bis 8 K.

Messplan siehe Anhang B.

## Anlage B

Grundsätzlich ist Anlage B in der Konzeption sehr ähnlich. Die Energiegewinnung aus der Wärmequelle wird auch hier über einen Aussenluft-Wärmetauscher und einen Zwischenkreislauf mit Sole/Wasserfüllung bewerkstelligt. Doch ist bei dieser Anlage der Aussenluft-Wärmetauscher im Keller direkt neben der Wärmepumpe aufgestellt.

Die benötigte Heizleistung ist fast genau gleich gross (12.5 kW). Die parallel eingebundene Speicheranlage ist mit zwei Speichern à 750 Litern bedeutend grösser. Damit gelten die für die Anlage A hauptsächlich erwähnten Punkte ebenfalls.

## 6. Projektablauf

Es wurden zwei Heizanlagen, beide in Einfamilienhäusern, mit den notwendigen Einrichtungen installiert. Die eine Anlage arbeitet auf eine Radiatorenheizung mit erhöhtem Vorlauftemperaturregime und die zweite auf eine Bodenheizung mit niedrigerem Vorlauftemperaturregime. Beide Heizanlagen bestehen aus je einer „gesplitteten“ Luft-Wasser-Wärmepumpe mit Solezwischenkreislauf zwischen Verdampfer und Luftwärmetauscher. Die geplanten Heizleistungen betragen im Auslegepunkt (-9°C) 12.8 kW (Anlage A) und (-10°C) 12.5 kW (Anlage B). Bei der Anlage A ist der Luftwärmetauscher im Freien aufgestellt, bei der Anlage B im Keller.

### Anlage A

Anlage A ist in einem EFH mit Baujahr 1974 installiert. Ursprünglich war ein Heizkessel mit 36 kW (!) Heizleistung eingebaut. Die Auslegung des Wärmeverteilsystems war 90/70 °C bei -9°C Auslegetemperatur. De facto genügen gemessene 12.8 kW Heizleistung im Auslegepunkt und maximal 52°C Vorlauf. Auch hier zeigt sich der Vorteil der früher üblichen Überdimensionierung, indem die Vorlauftemperaturen in der Praxis weit tiefer liegen und damit „wärmepumpentauglich“ sind. Das Warmwasser wird seit 1978 ganzjährig mit einem Wärmepumpenboiler erzeugt (immer noch das erste Gerät!), wodurch jährlich 1300 Liter Heizöl eingespart werden konnten.

Die Heizanlage A ist eine „gesplittete“ Luft-Wasser-Wärmepumpe mit aussen aufgestellten Luft-Wärmetauscher, der über einen Solekreislauf an den Verdampfer der Kompaktwärmepumpe angeschlossen ist. Als Kältemittel wird R417A verwendet. Die Abtauung erfolgt mittels Warmwasser aus dem Heizkreis. Die Drehzahl des Ventilators wird umgebungstemperaturabhängig gesteuert. Die Heizanlage ist mit einem 300-Liter-Speicher ausgestattet und arbeitet auf Radiatoren, die mit einer Ausnahme alle mit Thermostatventilen ausgerüstet sind.

Es gab anfänglich bei der Inbetriebsetzungsphase Probleme mit den Reglereinstellungen der Ladekreispumpe und mit einer systematischen Störung im Abtaumodus. Beide Probleme konnten nach eingehender Analyse und Diagnose behoben werden. Problematischer ist die mangelnde Schichtung des Speichers. Obwohl dies verlangt wurde, schichtet der Speicher nicht einwandfrei. Ein Speicherwechsel während der Heizsaison kam für den Bauherrn nicht in Frage.



Abb. 9: Ansicht des innen aufgestellten Wärmepumpenteils der Heizanlage A



Abb. 10: Ausseneinheit mit drehzahlgesteuertem Ventilator der Heizanlage A. Der Ventilator verursacht nur wenig Lärm.

Kernstück der Anlage ist die Ladekreissteuerung. Aus der Abb. 11 ist diese Baugruppe ersichtlich.

Abb. 12 schliesslich zeigt die Messanlage, basierend auf einem PC-gesteuerten Präzisionsscanner von Hewlett-Packard. Es werden 29 Messstellen durch die automatische Messanlage und 4 Messstellen (summierende Zähler) durch Handablesung erfasst. Letztere dienen der Redundanz und Plausibilitätskontrolle.



Abb. 11: Baugruppe „Ladekreissteuerung“. Drehzahlvariierte UP und gesteuertes Drosselventil (orange)



Abb. 12: Messanlage



## Anlage B

Die Anlage B ist in der endgültigen Ausführung ebenfalls eine Luft-Wasser-Wärmepumpe mit separatem Luft-Wärmetauscher. Im Gegensatz zur Anlage A ist der Luft-Wärmetauscher jedoch im Haus aufgestellt. Aus Platz- und Dispositionsgründen musste der Luft-Wärmetauscher in einem separaten Gehäuse und getrennt von der Wärmepumpe aufgestellt werden. Er ist ebenfalls über einen Solekreislauf an den Verdampfer der Wärmepumpe angekoppelt. Das Kältemittel ist R417A und die Nennleistung beträgt rund 12.5 kW bei -10 °C. Die Heizwärme wird über eine Bodenheizung an die Räume abgegeben.

Die Anlage B wurde ebenfalls im Frühjahr 2006 montiert (Sanierung) und in Betrieb genommen. Es handelte sich um eine Kompaktmaschine mit Innenaufstellung. Es zeigte sich jedoch rasch, dass die Anlage nicht befriedigend arbeitete und zudem einen zu grossen Aussenlärm verursachte, was zu nachbarlichen Reklamationen führte. Die Anlage musste in wesentlichen Teilen umgebaut werden. Wegen der damals angespannten Lieferfristenlage bei den Komponenten ergaben sich starke Verzögerungen. Die Anlage wurde ab 13.11.06 auf dem Werksprüfstand gründlich getestet und anschliessend definitiv eingebaut. Die notwendige Sanierung verzögerte den Projektablauf. Neu wurde nun auch bei Anlage B ein Solekreislauf zwischen Verdampfer und Luftwärmetauscher gewählt. Dies erlaubt die notwendige Dispositionsfreiheit in der Unterbringung der Wärmepumpe (bestehender Heizraum, knappe Raumverhältnisse).



Abb. 13: Anlage B mit Aussenluft-Wärmetauscher im Hintergrund (hellgrauer Kubus)

Der Luftansaug sowie der –ausblas erfolgen über bestehende Luftschächte. Die gesamte Wärmeverteilung konnte belassen werden. Obwohl es sich um ein ca. 30 jähriges EFH handelt, sind die Bedingungen für den Wärmepumpenbetrieb gut. Das EFH hat überall Bodenheizung und kann bei Auslegebedingungen ( $T_a$  -10 °C) mit einer Heiztemperatur von ca. 45 °C betrieben werden.

## 7. Ergebnisse

### Anlage A

#### a) Vorlauftemperaturen ab Kondensator und Heizkreis

Das Steuerungskonzept beinhaltet eine Vorlauftemperatur ab Kondensator, die sich exakt an das Heizgesetz anlehnt. Dies gelang auf Anhieb recht gut, wie erste Messungen und Auswertungen in Abb. 14 zeigen.

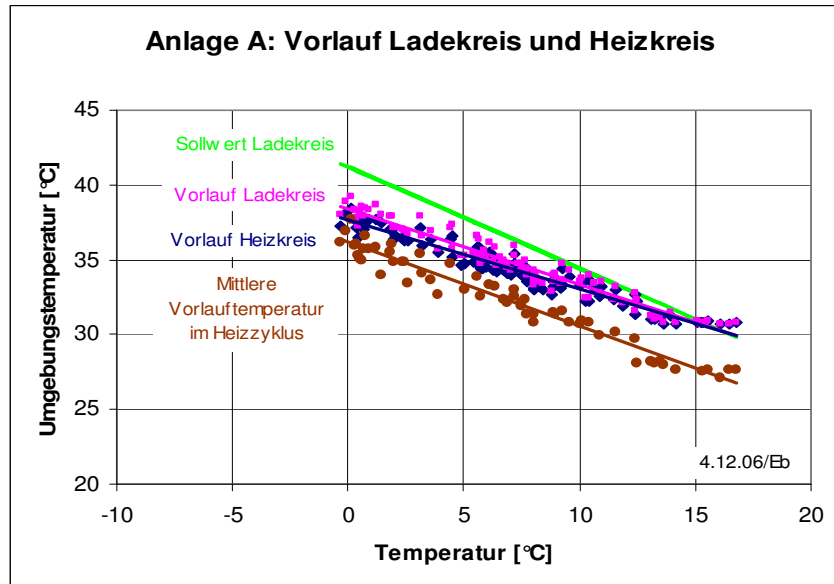


Abb. 14: Verlauf der gemessenen Vorlauftemperaturen ab Kondensator (= Ladekreis) und Heizkreis.

Im Grossen und Ganzen folgen sowohl Ladekreis- als auch Heizkreistemperatur der Vorgabe. Auffallend ist allerdings, dass mit sinkender Umgebungstemperatur ein zunehmender Temperaturabstand zwischen Ist- und Sollwert auftritt. Dies trotz eines PID-Reglers für den Ladekreis. Der I-Anteil müsste eigentlich für eine nahtlose Annäherung von Soll- und Istwert sorgen. Der Grund liegt darin, dass der Aussenfühler der Wärmepumpe an der Hauswand befestigt ist und durch diese leicht erwärmt wird. Der Temperaturunterschied zwischen Hauswand und Umgebung wird bei tieferen Temperaturen grösser. Die mittlere und damit für den Wärmeabgabe von den Heizkörpern an den Raum massgebliche Vorlauftemperatur liegt noch einiges unter der Vorlauftemperatur des Heizkreises während der Laufzeit des Kompressors. Dies rührt daher, dass der Speicher zu klein ist und die Vorlauftemperaturen nach dem Abstellen des Kompressors weiter abnehmen. Man kann diesen Effekt reduzieren, indem man die Einschalthysterese von 6 auf beispielsweise 4 K zurücknimmt. Dadurch verkürzt sich jedoch auch die Zeitdauer eines Heizzyklus (Abb. 15).

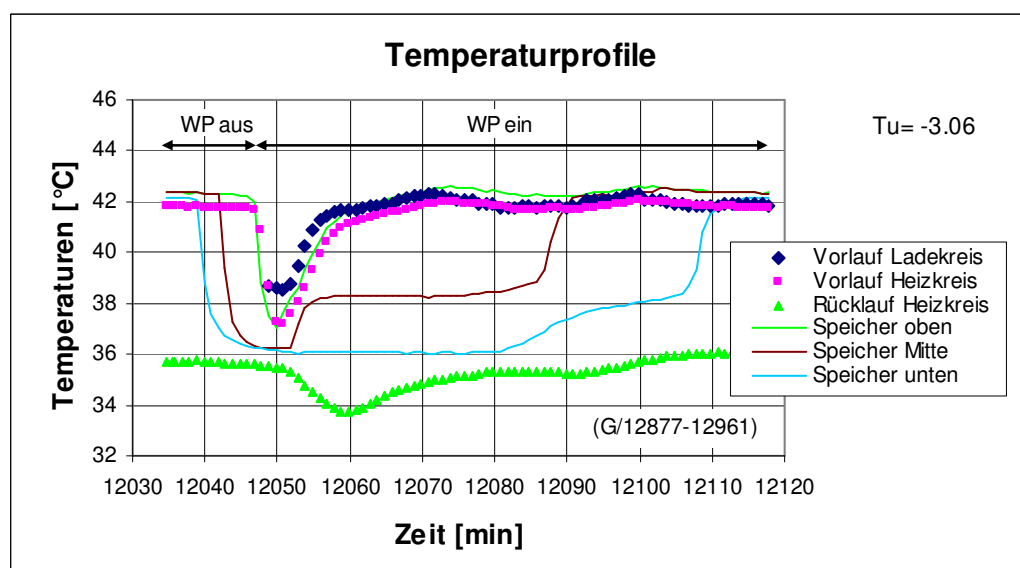


Abb. 15: Verlauf der Systemtemperaturen während eines Heizzyklus



Bei der Anlage A ergaben sich Schwierigkeiten, weil das Speichervolumen und die Schichtung beim Ladevorgang ungenügend waren. Beim Entladen des Speichers war die Schichtung dank des geringeren Heizkreismassenstroms gut. Das zu kleine Speichervolumen führte entweder auf kurze Heizzyklen mit bis zu drei Einschaltungen pro Stunde oder zu einem Abfall der Speichertemperatur nach etwa 10 Minuten Stillstandzeit. Aus Rücksicht auf die Einschalthäufigkeit des Kompressors wurde die Schalthysterese auf 6 K vergrößert. Dies erbrachte die gewünschte geringere Zahl von Einschaltungen, hatte aber den Nachteil, dass die Vorlauftemperatur während der Stillstandzeit teilweise einbrach (Abb. 15) und damit die Vorlaufüberhöhung etwas grösser wurde.

Wir führten aus Vergleichsgründen sowohl Messungen mit konstantem als auch mit gesteuertem, variablem Ladekreismassenstrom durch. Abb. 16 zeigt ein Beispiel eines Verlaufs der Systemtemperaturen bei konstant gehaltenem Ladekreismassenstrom.

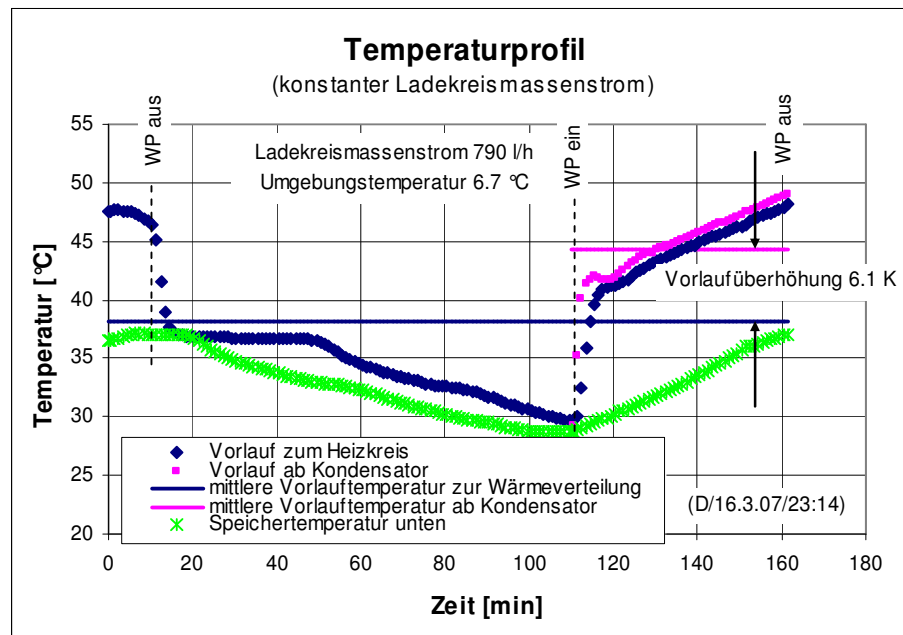


Abb. 16: Verlauf der Systemtemperaturen bei festgehaltenem Ladekreismassenstrom

Es ist deutlich sichtbar, wie hoch die Vorlauftemperatur ab Kondensator der Wärmepumpe über der mittleren Temperatur zum Wärmeverteilsystem liegt. Im vorliegenden Beispiel sind es 6.1 K. Nach der Faustregel, dass pro Kelvin höherer Vorlauftemperatur ab Kondensator die Leistungszahl um 1.5 % sinkt, wäre hier der „Verlust“ an Leistungszahl etwa 9 %.

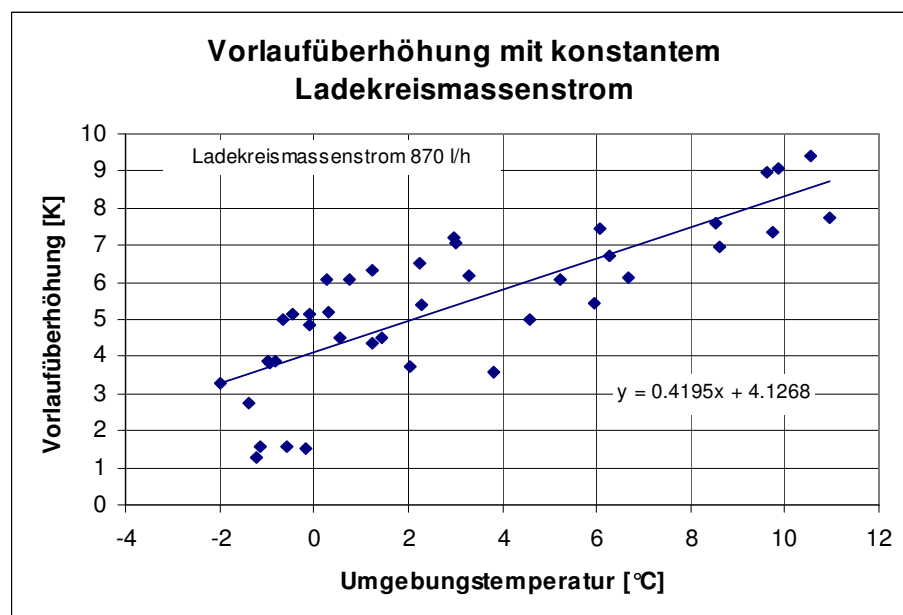


Abb.17: Vorlaufüberhöhung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur (Ladekreismassenstrom konstant)

Aus Vergleichsgründen wurde die Anlage für einige Wochen im Frühjahr auch mit konstantem Ladekreismassenstrom gefahren. Um den Effekt der Vorlaufüberhöhung deutlich hervorheben zu können, wurde der Ladekreismassenstrom auf einen relativ tiefen Wert angesetzt (870 l/h). Dadurch tritt die Vorlaufüberhöhung stärker hervor: Auffallend ist der Umstand, dass die Vorlaufüberhöhung bei  $-5^{\circ}\text{C}$  und konstantem Ladekreismassenstrom immer noch etwa 2 K beträgt. Man würde erwarten, dass sich beim Auslastungsgrad 100% die Vorlaufüberhöhung gegen null tendiert.

Mit gesteuertem Ladekreismassenstrom ergeben sich wesentlich geringere Vorlaufüberhöhungen. Diese sollten streng genommen über den ganzen Bereich der Umgebungstemperatur null sein, mit Ausnahme der Umgebungstemperaturen ab etwa  $10^{\circ}\text{C}$ . Dass dies nicht der Fall ist, liegt daran, dass mit Rücksicht auf längere Taktzeiten, der Speicher vor dem Wiedereinschalten des Kompressors abgekühlt wurde.

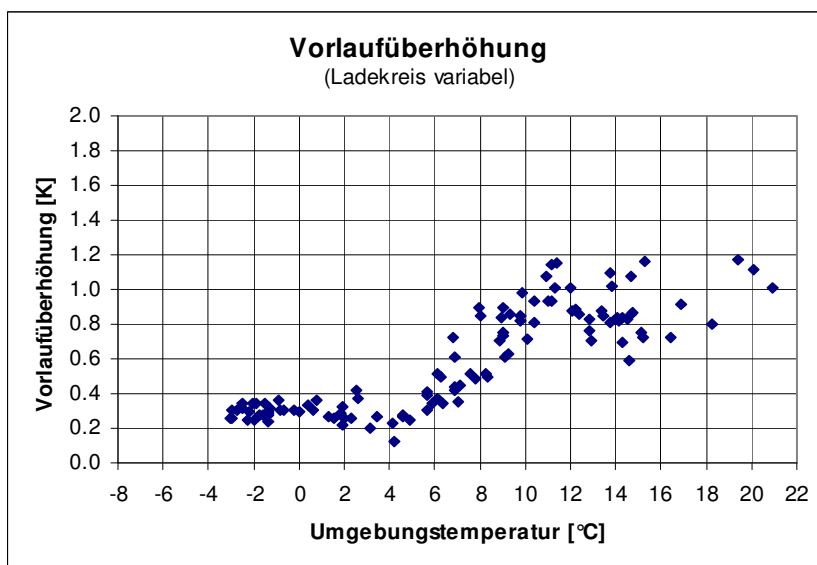


Abb. 18: Vorlaufüberhöhung mit gesteuertem Ladekreismassenstrom

Der Massenstrom im Ladekreis folgt der Umgebungstemperatur. In Abb. 19 sind die Massenströme von Heizkreis und Ladekreis dargestellt. Auffallend ist, dass der Heizkreismassenstrom mit steigender Umgebungstemperatur sinkt. Dies dürfte auf die montierten Thermostatventile zurück zu führen sein. Es scheint, dass die Heizkurve nicht korrekt eingestellt ist. Sie sollte bei höheren Umgebungstemperaturen tiefere Werte annehmen.

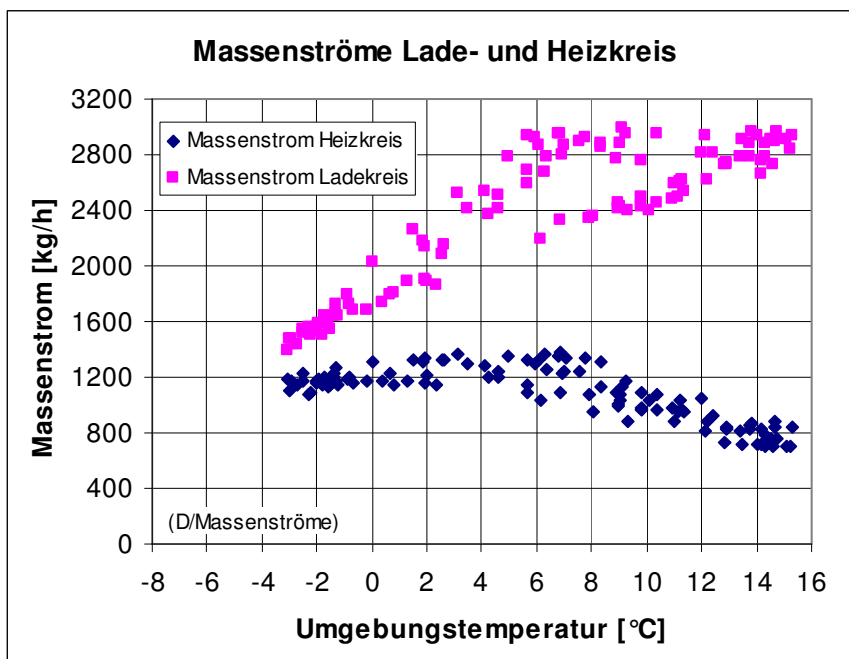


Abb. 19: Verlauf der Massenströme im Heiz- und Ladekreis bei gesteuertem Ladekreismassenstrom  
(Mittelwert Heizkreis von Einschaltung zu Einschaltung des Kompressors,  
Mittelwert Ladekreis von Einschaltung bis Ausschaltung des Kompressors)

Die Massenströme von Heizkreis und Ladekreis überschneiden sich bei etwa -5°C. Dies rührt daher, dass die Leistung der Wärmepumpe und der Wärmebedarf bei dieser Temperatur gleich gross sind und die Wärmepumpe den Auslastungsgrad von 100% erreicht (Auslastungsgrad siehe Anhang).

Die Verbesserung der Arbeitszahlen lassen sich aus der Reduktion der Ladekreistemperatur ableiten. Wir berechnen dazu die Jahresarbeitszahl mit dem Verlauf der Vorlauftemperatur mit geregelter Ladekreismassenstrom und als Vergleich ohne. Die Simulation wird nur für den Temperaturbereich -5 bis 17 °C durchgeführt, da bei tieferen Temperaturen als -5°C die Auslastung 100 % erreicht wird.

Der Verlauf der Vorlauftemperaturen des Ladekreises orientiert sich am eingestellten Heizgesetz. Bei geregelter Massenstrom wird zum Heizgesetz die Vorlaufüberhöhung nach Abb. 18 und bei konstant gehaltenem Ladekreismassenstrom die Vorlaufüberhöhung nach Abb. 17 hinzuaddiert.

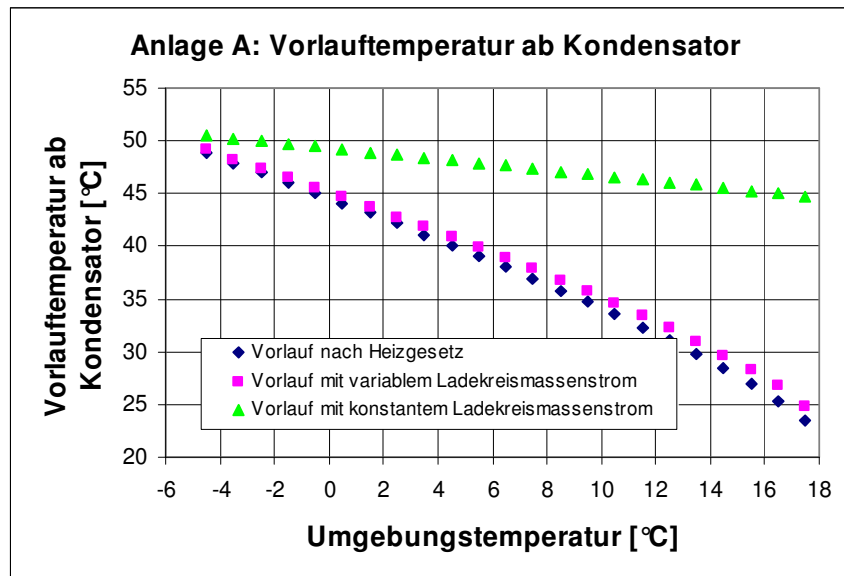


Abb. 20: Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator mit konstantem und variablem Ladekreismassenstrom für Anlage A

Da die Vorlauftemperatur durch die Steuerung praktisch an die Umgebungstemperatur gebunden ist, konnte kein Modell der Wärmepumpe ermittelt werden. Wir haben uns so beholfen, dass wir eine am WPZ Buchs geprüfte Luft-Wasser-Wärmepumpe zugrunde gelegt haben. Das Simulationsmodell hat folgenden Aufbau:

$$\text{COP} = (3.653 + 0.0579 \cdot T_u - 0.000080 \cdot T_u^2 + 0.2463 \cdot \tanh(T_u - 5)) \cdot (1 - 0.0165 \cdot (T_s - 35))$$

Hier sind  $T_u$  die Umgebungs- und Quelltemperatur der Luft-Wasser-Wärmepumpe und  $T_s$  die Vorlauftemperatur ab Kondensator.

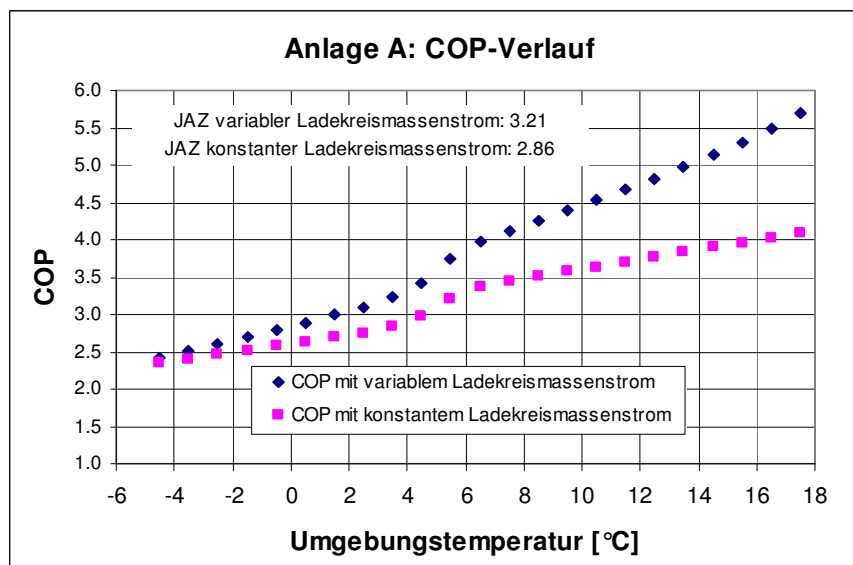


Abb. 21: Verlauf der Leistungszahlen (COP) für variablen und konstanten Ladekreismassenstrom

Der Unterschied in den Arbeitszahlen beträgt beachtliche 11 %. Mit konstantem Ladekreismassenstrom beträgt die Jahresarbeitszahl JAZ 2.86 und bei variablem Ladekreismassenstrom 3.21 (für den Temperaturbereich -5 bis 17 °C).

## Anlage B

Für die Berechnung der Verbesserung der Arbeitszahl ist wiederum die Vorlaufüberhöhung gegenüber dem eingestellten Heizgesetz von Interesse. Diese hängt von den Massenströmen im Heiz- und Ladekreis ab. Abb. 22 zeigt die gemessenen Massenströme. Beide Kreise zeigen einen konstanten Trend gegenüber der Umgebungstemperatur, weisen jedoch starke Streuungen auf.

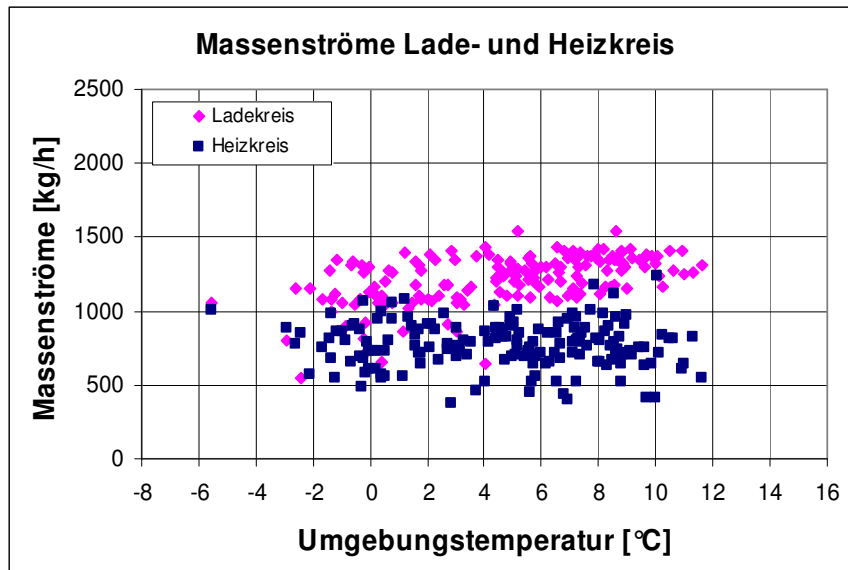


Abb. 22: Massenströme von Heizkreis und Ladekreis bei festgehaltenem Ladekreis in Anlage B

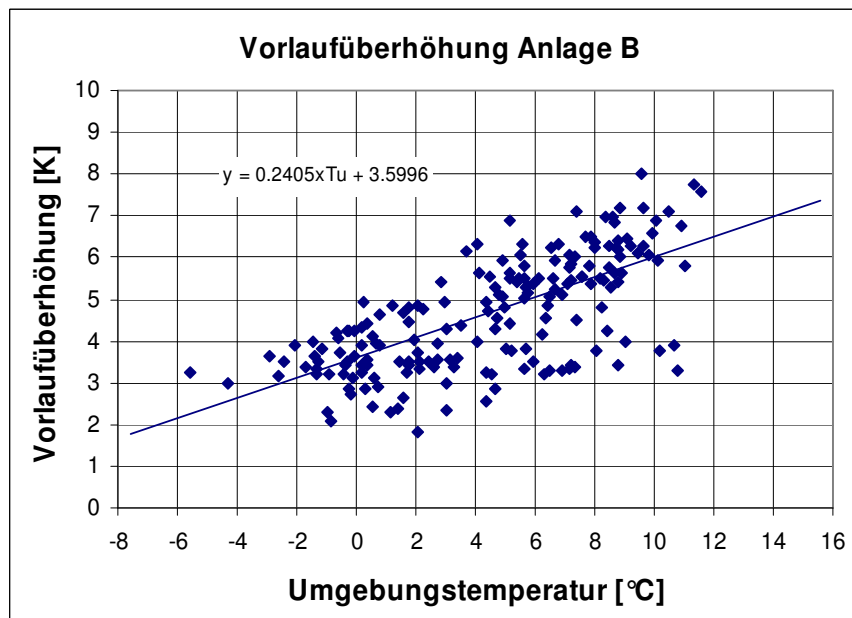


Abb. 23: Vorlaufüberhöhung bei Anlage B mit konstantem Ladekreismassenstrom

Für den Vergleich der Jahresarbeitszahlen mit und ohne gesteuerten Ladekreismassenstrom benötigen wir die Vorlauftemperaturen ab Kondensator (Ladekreis). Im Idealfall verläuft die Vorlauftemperatur ab Kondensator exakt nach dem Heizgesetz. Für den Fall des konstant gehaltenen Ladekreismassenstroms ist die Vorlauftemperatur gleich der Summe von Heizgesetz und Vorlaufüberhöhung nach Abb. 23.

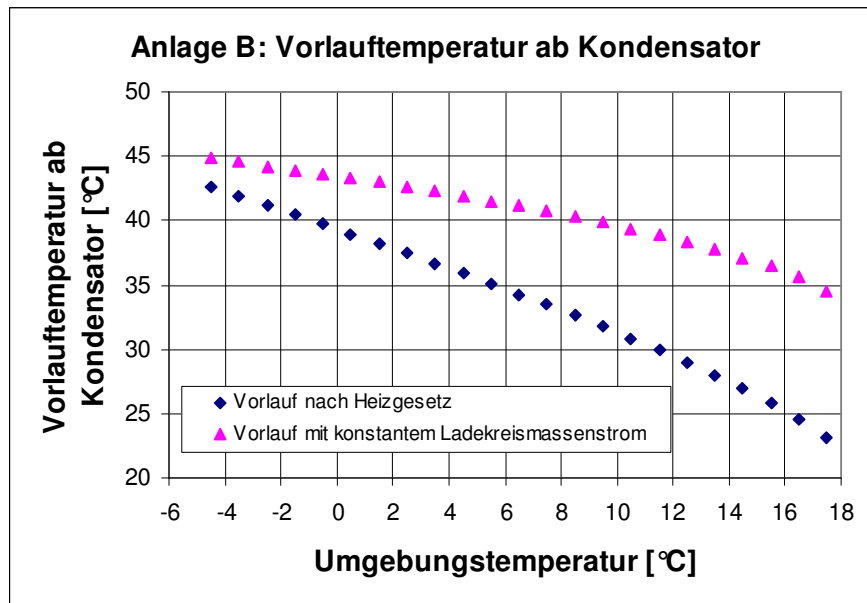


Abb. 24: Verlauf der Vorlauftemperaturen ab Kondensator nach Heizgesetz und mit Vorlaufüberhöhung

Bei Anlage B wird die Vollausslastung bei Berücksichtigung der Sperrzeiten (maximal 2 Stunden pro Tag) etwa bei der Auslegetemperatur erreicht. Die Berechnung der Jahresarbeitszahlen erfolgt daher ab dem Auslegepunkt. Die Jahresarbeitszahlen wurde wiederum nach dem Modellansatz (1) berechnet und betragen bei variablem Massenstrom 3.37, resp. bei konstantem Massenstrom 3.11.

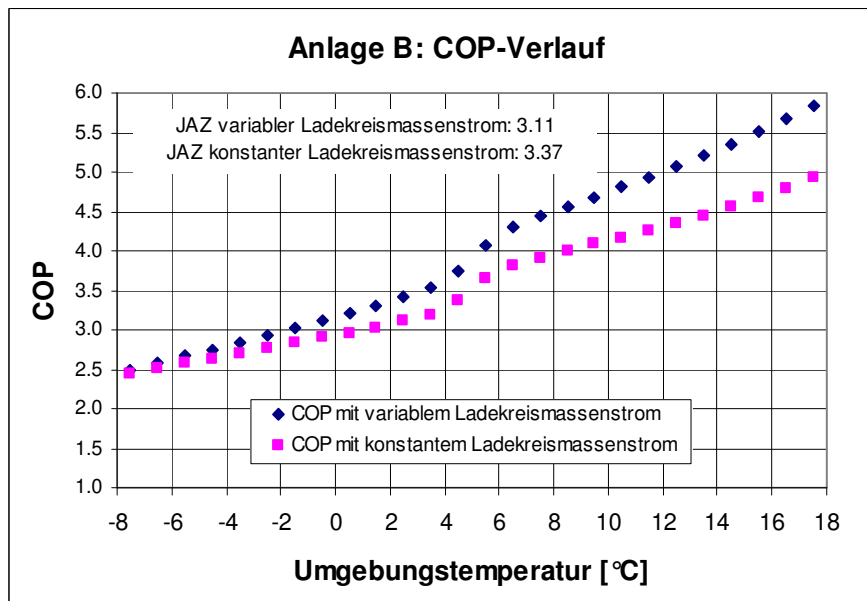


Abb. 25: Verlauf der Leistungszahlen für geregelten und ungeregelten Ladekreismassenstrom

Der Unterschied der Jahresarbeitszahlen beträgt 8%. Es ist zu beachten, dass dieser Unterschied bei konstantem Ladekreismassenstrom vom Verhältnis Ladekreis-/Heizkreismassenstrom abhängig ist. Je grösser der Ladekreismassenstrom gegenüber dem Heizkreismassenstrom ist, desto geringer ist der Effekt der Jahresarbeitszahlsteigerung. Wenn man den Ladekreismassenstrom genügend gross wählt, geht der Unterschied zwischen geregeltem und ungeregeltem Ladekreismassenstrom gegen null, vorausgesetzt es ist ein Speicher vorhanden. Wenn kein Speicher vorhanden ist, wie in etwa in Abb. 4, sind Ladekreis und Heizkreis direkt gekoppelt und die Vorlaufüberhöhung wird maximal. Wird der Ladekreismassenstrom gross und konstant gewählt, so wird der Antriebsaufwand für die Ladepumpe entsprechend gross.

## 8. Diskussion

### Konzeptbeurteilung

Das vorgeschlagene Konzept basiert auf zwei grundlegenden Massnahmen: a) der Variation des Ladekreismassenstroms und b) der Speicherbewirtschaftung. Die erstere Massnahme hat einwandfrei funktioniert, wenn man vom zu langsam reagierenden Drosselventil im Ladekreis absieht (siehe weiter unten). Letzteres ist aber kein grundsätzlicher Mangel, sondern kann bei entsprechender Wahl des Drosselventils behoben werden. Die Speicher befriedigten bei beiden Anlagen nicht, wobei bei Anlage B der bereits eingebaute sehr grosszügig dimensionierte Speicher weiter verwendet werden musste. Die teilweise sehr gross werdenden Ladekreismassenströme können hohe Druckabfälle im Kondensator verursachen. Die beiden Wärmepumpen wurden kondensatorseitig so ausgelegt, dass die wasserseitigen Druckverluste auch bei den höchsten Massenströmen die üblichen Werte nicht überstiegen. Da die Senkenspreizung bei den Typenprüfungen gemäss EN 14511 von 10 auf 5 K reduziert wurden, ist diese Voraussetzung bei neuern Wärmepumpen meist schon erfüllt.

### Ladekreisregelung

Der notwendige Variationsbereich des Ladekreismassenstroms ist geringer als in der Planung angenommen. In der Praxis genügt eine Variationsbreite von etwa 0.4 - 1.0. Dies kann mit der Umwälzpumpe allein bewerkstelligt werden. Da die Umwälzpumpe rasch auf Änderungen des Eingangssignals reagiert, wird die Regelung schneller und das Problem des Überschwingens wird geringer.

### Speicherauslegung und Speicherbewirtschaftung

Bei der Anlage A befriedigte der Speicher aus zwei Gründen nicht. Einerseits war die Schichtung beim Laden schlecht und andererseits war das nutzbare Volumen nur etwa 60% des theoretischen Volumens. Das nur zu 60% nutzbare Volumen des Speichers rührt von einer ungünstigen Lage des unteren Temperaturfühlers (Abschaltfühler) her. Dieser war etwa 40% der Speicherhöhe über dem Speicherboden abgebracht.

Eine saubere Schichtung ist für das Konzept wichtig. Dies kann beispielsweise durch den Einbau einer Prallplatte und eines Lochblechs auf der Ein- und Ausströmseite erreicht werden. Dies wurde bei Anlage A zwar ausdrücklich so bestellt, möglicherweise aber nicht so geliefert. Im Nachhinein liess sich dies nicht mehr nachprüfen resp. beheben.

Wie unter „Planung“ ausgeführt, hätte es bei Anlage A eines Speichers von 1100 Litern bedurft, um die Sperrzeiten von 1 Stunde ohne Abfall der Vorlauftemperatur zu überbrücken. Durch den Einbau eines Drosselventils, das den Durchfluss im Heizkreis während des Speicherbetriebs halbiert, kann man während der Stillstandzeit der Wärmepumpe die Zeitdauer mit konstantem Vorlauf ab Speicher, bei auf 70% reduzierter Wärmeabgabe an die Räume, verdoppeln. Die Wärmeabgabe geht nicht proportional zur Massenstromreduktion zurück, da bei geringerem Massenstrom die Spreizung über den Radiatoren grösser wird, d.h. pro Kilogramm umgewälzten Wassers wird mehr Wärme abgegeben. Da die Sperrzeiten oft während der Mittagszeit erfolgen, ist diese Abnahme der Wärmeabgabe auch bei einer Radiatorenheizung kaum spürbar.

Will man während der Sperrzeiten die Vorlauftemperatur ab Speicher auf dem Wert des Heizgesetzes halten können, so gilt die Faustregel, dass der Speicher so dimensioniert werden muss, dass er das halbe Volumen des stündlichen Massenstroms im Heizkreis aufweist wenn gleichzeitig der Heizkreismassenstrom auf 50% des Normalwertes reduziert wird.

### Bewertung der JAZ<sup>2</sup>-Verbesserung

Bei Anlage A hat sich eine JAZ-Verbesserung gegenüber dem unregelmässigen Ladekreismassenstrom von 11 % ergeben. Wäre die Wärmepumpe so ausgelegt worden, dass sie den Wärmebedarf bis zum Auslegungspunkt hinunter allein bewerkstelligen könnte, so wären das Auseinanderklaffen der Vorlauftemperaturen ab Kondensator und der JAZ-Gewinn noch grösser geworden. Andererseits könnte man den erzielten Effekt teilweise auch mit konstantem Ladekreismassenstrom erreichen, wenn dieser einfach deutlich grösser als der Heizkreismassenstrom gewählt würde. Im vorliegenden Fall wurde der

---

<sup>2</sup> JAZ = Jahresarbeitszahl

konstante Ladekreismassenstrom bei Anlage A etwas zu niedrig gewählt, was den Effekt der JAZ-Verbesserung unterstützt hat.

Bei Bodenheizungen wurde im Rahmen des FAWA-Projektes für Wasser/Wasser- und Sole/Wasser-Wärmepumpen empfohlen, ohne Speicher zu fahren. Damit sind Ladekreis und Heizkreis miteinander gekoppelt und können nicht mit unterschiedlichen Massenströmen betrieben werden. Auch hier gilt, dass eine Erhöhung des Massenstroms den Anstieg der Vorlaufüberhöhung bei höheren Umgebungstemperaturen grundsätzlich dämpft. Allerdings sind hier wegen der Druckverluste Grenzen gesetzt.

## Methodik

Als massgebliche Grösse zur Beurteilung der JAZ-Verbesserung durch den variablen Ladekreismassenstrom wurde die Vorlaufüberhöhung genommen. Der Vergleich zwischen variablem und konstantem Ladekreismassenstrom setzt identische Wärmeabgabe an die Wohnräume voraus. Dies ist dann der Fall, wenn der Mittelwert von Vor- und Rücklauf im Heizkreis identisch ist. Wir haben das bei Anlage A überprüft und festgestellt, dass der Unterschied der Mittelwerte von Vor- und Rücklauf im Heizkreis zwischen variablem und konstantem Ladekreismassenstrom innerhalb der Heizgrenzen von -8 bis 18 °C zwischen 0 und 0.4 K beträgt.

## Ladekreisregelung.

Das verwendete Regulierventil ist viel zu langsam. Es erwies sich als sehr schwierig, einen Betrieb ohne Überspringen der Vorlauftemperatur zu erhalten. Die Vermeidung des Überspringens ist deshalb wichtig, weil der zulässige Temperaturhub seitens des Kompressors auf 70 K begrenzt ist. Bei einer Umgebungstemperatur von -8°C (Auslegetemperatur) liegen die Verdampfungstemperatur bei ca. -18°C und die Kondensationstemperatur gemäss Heizkurve bei 54°C. Dies sind bereits 72 °C Temperaturdifferenz zwischen Kondensation und Verdampfung und somit mehr als die zulässige Einsatzgrenze. Ein Überspringen der Ladekreistemperatur führt in diesem Umgebungstemperaturbereich zu Schutzabschaltungen, was betrieblich unangenehm ist und vor allem die verfügbare Heizleistung reduziert. Es hat sich im praktischen Betrieb gezeigt, dass die Auslegung des Regelbereiches des Ladekreismassenstroms kleiner gewählt werden kann. Der Variationsbereich der Drehzahl geregelten Umwälzpumpe von 40 - 100% würde genügen. Die Umwälzpumpe reagiert sehr viel schneller auf Änderungen als das eingebaute Drosselventil. Derzeit ist das eingebaute Drosselventil stillgelegt und es tritt kein Überspringen der Vorlauftemperatur im Ladekreis mehr auf.

## Steuerung

Die Beobachtungen zeigen, dass Optimierungen an der Steuerung möglich sind. So macht es keinen Sinn, etwa beim Kaltstart oder nach einem Abtauvorgang (es wird in beiden Fällen mit Warmwasser aus dem Speicher abgetaut) die Ladekreistemperatur sofort auf den Sollwert anzuheben. Energetisch ist es günstiger, die Ladekreistemperatur langsam hochzufahren, d.h. den Ladekreismassenstrom auf maximalen Durchsatz zu regeln.

So nebenbei wurde auch erkannt, dass nach einem Abtauvorgang das Gebläse des Luft-Wärmetauschers erst nach etwa 10 Minuten nach Wiedereinschalten des Kompressors in Betrieb gesetzt werden muss. Solange dauert es, bis sich der Solekreis zwischen Verdampfer und Aussenwärmetauscher und die Masse des Aussenwärmetauschers auf Umgebungstemperatur abgekühlt hat.

Es hat sich auch bei dieser Untersuchung gezeigt, dass es bei Feldmessungen (mindestens) eine Heizsaison braucht, um die Anlage so einzustellen und zu beobachten, dass ein zuverlässiger Messbetrieb möglich ist.

## 9. Schlussfolgerung

Das Konzept des witterungsgeführten Ladekreises funktioniert einwandfrei. Bei den beiden untersuchten Anlagen liessen sich Verbesserungen der Jahresarbeitszahlen von 9 resp. 11 % erzielen. Es wurden keine in Bezug auf den Untersuchungsgegenstand besonders günstige Anlagen ausgesucht, mit Ausnahme, dass Luft als Wärmequelle für die Wärmepumpen gewählt wurde. Beide Anlagen sind leistungsmässig sehr knapp ausgelegt und verfügen über keine Reserven beim Auslegepunkt. Bei Neu-

anlagen lassen sich Überdimensionierungen kaum vermeiden. Dort würde das Konzept zu eher noch grösseren Differenzen führen.

Eine Analyse von 16 Wärmepumpenanlagen aus dem Projekt FAWA zeigt nicht unerwartet, dass der Vorteil des Konzepts bei Luft-Wasser-Wärmepumpen grösser als bei Sole-Wasser-Wärmepumpen ist. Es lässt auch vermuten, dass der Vorteil des hier besprochenen Konzepts bei höheren Auslegetemperaturen eher noch zunimmt. Dies würde bedeuten, dass das Konzept vor allem bei Sanierungen angewendet werden müsste.

Gegenüber bisherigen Konzepten können Mehrkosten von der drehzahlvariierten Umwälzpumpe für den Ladekreis und dem etwas grösseren Speicher anfallen. Ein weiterer Vorteil des Systems ist die vollständige Entkoppelung von Wärmeerzeugung und Wärmeverteilung. Mit Ausnahme des Heizgesetzes gibt es keine weiteren Abhängigkeiten zwischen beiden Teilen des Systems. Dies vereinfacht die Planung und vor allem die Inbetriebsetzung und Einregulierung. Mit Ausnahme des Heizgesetzes sind keine weiteren Einstellungen nötig. Das Konzept ist bei allen hydraulischen Standardschaltungen anwendbar, zeigt aber seine Vorteile besonders bei der Kombination von Luft-Wasser-Wärmepumpe und Bodenheizung.

## Referenzen

- [1] *FAWA-Schlussbericht BFE: Feldanalysen von Wärmepumpenanlagen FAWA, 1996 - 2003*  
*Schlussbericht April 2004, Autoren: P. Hubacher, M. Erb, M. Ehrbar.*
- [2] *Dynamischer Wärmepumpentest, Phase 2, Validierung eines Modellansatzes und Entwicklung einer Prüfprozedur. Schlussbericht September 2001. Bundesamt für Energie. Autoren: B. Hubacher, M. Ehrbar.*
- [3] *Verbesserung des Abtauens bei luftbeaufschlagten Verdampfern. Phase 3: technische Umsetzung*  
*Schlussbericht Dezember 2004*  
*Autoren: C. Bernal, S. Bertsch, M. Ehrbar, B. Hubacher, P. Hubacher, S. Schwendener*

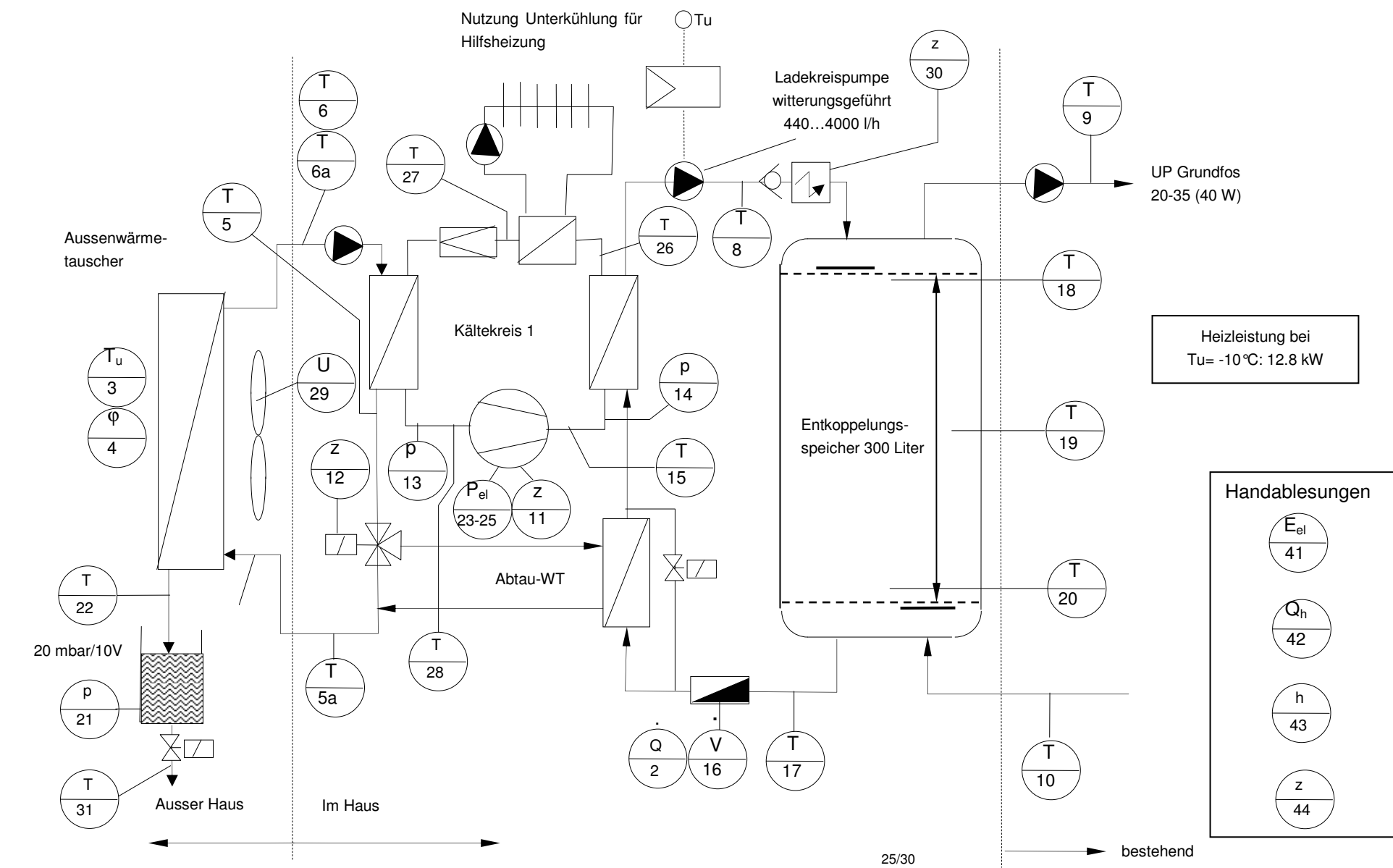
Engelburg, 01. Nov. 2008

Peter Hubacher  
Hubacher Engineering  
Projektleiter

Max Ehrbar  
Enertec AG



Anhang      A) Abb. 26: Messplan zu Anlage A (Radiatorenheizung) und B (Bodenheizung)



Handablesungen	
$E_{el}$	41
$Q_h$	42
$h$	43
$z$	44

## Anhang

### B) Auslastungsgrade Anlage A und B

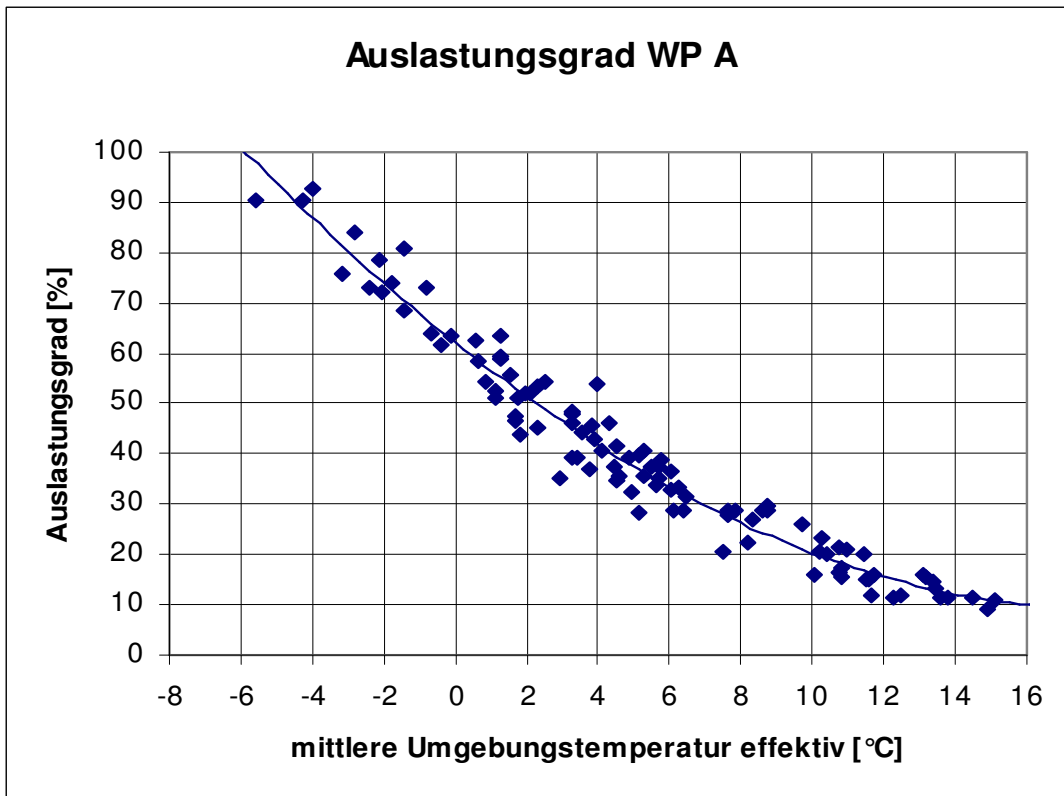


Abb. 27: Auslastungsgrad Anlage A

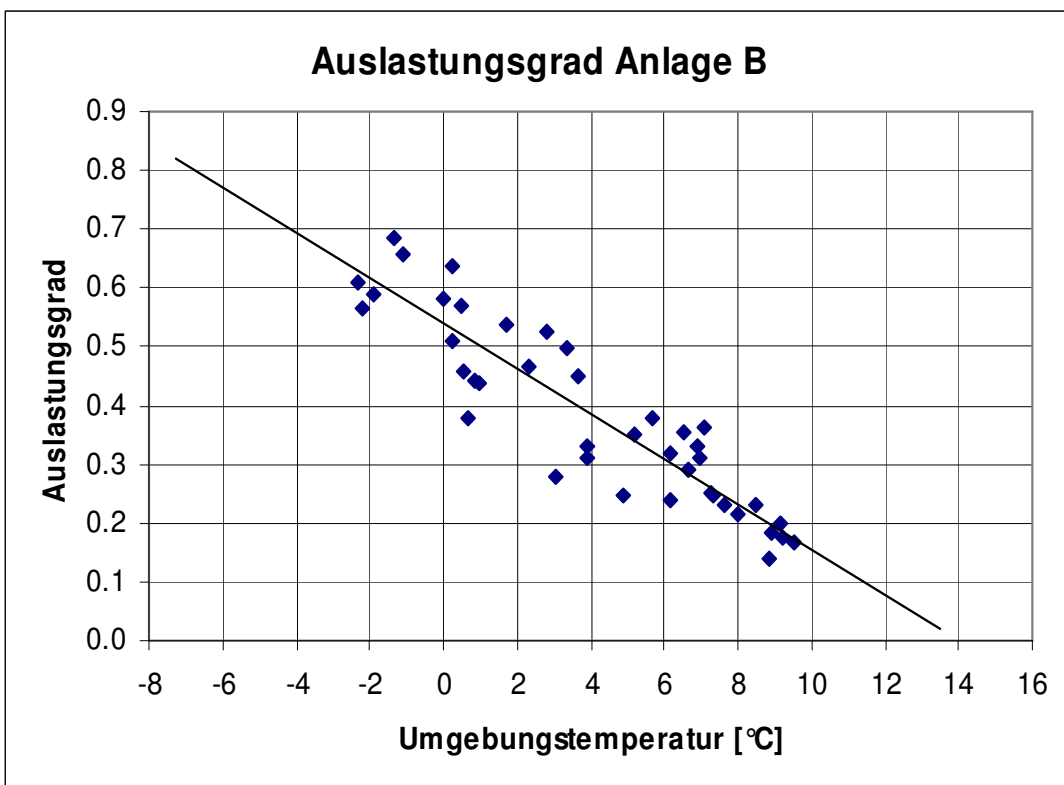


Abb. 28: Auslastungsgrad von Anlage B

### C) Beispiele von Vorlauftemperaturverläufen aus dem Projekt FAWA

Um die Ergebnisse an den beiden Maschinen breiter abzustützen, haben wir 16 Wärmepumpenanlagen aus dem Projekt FAWA [1] analysiert und die Unterschiede der Jahresarbeitszahlen mit idealem, d.h. dem Heizgesetz folgenden Vorlauftemperaturen ab Kondensator, und mit konstantem Ladekreismassenstrom ausgewertet. Alle diese Maschinen wurden im Feld mittels Datenlogger über eine Heizsaison erfasst. Daher stehen brauchbare Daten für unsere Auswertungen zur Verfügung.

#### Methodik

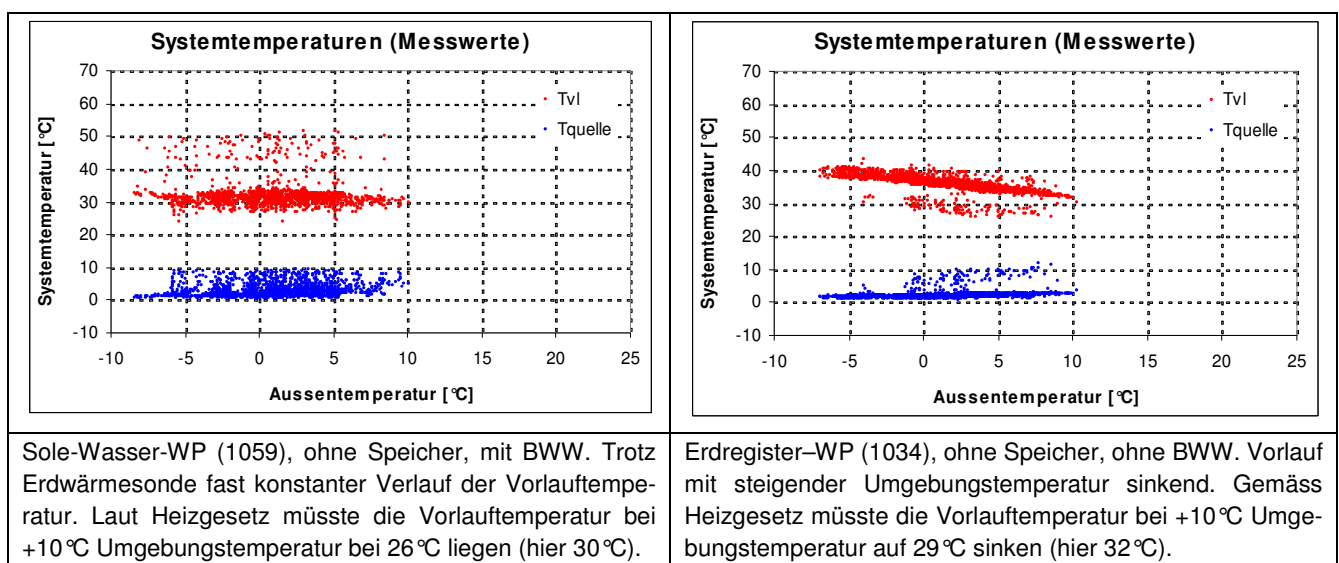
Das Heizgesetz ermitteln wir aus dem nach  $-10^{\circ}\text{C}$  extrapolierten Verlauf der in den untenstehenden Beispielen gemessenen Vorlauftemperaturen. Wir unterstellen, dass im Auslegungspunkt die Heizleistung gerade dem Wärmebedarf entspricht. Weiter nehmen wir folgenden Verlauf des (idealen) Heizgesetzes an:

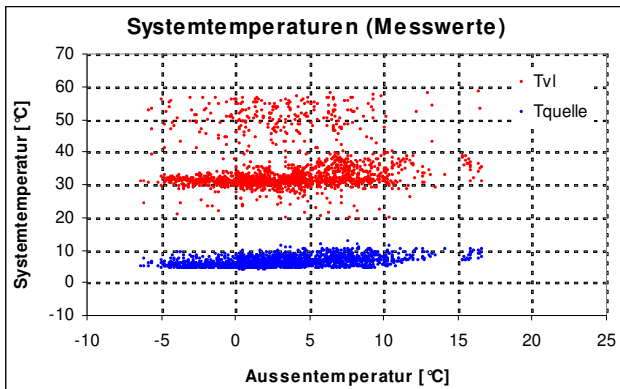
$$T_{\text{Hg}} = T_{\text{Raum}} + (T_{\text{Vorl}, -10^{\circ}\text{C}} - T_{\text{Raum}}) * ((T_{\text{oHg}} - T_{\text{u}}) / (T_{\text{oHg}} - T_{\text{uHg}}))^{1/1.3} \quad (2)$$

Hier bedeuten:

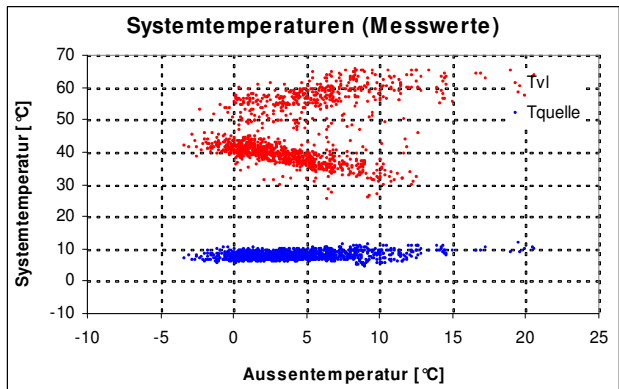
$T_{\text{Hg}}$	Vorlauf nach Heizgesetz
$T_{\text{R}}$	Raumtemperatur Wohnraum ( $22^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{Vorl}, -10^{\circ}\text{C}}$	Auslegewert Vorlauftemperatur bei $-10^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{oHg}}$	Obere Heizgrenze ( $18^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{uHg}}$	Untere Heizgrenze ( $-10^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{u}}$	Aussentemperatur

Für die JAZ-Berechnungen haben wir je ein Modell einer neueren Luft-Wasser-Wärmepumpe resp. Sole-Wasser-Wärmepumpe unterlegt. Auf Grund von Messungen am Wärmepumpentestzentrum Buchs ist bekannt, dass die Leistungszahlen im Nennpunkt einer Wärmepumpe bei 5 K Temperaturspreizung auf der Senkenseite etwa 5-7 % schlechter sind als bei 10 K Spreizung (bei festgehaltener Vorlauftemperatur). Wir haben also Wärmepumpen gewählt, die mit 5 K Spreizung gemessen wurden. Dieses Modell haben wir sowohl für den Betrieb mit konstantem als auch mit variablem Ladekreismassenstrom verwendet, da wir die effektiven Temperaturspreizungen bei den FAWA-Anlagen nicht kennen. Damit werden die Arbeitszahlen der mit konstantem Ladekreismassenstrom arbeitenden Maschinen eher besser als hier berechnet. Wir schätzen, dass dadurch der Unterschied der Jahresarbeitszahlen JAZ in der Praxis um etwa 3% geringer ist.

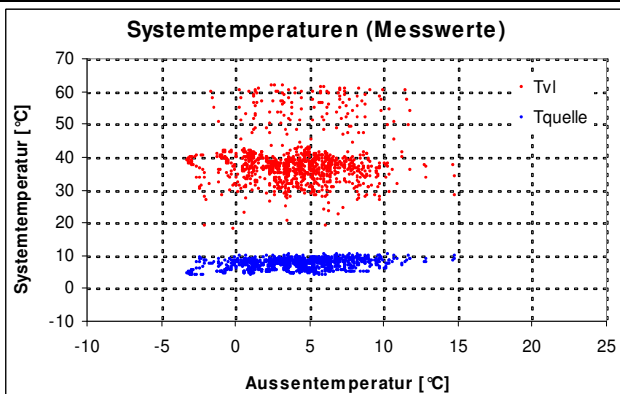




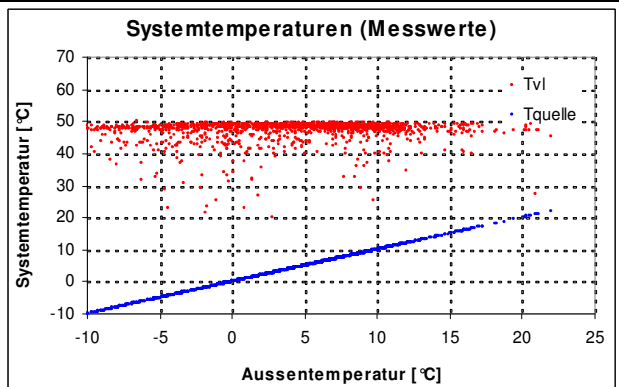
Sole-Wasser-WP (1039), ohne Speicher, mit BWB. Trotz Erdwärmesonde sogar mit der Umgebungstemperatur leicht steigende Vorlauftemperatur. Die Vorlauftemperatur müsste nach Heizgesetz bei 10°C AT bei 26°C liegen (hier 32°C).



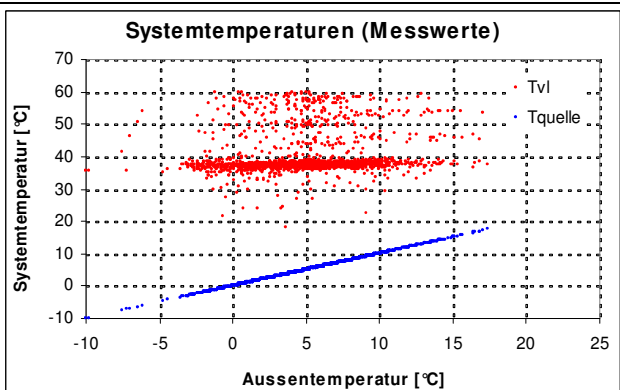
Sole-Wasser-WP (1041) mit BWB (Spiro-Speicher). EFH mit Baujahr 1998 und Bodenheizung. Vorlauf im Auslegepunkt 50°C! Vorlauf folgt exakt dem Heizgesetz.



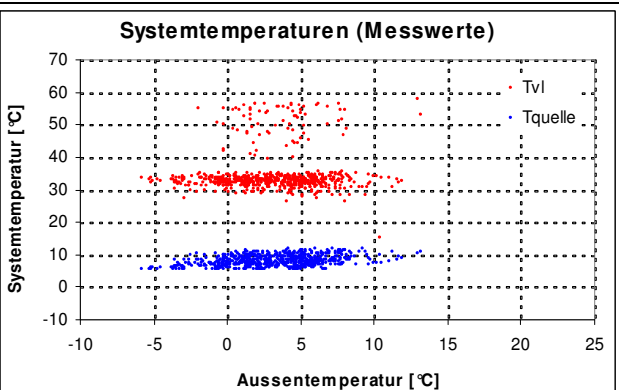
Sole-Wasser-WP (1046), ohne Speicher mit BWB. Vorlauftemperatur sinkt mit steigender Umgebungstemperatur nur schwach. Gemäss Heizgesetz müsste die Vorlauftemperatur bei +10°C Umgebungstemperatur bei 30°C liegen (hier 35°C).



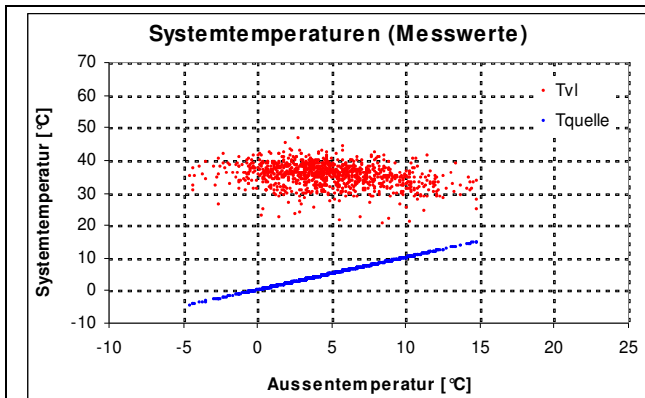
Luft-Wasser-WP (1053) mit Speicher und Rossnagel-Boiler. Vorlauftemperatur steigt mit höherer Umgebungstemperatur leicht. Die Vorlauftemperatur müsste gemäss Heizgesetz bei +15°C Umgebungstemperatur bei 27 °C liegen (hier 48°C).



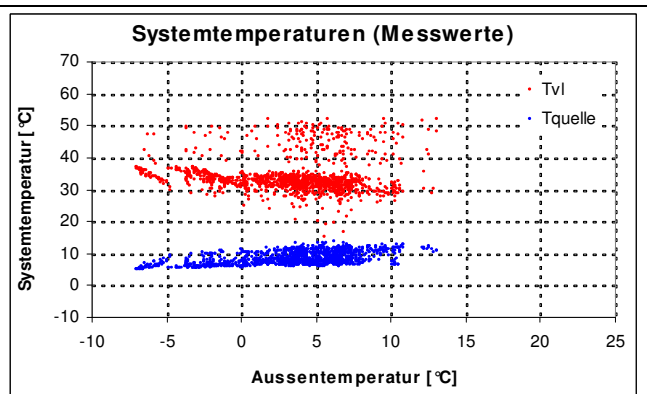
Luft-Wasser-WP (1056), mit Speicher und Rossnagel Boiler. Vorlauftemperatur bleibt fast konstant. Sie müsste gemäss Heizgesetz bei +15°C Umgebungstemperatur bei 26 °C liegen (hier 38°C).



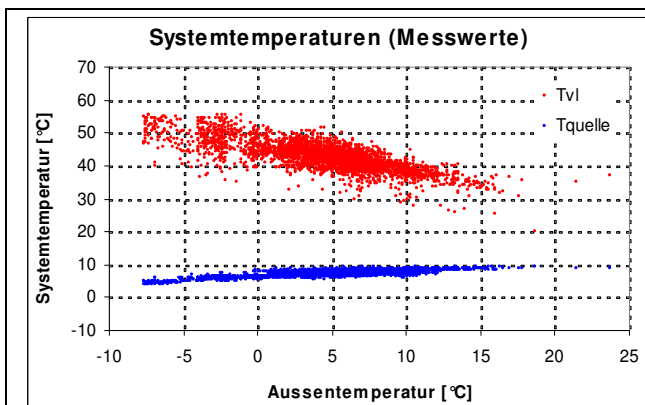
Sole-Wasser-WP (1060), ohne Speicher, mit BWB. Vorlauftemperatur praktisch konstant. Sie müsste bei +10°C Umgebungstemperatur bei 27°C liegen (hier 35°C).



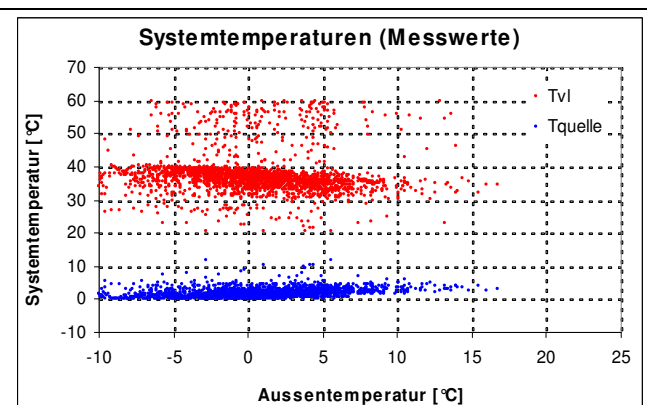
Luft-Wasser-WP (1064) mit Speicher. Vorlauftemperatur mit steigender Umgebungstemperatur leicht sinkend. Sie müsste gemäss Heizgesetz bei +15°C Umgebungstemperatur bei 25°C liegen (hier 33°C).



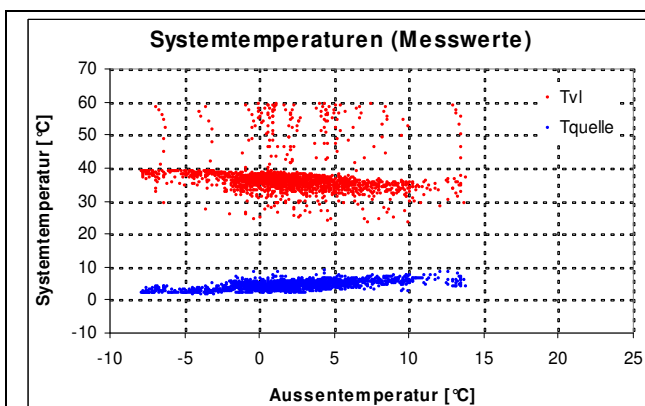
Sole-Wasser-WP (1068), ohne Speicher, mit BWW. Vorlauftemperatur leicht sinkend. Sie müsste gemäss Heizgesetz bei 10°C Umgebungstemperatur bei 27°C liegen (hier 30°C).



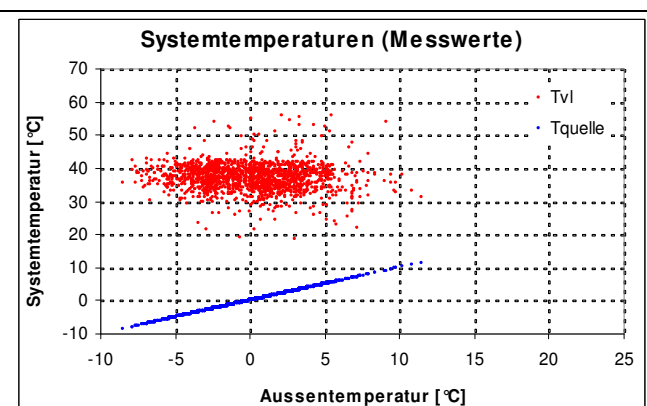
Sole-Wasser-WP (1071), mit techn. Speicher, mit BWW. Vorlauftemperatur sinkt deutlich mit steigender Umgebungstemperatur. Sie müsste bei +15°C Umgebungstemperatur bei 27°C liegen (hier 35°C)



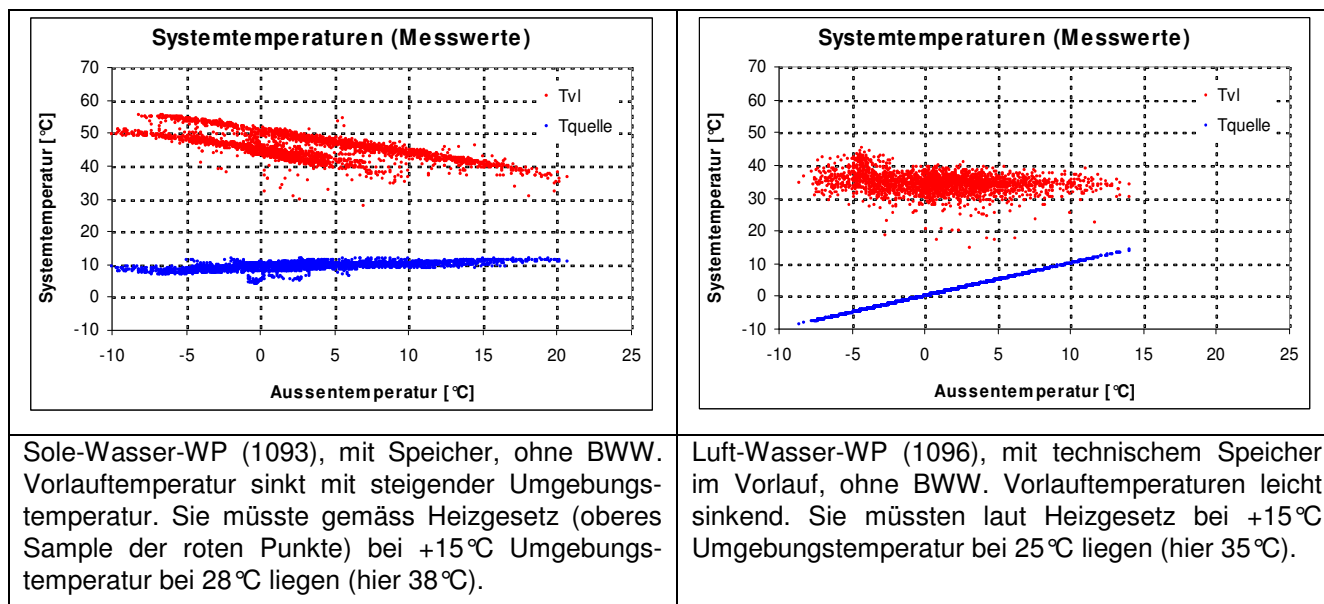
Sole-Wasser-WP (1077), ohne Speicher, mit BWW, 1590 m.ü.M. Vorlauftemperatur sinkt leicht. Sie müsste bei +10°C Umgebungstemperatur bei 29°C liegen (hier 35°C).



Sole-Wasser-WP (1082), ohne Speicher, mit BWW. Vorlauftemperatur sinkt mit steigender Umgebungstemperatur. Sie müsste gemäss Heizgesetz bei +10°C AT bei 29°C liegen (hier 35°C).



Luft-Wasser-WP (1091), mit technischem Speicher im Vorlauf, mit BWW. Vorlauftemperatur leicht sinkend. Sie müsste gemäss Heizgesetz bei +10°C AT bei 29°C liegen (hier 37°C).



**Zusammenfassend ergibt sich folgendes Bild:**

Zusammenfassend ergibt sich folgendes Bild:

Tabelle 1:

Vergleich der gerechneten Jahresarbeitszahlen (JAZ) mit Vorlauf nach Heizgesetz und gemessenem Vorlauf nach FAWA:

FAWA-Anlagen-Nr.	Quelle	(aus FAWA)		(gerechnet mit Wärmepumpenmodell und Klima Sargans)				
		Vorlauf bei -10°C	Vorlauf bei +10°C	JAZ Heizgesetz (Ladekreis variabel)	JAZ effektiv (Ladekreis konstant)	Verhältnis JAZ Heizgesetz zu JAZ effektiv (alle)	Verhältnis JAZ Heizgesetz zu JAZ effektiv (LW)	Verhältnis JAZ Heizgesetz zu JAZ effektiv (SW)
1034	Erd-register	41	32	4.30	4.20	1.02		1.02
1039	EWS	32	33	5.30	4.95	1.07		1.07
1041	EWS	50	33	4.41	4.33	1.02		1.02
1046	EWS	42	35	4.93	4.68	1.05		1.05
1053	Luft	49	49	3.19	2.47	1.29	1.29	
1056	Luft	37	38	3.69	3.15	1.17	1.17	
1059	EWS	32	30	4.75	4.61	1.03		1.03
1060	EWS	33	34	5.51	5.10	1.08		1.08
1064	Luft	40	35	3.57	3.17	1.13	1.13	
1068	EWS	35	30	5.38	5.24	1.03		1.03
1071	EWS	55	39	4.07	3.90	1.04		1.04
1077	EWS	40	35	4.41	4.16	1.06		1.06
1082	EWS	38	35	4.82	4.50	1.07		1.07
1091	Luft	40	37	3.57	3.10	1.15	1.15	
1093	EWS	58	45	4.06	3.64	1.12		1.12
1096	Luft	36	35	3.73	3.27	1.14	1.14	
					Mittelwert =	1.09	1.18	1.05

Die Sole-Wasser-Maschinen reagieren erwartungsgemäss weniger auf die Ladekreissteuerung, da deren Leistungsabgabe konstanter als bei Luft-Wasser-Maschinen ist. Die beiden in dieser Studie behandelten Luft-Wasser Maschinen liegen bezüglich Jahresarbeitszahl-Verbesserung vergleichsweise im unteren Bereich.