

# Energieforschungsprogramm

## Publizierbarer Endbericht

**Programmsteuerung:**

Klima- und Energiefonds

**Programmabwicklung:**

Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG)

Endbericht

erstellt im

Mai 2021

## Projekttitlel:

Hocheffiziente Kombinationen von Photovoltaik  
und Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt

Projektnummer: 858930

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| Ausschreibung                      | 3. Ausschreibung Energieforschungsprogramm                           |
| Projektstart                       | 01/10/2017   |
| Projektende                        | 31/05/2021   |
| Gesamtprojektdauer<br>(in Monaten) | 44 Monate  |
| ProjektnehmerIn<br>(Institution)   | Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik               |
| AnsprechpartnerIn                  | Dr. Andreas Heinz  |
| Postadresse                        | Inffeldgasse 25b, 8010 Graz  |
| Telefon                            | 0043 316 873 7313  |
| Fax                                | 0043 316 873 7306  |
| E-mail                             | <a href="mailto:andreas.heinz@tugraz.at">andreas.heinz@tugraz.at</a> |
| Website                            | <a href="http://www.iwt.tugraz.at">www.iwt.tugraz.at</a>             |

# Hocheffiziente Kombinationen von Photovoltaik und Wärmepumpen für den Sanierungsmarkt

**AutorInnen:**

Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Andreas Heinz

Christian Gaber

SPF Institut für Solartechnik, OST – Ostschweizer Fachhochschule

Robert Haberl

Michel Haller

SOLARFOCUS GmbH

Joachim Kalkgruber

Rüdiger Schober

## Inhaltsverzeichnis

|        |   |    |
|--------|---|----|
| 1      | Einleitung  | 6  |
| 1.1    | Hintergrund   | 6  |
| 1.2    | Projektziele und Methodik   | 6  |
| 2      | Systemsimulationen zur System- und Regelungsbewertung                           | 8  |
| 2.1    | Randbedingungen   | 8  |
| 2.1.1  | Klima und Gebäude   | 8  |
| 2.1.2  | Warmwasser-Verbrauchsprofil   | 10 |
| 2.1.3  | Wärmeabgabesystem   | 11 |
| 2.2    | Systemlayout  | 12 |
| 2.2.1  | Referenzsystem  | 12 |
| 2.2.2  | Systementwicklung   | 13 |
| 2.3    | Wärmepumpe  | 14 |
| 2.4    | Speicher  | 16 |
| 2.5    | Photovoltaik-Anlage   | 16 |
| 2.6    | Kennzahlen zur System-Bewertung   | 17 |
| 2.7    | Regelungs-Strategien  | 18 |
| 2.7.1  | Standard  | 18 |
| 2.7.2  | WIN   | 18 |
| 2.7.3  | PV <sub>Store</sub>   | 18 |
| 2.7.4  | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Troom</sub>                                       | 19 |
| 2.8    | Integration von Phasenwechselmaterial in den Speicher                           | 19 |
| 2.9    | Verwendung des elektrischen Heizstabs zur zusätzlichen Überladung des Speichers | 21 |
| 2.10   | Integration einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe                                   | 22 |
| 2.10.1 | Modellierung der CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe                                    | 22 |
| 2.10.2 | Annahmen Wärmeabgabesystem  | 23 |
| 2.10.3 | Hydraulische Anbindung an den Pufferspeicher und Regelung                       | 25 |
| 2.11   | Ergebnisse der Simulationen   | 26 |
| 2.11.1 | Bewertung von Regelungs-Strategien  | 26 |
| 2.11.2 | Integration von Phasenwechselmaterial in den Speicher                           | 32 |
| 2.11.3 | Verwendung des elektrischen Heizstabs zur zusätzlichen Überladung des Speichers | 34 |
| 2.11.4 | Integration einer CO <sub>2</sub> -Wärmepumpe                                   | 36 |
| 2.11.5 | Einfluss der Dimensionierung und Prognose zur Zielerreichung                    | 40 |
| 3      | Entwicklung der Wärmepumpe  | 43 |
| 3.1    | Überlegungen zur Entwicklung der Wärmepumpe                                     | 43 |
| 3.2    | Messtechnische Analyse des Wärmepumpen-Funktionsmusters                         | 46 |
| 3.2.1  | Vorgangsweise bei der Auswertung  | 48 |
| 3.2.2  | Exemplarische Messergebnisse  | 49 |
| 3.3    | Abgleich des Wärmepumpen-Simulationsmodells mit Messdaten                       | 50 |

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

|       |   |    |
|-------|---|----|
| 4     | Entwicklung des Wärmespeichers.....                                 | 52 |
| 4.1   | Zonierung des Speichers und Simulation von Diffusor-Geometrien..... | 52 |
| 4.2   | Messung der Schichtungseffizienz .....                              | 55 |
| 4.2.1 | Testergebnisse.....   | 56 |
| 4.3   | Abgleich des Speicher-Simulationsmodells mit Messdaten .....        | 61 |
| 5     | Hardware-in-the-Loop Systemtest.....                                | 63 |
| 5.1   | Anpassungen der Testprozedur für das Projekt.....                   | 63 |
| 5.2   | Randbedingungen / Prüfbedingungen .....                             | 64 |
| 5.2.1 | Gepprüftes System .....   | 64 |
| 5.2.2 | Simulierte und emulierte Komponenten.....                           | 65 |
| 5.2.3 | Elektrische Messstellen .....                                       | 65 |
| 5.2.4 | Thermische Messstellen.....   | 66 |
| 5.2.5 | Kennzahlen .....  | 66 |
| 5.2.6 | Randbedingungen und Last .....                                      | 67 |
| 5.3   | Resultate .....   | 67 |
| 5.3.1 | Tageswerte .....  | 67 |
| 5.3.2 | Zeitlicher Verlauf elektrischer Größen .....                        | 70 |
| 6     | Vergleich der Ergebnisse aus dem CCT-Test mit Simulationen .....    | 71 |
| 7     | Zusammenfassung und Ausblick.....                                   | 73 |
| 8     | Literaturverzeichnis .....  | 75 |
| 9     | Kontaktdaten.....   | 78 |

## 1 Einleitung

### 1.1 Hintergrund

Der Gebäudesektor spielt eine zentrale Rolle bei der Erreichung Energie- und Klima-politischer Ziele. Mehr als ein Drittel des Endenergieverbrauchs in Österreich wird für die Bereitstellung von Raumwärme, Warmwasser und Kühlung in Wohn- und Dienstleistungsgebäuden verwendet [1]. Die Neubaurate ist relativ gering und beträgt sowohl in Österreich [2] als auch in Europa [3] nur etwa 1 - 1.5 % des Gebäudebestandes pro Jahr. Das größte Energie-Einsparpotenzial liegt also im sanierungsbedürftigen Gebäudebestand. Rund 75 % der zwei Millionen Gebäude in Österreich fallen in die Kategorie Ein- oder Zweifamilienhaus. Bezogen auf die Baujahre liegt das höchste Potenzial bei Gebäuden, die zwischen 1961 und 1980 errichtet wurden, da etwa ein Drittel des österreichischen Gebäudebestandes in diesem Zeitraum gebaut wurde [4].

Die thermische Sanierung in Verbindung mit dem Austausch ineffizienter Heizungsanlagen auf Basis von fossilen Brennstoffen bietet ein großes Energie- und CO<sub>2</sub>-Einsparungspotential. Außenluft-Wärmepumpen sind im Vergleich zu anderen Wärmequellen wie Grundwasser oder Erdreich im Sanierungsfall technisch meist einfacher umzusetzen und haben auch niedrigere Anschaffungskosten. Aus diesen Gründen wäre die Außenluft/Wasser-Wärmepumpe grundsätzlich ein für den Sanierungsmarkt attraktives Heizungssystem. Speziell Gebäude, die vor 1970 errichtet wurden, verfügen aber meist über kein Flächen-Heizungssystem (meist Fußbodenheizung) und auch neuere sanierungs-bedürftige Gebäude werden oft nicht ausschließlich über eine Fußbodenheizung, sondern über eine Kombination mit Radiatoren beheizt. Während die Anforderung nach hohen Vorlauftemperaturen sich für Wärmepumpen allgemein nachteilig auf die Effizienz auswirkt, kann speziell bei der Wärmequelle Außenluft bei niedrigen Außentemperaturen auch zusätzlich ein Problem hinsichtlich der Einsatzgrenzen der Wärmepumpe bzw. des Verdichters entstehen.

Die Einspeisevergütung für dezentral erzeugte Elektrizität aus Photovoltaik liegt derzeit deutlich unter den Strombezugspreisen [5]. Unter diesen Rahmenbedingungen ist es für Betreiber von PV-Anlagen vorteilhaft, einen möglichst hohen Anteil der solar erzeugten Energie selbst zu nutzen. Die Nachfrage nach geeigneten Regelkonzepten und Systemen, welche eine Erhöhung des Eigenverbrauchs ermöglichen, ist daher stark gestiegen. Eine Möglichkeit hierzu stellt die Koppelung der PV mit einer Wärmepumpe dar. Es ist möglich, diesen PV-Anteil zu erhöhen, indem man die Wärmepumpe gezielt mit vor Ort erzeugtem PV-Strom betreibt und überschüssige Wärme zwischenspeichert.

### 1.2 Projektziele und Methodik

In diesem Projekt wurde ein Wärme-Versorgungssystem analysiert und entwickelt, das eine energieeffiziente Versorgung von sanierten Wohngebäuden mit vorhandener Radiatorheizung, die hohe Vorlauftemperaturen benötigt, ermöglicht. Eine Reduktion des Gesamt-Stromverbrauchs wird durch eine effiziente Luftwärmepumpe und die optimierte Einbindung eines thermischen Speichers erreicht. Die

## Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Wärmepumpe wird mit einer PV-Anlage gekoppelt mit dem Ziel, mittels intelligenter Regelungs-Strategien den Strombezug aus dem Netz durch den gezielten Betrieb des Verdichters mit PV-Strom zu reduzieren. Als quantifizierbares Projektziel wurde eine Reduktion des Energiebezugs aus dem Netz für das Heizungssystem von 25 % im Vergleich zu einem Referenzsystem angestrebt.

Methodisch wurden im Projekt mittels detaillierter dynamischer Simulationen in TRNSYS verschiedene Konfigurationen des Systems und unterschiedliche Regelungs-Strategien bewertet. Als System-Komponenten wurden eine spezialisierte Wärmepumpe auf Basis eines natürlichen Kältemittels und ein für den Betrieb mit der Wärmepumpe optimierter Kombi-Speicher entwickelt und anschließend im Labor detailliert messtechnisch analysiert. Die in den Systemsimulationen verwendeten Komponentenmodelle wurden anhand der Messdaten neu parametrisiert und verbessert. Unter Verwendung dieser Modelle erfolgte eine Bewertung des Gesamtsystems im Vergleich zum definierten Referenzsystem, das ebenfalls in einer Simulation abgebildet wurde. Abschließend wurde das entwickelte Komplett-System inklusive Regelung in einem Hardware-in-the-loop-Test aufgebaut und getestet, um die über die Simulationen ermittelten Ergebnisse experimentell zu bestätigen.

## 2 Systemsimulationen zur System- und Regelungsbewertung

### 2.1 Randbedingungen

Dieser Abschnitt dokumentiert die Randbedingungen und das Referenzsystem, die für die Systemsimulationen im Projekt verwendet wurden. Das Referenzsystem diente als Benchmark für das im Projekt zu entwickelnde Heizungssystem, bestehend aus einer Außenluftwärmepumpe, einem Wärmespeicher und einer Photovoltaikanlage. Das entwickelte System wurde im Projekt über Systemsimulationen in der Software TRNSYS unter den im Projekt definierten Randbedingungen bewertet und mit dem Referenzsystem verglichen.

#### 2.1.1 Klima und Gebäude

Für den Systemtest, der im Projekt durchgeführt wurde (Abschnitt 5) wurde als Klimadatensatz ein „Test Reference Year“ (basierend auf Messdaten) für den Standort Zürich verwendet, wie es in [7] beschrieben ist. Um eine Vergleichbarkeit der Simulationsarbeiten mit dem Systemtest zu gewährleisten, wurde beschlossen, diesen Klimadatensatz auch für die Simulationen zu verwenden. Dabei beträgt die mittlere Außentemperatur über das Jahr  $9.1\text{ °C}$ , die Strahlungssumme auf eine  $45^\circ$  geneigte, nach Süden ausgerichtete Fläche  $1306\text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$ , sowie  $1111\text{ kWh}/(\text{m}^2\cdot\text{a})$  auf die Horizontale. Die Anzahl der Heizgradtage HGT beträgt  $3553\text{ Kd/a}$ .

Für die Simulationen im Projekt wurde ein Einfamilienhaus mit Satteldach verwendet (Abbildung 1). Dieses Gebäude stellt den Referenzfall dar und wurde in Absprache mit dem Industriepartner definiert, wobei typische Situationen, die im österreichischen Gebäudebestand häufig anzutreffen sind, berücksichtigt wurden. Die Bruttogeschossfläche des Gebäudes beträgt  $185\text{ m}^2$ , basierend auf der statistisch durchschnittlichen Wohnfläche pro Person in Österreich von  $45.3\text{ m}^2$  pro Person [8] und einem angenommenen Vier-Personen-Haushalt. Bezüglich des Dämmstandards wurden zwei Varianten des Gebäudes definiert:

- Unsanierter Bestand
- Sanierter Bestand (übliche Sanierung)

Die Wandaufbauten wurden dabei in Anlehnung an die im EU-Projekt TABULA definierten Gebäudetypologien gewählt. Es wurde von einem Gebäude der Baualtersklasse 1961-1980 und den dafür in TABULA [9] definierten Wandaufbauten ausgegangen. Diese sind in Tabelle 1 zusammengefasst, wobei die Wandaufbauten für die unsanierte Variante und eine übliche Sanierung, wie in TABULA definiert, übernommen wurden. Für die Innenwände und die Innendecke wurden eigene Annahmen getroffen. Die Gebäudegeometrie wurde über das TRNSYS3D-Plugin in Google-Sketchup gezeichnet und als Ein-Zonen-Modell in TRNSYS 17 abgebildet.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

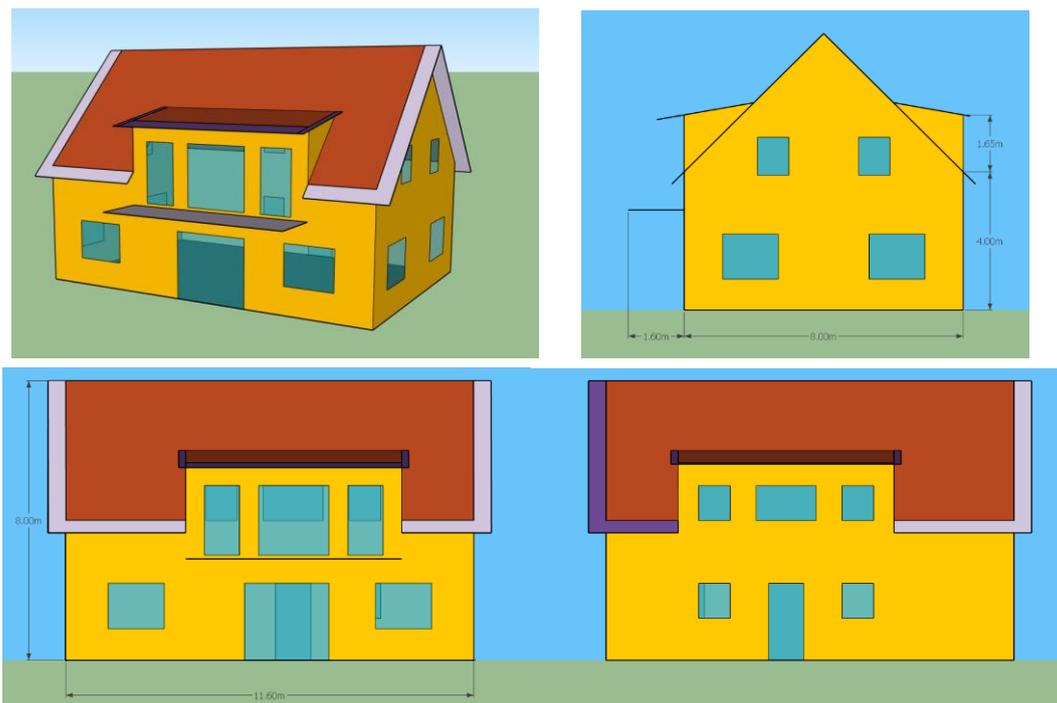


Abbildung 1: Ansichten des Referenzgebäudes und dessen wichtigste Abmessungen

Tabelle 1: Verwendete Annahmen bzgl. der Wandaufbauten für die unsanierte Variante und eine übliche Sanierung

|             | Schicht        | Dicke     |              | Dichte | Wärmeleitfähigkeit | Wärmekapazität | U-Wert            |              |
|-------------|----------------|-----------|--------------|--------|--------------------|----------------|-------------------|--------------|
|             |                | m         |              |        |                    |                | kg/m <sup>3</sup> | W/(mK)       |
|             |                | Unsaniert | Übliche San. |        |                    |                | Unsaniert         | Übliche San. |
| Außenwand   | Innenputz      | 0.01      | 0.01         | 1400   | 0.7                | 1              | 1.26              | 0.26         |
|             | Hochlochziegel | 0.25      | 0.25         | 900    | 0.42               | 1              |                   |              |
|             | EPS            |           | 0.12         | 60     | 0.04               | 1              |                   |              |
|             | Innenputz      | 0.01      | 0.01         | 1400   | 0.7                | 1              |                   |              |
| Bodenplatte | Parkett        | 0.02      | 0.02         | 600    | 0.13               | 2.1            | 0.69              | 0.17         |
|             | Estrich        | 0.05      | 0.05         | 2000   | 1.4                | 1              |                   |              |
|             | Dämmung        | 0.04      | 0.04         | 60     | 0.04               | 1              |                   |              |
|             | Stahlbeton     | 0.20      | 0.20         | 2200   | 2.1                | 1              |                   |              |
|             | Dämmung XPS    |           | 0.16         | 38     | 0.037              | 1.46           |                   |              |
| Innendecke  | Parkett        | 0.02      | 0.02         | 600    | 0.13               | 2.1            | 1.07              | 1.07         |
|             | Estrich        | 0.05      | 0.05         | 2000   | 1.4                | 1              |                   |              |
|             | Dämmung        | 0.02      | 0.02         | 60     | 0.04               | 1              |                   |              |
|             | Stahlbeton     | 0.15      | 0.15         | 2200   | 2.1                | 1              |                   |              |
| Dach        | Holz           | 0.02      | 0.02         | 600    | 0.13               | 2.1            | 0.85              | 0.16         |
|             | Dämmung        | 0.03      | 0.27         | 60     | 0.048              | 1              |                   |              |
|             | Holz           | 0.02      | 0.02         | 600    | 0.13               | 2.1            |                   |              |
|             | Gipsplatte     | 0.015     | 0.015        | 900    | 0.21               | 1              |                   |              |
| Innenwand   | Putz           | 0.01      | 0.01         | 1400   | 0.7                | 1              | 0.94              | 0.94         |
|             | Ziegel         | 0.2       | 0.2          | 650    | 0.23               | 0.92           |                   |              |
|             | Putz           | 0.01      | 0.01         | 1400   | 0.7                | 1              |                   |              |
| Fenster     |                |           |              |        |                    |                | 2.60              | 1.41         |

Alle Annahmen bezüglich des **Luftwechsels** (inkl. zusätzlicher Fensterlüftung im Sommer) und der **Verschattung** des Gebäudes wurden vom Referenz-Gebäudemodell des IEA SHC Task 44 [10] übernommen.

Für die **internen Wärmegewinne** durch Geräte und Beleuchtung sowie durch im Gebäude anwesende Personen wurde die Software „Load Profile Generator“ [11], die im Rahmen einer Dissertation an der TU Chemnitz erstellt wurde [12], verwendet.

Dabei wurden Lastgänge für einen in der Software als Template hinterlegten Haushalt mit 4 Personen (beide Eltern berufstätig, zwei schulpflichtige Kinder) erstellt. Für die Wärmegewinne durch Geräte und für die Anwesenheit von Personen wurde anschließend durch entsprechendes Post-Processing in Excel jeweils ein eigenes Lastfile für die TRNSYS-Simulation erstellt.

Das resultierende Lastprofil für Geräte und Beleuchtung wurde mit einer Auflösung von einer Minute erstellt und ergibt Wärmegewinne von insgesamt 16.4 kWh/(m<sup>2</sup>a). Das gleiche Profil wird auch für den **Verbrauch an Haushaltsstrom** angenommen (vgl. Kapitel 3.4) und ergibt einen Bedarf von insgesamt 3058 kWh/a.

Unter der Annahme einer **Raum-Solltemperatur von 22 °C** ergeben die Simulationen einen Heizwärmebedarf von 38 670 kWh und eine Heizlast von 15.4 kW für das unsanierte Gebäude und 12 212 kWh/a und 7 kW nach einer (üblichen) Sanierung (siehe Tabelle 2). Für alle weiteren im Projekt durchgeführten Betrachtungen wurde das Gebäude-Szenario der üblichen Sanierung verwendet.

Tabelle 2: Heizlast und Heizwärmebedarf der beiden Gebäude-Varianten

| Gebäude-Variante  | Heizlast<br>kW | Heizwärmebedarf<br>kWh/a) | Spez.<br>Heizwärmebedarf<br>kWh/(m <sup>2</sup> .a) |
|-------------------|----------------|---------------------------|---|
| Unsaniert         | 15.43          | 38 670                    | 209   |
| Übliche Sanierung | 6.98           | 12 212                    | 66  |

## 2.1.2 Warmwasser-Verbrauchsprofil

Das Zapfprofil für Warmwasser wurde aus dem EU-Projekt MacSheep übernommen [7]. Letzteres wurde mit der Software DHWCalc erstellt [13]. Die wichtigsten Daten sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Abbildung 2 zeigt die Summenlinie des Zapfprofils, aus der ersichtlich ist, dass ein Großteil der Gesamtmenge bei Durchflüssen unter 250 l/h gezapft wird.

Tabelle 3: Daten des verwendeten WW-Zapfprofils

|                                      |                |      |
|--------------------------------------|----------------|------|
| Gesamt-Volumen (45-10 °C)            | m <sup>3</sup> | 73   |
| Mittlere Anzahl an Zapfungen pro Tag | -              | 28.8 |
| Jährlicher WW-Energiebedarf          | kWh            | 3038 |
| Max. Durchfluss                      | kg/h           | 997  |
| Min. Durchfluss                      | kg/h           | 3    |

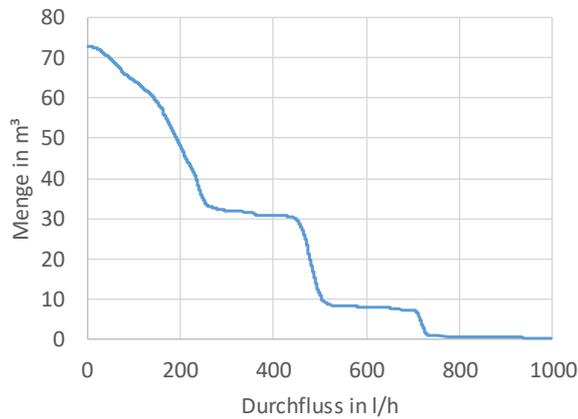


Abbildung 2: Summenlinie des verwendeten Warmwasser-Zapfprofils

### 2.1.3 Wärmeabgabesystem

Für das Wärmeabgabesystem wurde angenommen, dass die vorhandene Heizkörperheizung bei der Sanierung des Gebäudes nicht ausgetauscht wird. Für die unsanierte Variante des Gebäudes wird im Auslegungspunkt (Norm-Außentemperatur = -11 °C) eine Vorlauftemperatur  $t_{VL}=90$  °C und eine Rücklauf-temperatur  $t_{RL}=70$  °C bei der Heizlast  $\dot{Q}_{design}$  angenommen, was nach [14] und [15] bei in den 60er-Jahren gebauten Heizungsanlagen noch üblich war.

Für die Variante „übliche Sanierung“ wurde über Gl. 1 bis Gl. 3 ermittelt, welche  $t_{VL}$  und  $t_{RL}$  bei der reduzierten Heizlast nach Tabelle 2 unter der Annahme eines gleichbleibenden Wärmeabgabesystems notwendig sind. So ergibt sich bei -11 °C eine Vorlauftemperatur von 58 °C und eine Rücklauf-temperatur von 48.9 °C (siehe Abbildung 3).

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{design}} = \left( \frac{\Delta t_{log}}{\Delta t_{log,design}} \right)^n \tag{Gl. 1}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (t_{VL} - t_{RL}) \tag{Gl. 2}$$

$$\Delta t_{log} = \frac{t_{VL} - t_{RL}}{\ln \frac{t_{VL} - t_R}{t_{RL} - t_R}} \tag{Gl. 3}$$

Neben Heizkörpern wurde in den Systemsimulationen auch eine Fußbodenheizung simuliert, um einen Vergleich mit einer aus energetischer Sicht günstigeren Situation mit einem Niedertemperatur-Heizungssystem zu ziehen. Hier wurden Vor- und Rücklauftemperaturen von 35/30 °C bei Auslegungsbedingungen und ein aufgrund der geringeren Temperaturdifferenz angepasster Volumenstrom verwendet.

Die Modellierung des Wärmeabgabesystems erfolgte mit dem dynamischen Radiatormodell Typ 362, das in [16] beschrieben ist. Das Wärmeabgabesystem wurde mit einem einzelnen Radiatormodell für das Ein-Zonen-Gebäude abgebildet. Der Einfachheit halber wurde die Fußbodenheizung mit dem gleichen Radiatormodell simuliert, wobei die Parametrierung des Modells unterschiedlich vorgenommen wurde. Um die thermische Trägheit des Fußbodens zu berücksichtigen, wurde die Wärmekapazität mit 30 MJ/K

angenommen, was einer Estrichschicht mit einer Dicke von 8 cm entspricht. Für die Radiatorheizung wurde die Wärmekapazität (Metallgehäuse + Flüssigkeitsinhalt) nach Werten aus [15] auf 960 kJ/K gesetzt, entsprechend einem Gussradiator mit passender Leistung.

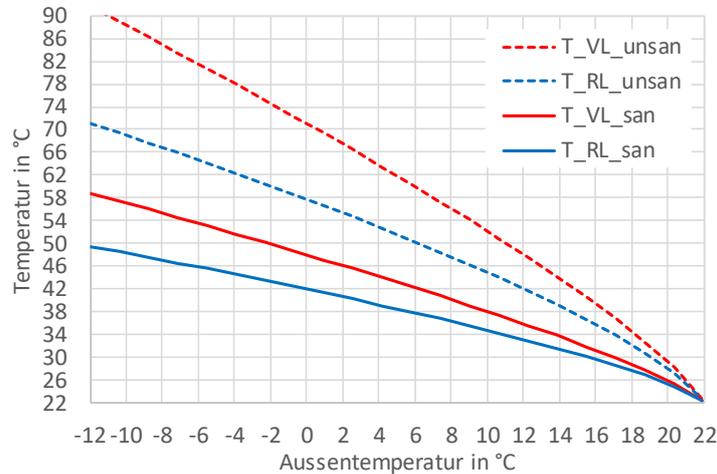


Abbildung 3: Vor- und Rücklauftemperatur als Funktion der Außentemperatur für das sanierte und das unsanierte Gebäude

## 2.2 Systemlayout

Hinsichtlich des Systemaufbaus wurde von zwei verschiedenen Varianten ausgegangen. In einem ersten Schritt wurde ein Referenzsystem (Abschnitt 2.2.1) definiert, das den aktuellen Stand der Technik für derartige Systeme, wie er auch vom Industriepartner zum Startzeitpunkt des Projekts verwendet wurde, repräsentiert. Dieses System wurde als Vergleichsbasis verwendet, um verschiedene Verbesserungsmaßnahmen für das im Projekt entwickelte System („PV-HP-Systementwicklung“, Abschnitt 2.2.2) zu bewerten.

### 2.2.1 Referenzsystem

Als Referenzsystem wurde das in Abbildung 4 dargestellte System verwendet. Hier wird das Brauchwasser in einem Warmwasserspeicher (DHW) mit einem Volumen von 300 Litern erwärmt, der über einen internen Wärmetauscher beladen wird. Ein Pufferspeicher mit einem Volumen von 200 Litern ist dem Wärmeabgabesystem parallel geschaltet.

Die Luftwärmepumpe kann über 3-Wege-Ventile jeweils einen der beiden Speicher beladen. Der Pufferspeicher ist parallel zum Heizkreis an die Wärmepumpe angeschlossen. Das heißt, wenn die Wärmepumpe den Speicher belädt, fließt ein Teil des Volumenstroms im Wärmepumpenkreislauf durch den Heizkreis. Der Anteil ist abhängig vom aktuellen Durchfluss im Heizkreis. Dieser ist wiederum abhängig von der aktuellen Stellung des Dreiwegeventils (siehe Abbildung 4) und dem Durchfluss durch die Heizkörper.

Für die Wärmeverluste der Speicher wurde angenommen, dass der Pufferspeicher einen Wärmeverlustwert UA von 1.67 W/K und der Warmwasserspeicher von 1.53 W/K hat, was der Energieeffizienzklasse C bzw. B nach [17] entspricht.

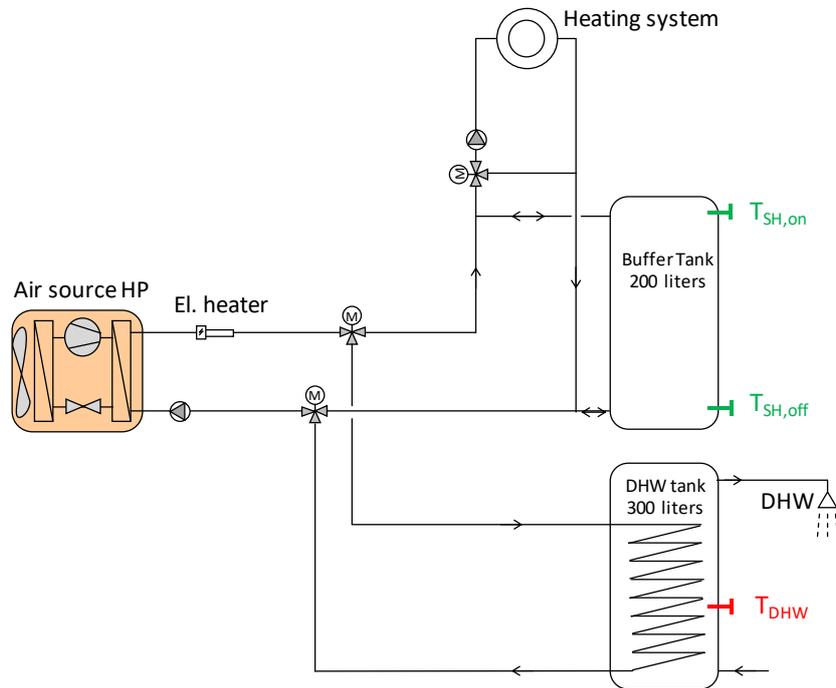


Abbildung 4: Hydraulikschema des Referenz-Heizungssystems

## 2.2.2 Systementwicklung

Das Hydraulikschema der Systementwicklung im Rahmen des Projekts ist in Abbildung 5 dargestellt. Die Außenluft-Wärmepumpe ist mit einem Pufferspeicher mit einem Volumen von 1000 Litern verbunden. Die Wärmeverluste des Speichers wurden mit der Effizienzklasse B nach [17] angenommen. Im Vergleich zum Referenzsystem ist das Volumen größer, um mehr Speicherkapazität für die Regelungsstrategien zur Erhöhung des PV-Eigenverbrauchs bereitzustellen (siehe Abschnitt 2.6).

Über Dreiwegeventile kann die Wärmepumpe entweder die Warmwasserzone des Speichers über die beiden oberen Anschlüsse oder die Raumheizungszone über die unteren Anschlüsse beladen. Der Speicher ist parallel zum Heizungs-Wärmeabgabekreis an die Wärmepumpe angeschlossen. Das heißt, wenn der Speicher von der Wärmepumpe für die Raumheizung geladen wird, fließt ein Teil des Durchflusses durch den Heizungskreis und der Rest durch den Speicher. Wie im Referenzsystem hängen die Anteile von den aktuellen Betriebsbedingungen (Durchfluss) im Heizkreis ab. Die Warmwasserbereitung erfolgt über eine Frischwasserstation (externer Plattenwärmetauscher) auf eine Temperatur von 45 °C.

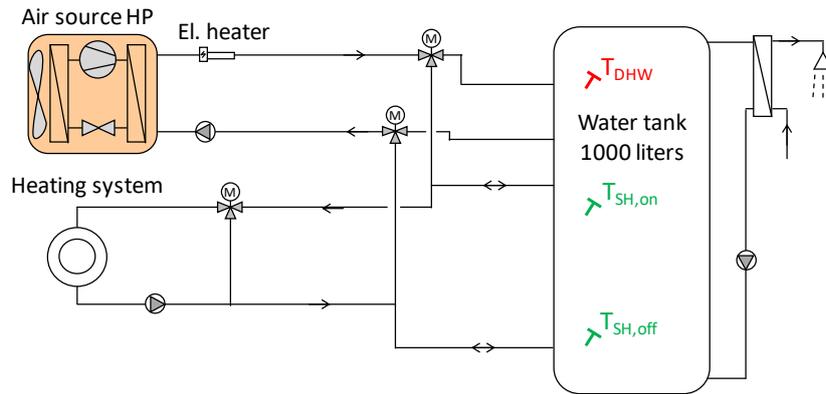


Abbildung 5: Hydraulikschema der Systementwicklung im Projekt

## 2.3 Wärmepumpe

Die Wärmepumpen wurden bei beiden Systemen mit dem semi-physikalischen Wärmepumpen-Modell Type 887 modelliert, das vom IWT und SPF in Vorprojekten entwickelt wurde (beschrieben in [18] und [19]). Das Modell basiert auf einer iterativen Berechnung des Kältemittelkreislaufs unter Verwendung der thermodynamischen Eigenschaften des verwendeten Kältemittels. Start/Stop-Verluste und Abtauverluste werden berücksichtigt. Es wurden detaillierte Verdichter-Leistungsdaten von realen Verdichtern verwendet, abhängig von der Verdampfung, der Kondensationstemperatur und der Verdichter-Drehzahl. Die Betriebsgrenzen der Verdichter wurden berücksichtigt (max. Kondensations- und min. Verdampfungstemperatur in Abhängigkeit der Drehzahl).

Für das **Referenzsystem** wurde eine Außenluft-Wasser-Wärmepumpe mit einem Standard-Kältemittelkreislauf (siehe Abbildung 6) mit Hochdrucksammler und R410A als Kältemittel angenommen. Es wurde ein drehzahl geregelter Verdichter mit einem Drehzahlbereich von 22 - 100 % verwendet. Das parametrisierte Wärmepumpenmodell ergibt eine Wärmeleistung von 7.7 kW und eine Leistungszahl (Coefficient of Performance, COP) von 2.72 bei den Betriebsbedingungen A-10W35 und 10.8 kW und COP = 3.39 bei A2W35, jeweils bei maximaler Drehzahl.

Die Simulationsergebnisse mit dem parametrisierten Modell wurden mit Testergebnissen für Luft-Wärmepumpen aus einem Wärmepumpen-Testzentrum [20] verglichen. Es wurde ein Mittelwert der COP-Ergebnisse aller getesteten Geräte mit dem Kältemittel R410A und einer Heizleistung von bis zu 15 kW für verschiedene Betriebsbedingungen ermittelt. In Tabelle 4 werden die aus den Simulationen resultierenden COP-Werte mit denen der Testergebnisse verglichen. Es ist zu erkennen, dass die Simulationsergebnisse für alle betrachteten Betriebspunkte zwischen den besten und schlechtesten Testergebnissen liegen und meist höher als der Durchschnitt.

Tabelle 4: COP des für das Referenzsystem verwendeten WP-Modells im Vergleich zu Testergebnissen aus [20]

|                                    | A7/W35-30 | A-10/W35 | A-7/W34 | A2/W35 | A7/W27 | A7/W55-47 | A-10/W55 | A-7/W52 | A2/W42 | A7/W36 |
|------------------------------------|-----------|----------|---------|--------|--------|-----------|----------|---------|--------|--------|
| Modell Wärmepumpe Referenz         | 4.52      | 2.72     | 3.02    | 3.77   | 5.48   | 2.95      | 2.04     | 2.26    | 3.24   | 4.34   |
| Prüfresultate Mittelwert           | 4.71      | 2.62     | 2.80    | 3.76   | 5.60   | 2.83      | 1.94     | 2.14    | 3.19   | 4.56   |
| Prüfresultate Max                  | 5.10      | 3.20     | 3.30    | 4.30   | 6.70   | 3.30      | 2.30     | 2.40    | 3.80   | 5.10   |
| Prüfresultate Min                  | 4.10      | 2.30     | 2.40    | 3.10   | 4.60   | 2.20      | 1.70     | 1.90    | 2.70   | 4.00   |
| Abw. Prüfresultate Mittelwert in % | -4.1      | 3.7      | 8.0     | 0.1    | -2.1   | 4.1       | 5.2      | 5.8     | 1.5    | -4.8   |
| Abw. Prüfresultate Max in %        | -11.4     | -15.1    | -8.3    | -12.4  | -18.2  | -10.7     | -11.3    | -5.6    | -14.8  | -14.9  |
| Abw. Prüfresultate Min in %        | 10.2      | 18.2     | 26.0    | 21.5   | 19.2   | 33.9      | 20.1     | 19.2    | 19.9   | 8.5    |

Für die **Systementwicklung** wurde ebenfalls eine Außenluft-Wasser-Wärmepumpe, aber mit dem natürlichen Kältemittel R290 (Propan) verwendet. Propan bietet vor allem hinsichtlich der Verdichter-Austrittstemperatur überlegene Eigenschaften, die höhere Kondensationstemperaturen und allgemein breitere Betriebsgrenzen des Verdichters ermöglichen. Dies bietet Vorteile für das hier diskutierte System mit hohen Vorlauftemperaturen und insbesondere für die Kopplung mit PV und Überladung des Speichers auf höhere Temperaturen. Der für die Wärmepumpe verwendete Verdichter hat einen Drehzahlbereich von 17 bis 100 %.

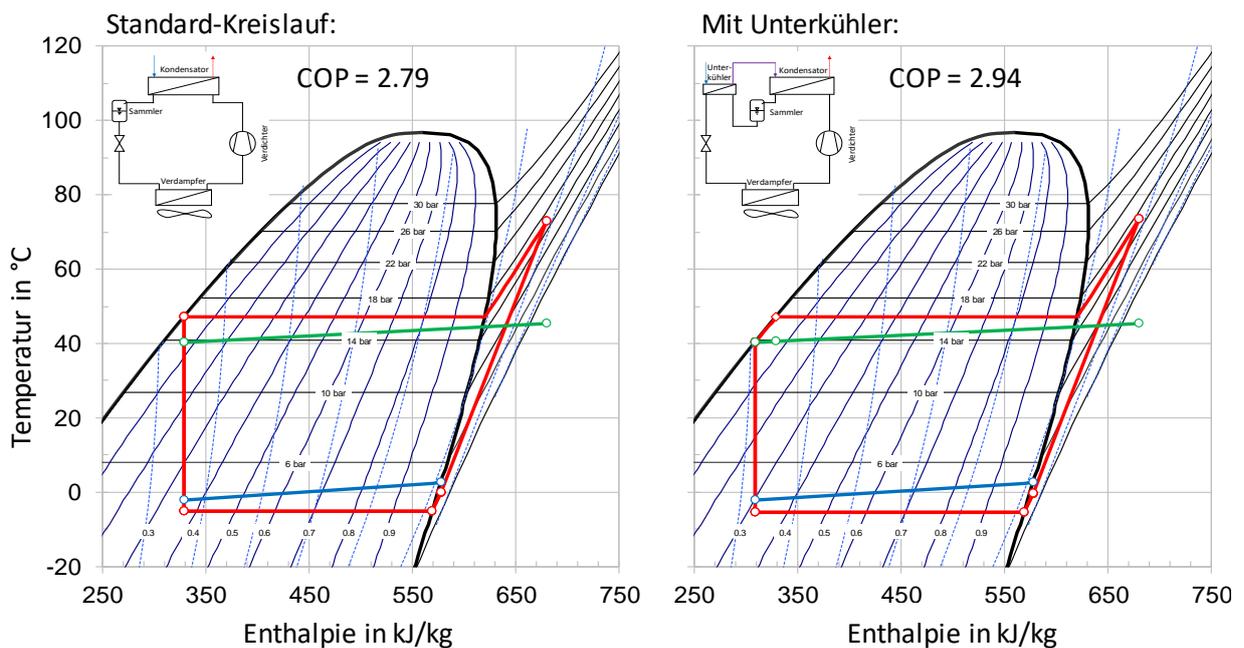


Abbildung 6: T/h-Diagramm eines beispielhaften Wärmepumpen-Kreislaufs mit R290 @ A2W45 ohne (links) und mit (rechts) Unterkühler

Zusätzlich wird im Kältemittelkreislauf ein Unterkühler eingesetzt, der vor allem bei großen Temperaturdifferenzen auf der Wärmesenkenseite, wie bei einer Radiatorheizung, Vorteile hinsichtlich des COP bietet. Ein beispielhafter Betriebspunkt ist in Abbildung 6 in einem Temperatur-Enthalpie-Diagramm für einen Standardkreislauf und mit einem zusätzlichen Unterkühler dargestellt. Simulationen haben gezeigt, dass der Unterkühler den COP im Vergleich zu einem Kreislauf ohne Unterkühlung um 4-7 % über den gesamten Bereich der Betriebsbedingungen verbessert. Eine detailliertere Beschreibung der Wärmepumpen-Entwicklung und des im Projekt gebauten Prototyps erfolgt in Abschnitt 3.

Mit dem Wärmepumpen-Prototyp wurden Messungen in der Klimakammer des IWT durchgeführt, die ebenfalls in Abschnitt 3 beschrieben sind. Insgesamt wurden 48 verschiedene stationäre Betriebsbedingungen gemessen, einschließlich Abtauzyklen und einer Analyse der Start/Stop-Verluste. Das für die Simulationen von System B verwendete HP-Modell wurde anhand dieser Messungen parametrisiert (siehe Abschnitt 3.3). Das parametrisierte Modell ergibt eine Wärmeleistung von 7.6 kW und einen COP von 2.92 bei den Betriebsbedingungen A-10W35 und 10.2 kW und COP 3.82 bei A2W35, jeweils bei maximaler Verdichter-Drehzahl.

### 2.4 Speicher

Für die Simulation der Wärmespeicher wurde das Speichermodell Type 340 von Drück [21] verwendet, ein eindimensionales Mehrknoten-Speichermodell, das bereits in vielen Forschungsprojekten eingesetzt wurde. Für die Frischwasserstation wurde das Modell Type 805 [22] eingesetzt.

Für die Simulation des **Referenzsystems** wurden die Parameterwerte für den Pufferspeicher und den Warmwasserspeicher anhand von Datenblättern von Speichern des Firmenpartners abgeleitet [23], [24].

Der für die **Systementwicklung** verwendete Pufferspeicher (Kombispeicher) wurde im Projekt über System-Simulationen (TRNSYS) und Strömungs-Simulationen (CFD) optimiert. Der gebaute Speicherprototyp wurde auf seine Schichtungseffizienz in einem 24h-Hardware-in-the-Loop-Test getestet, wobei die guten Schichtungseigenschaften nachgewiesen werden konnten. Das für die Systemsimulationen verwendete Speichermodell wurde anhand der Messdaten aus dem Speichertest parametrisiert und abgeglichen. Alle Arbeiten zur Speicherentwicklung sind in Abschnitt 4 detailliert beschrieben.

### 2.5 Photovoltaik-Anlage

Die Photovoltaik-Anlage würde für das Referenzsystem und die Systementwicklung gleich angenommen. Diese ist auf dem nach Süden ausgerichteten Dach mit einer Neigung von 45° montiert, wobei von den Leistungsdaten eines polykristallinen PV-Moduls [25] ausgegangen wurde. Unter der Annahme, dass die gesamte südseitig vorhandene Dachfläche belegt wird, ergibt sich eine Gesamt-Modulfläche von 57 m<sup>2</sup>, was einer Peak-Leistung von 9.5 kWp entspricht. Zur Berücksichtigung der Verluste des Wechselrichters und sonstiger Verluste wurde ein mittlerer Wirkungsgrad von 0.94 angesetzt. Mit den getroffenen Annahmen ergibt sich mit dem gewählten Klimadatensatz von Zürich ein Jahres-Ertrag von 8759 kWh. Diese relative großzügige Auslegung der PV-Anlage wurde zu Beginn des Projekts gewählt, weil sich so bilanziell nach ersten Abschätzungen eine Net-Zero-Versorgung des Gebäudes ergeben sollte. Im weiteren Projektverlauf wurden auch andere Auslegungen der PV-Anlage betrachtet (siehe Abschnitt 0).

## 2.6 Kennzahlen zur System-Bewertung

Um einen Vergleich zwischen den analysierten Systemvarianten und Regelungsstrategien zu ermöglichen, wurden die folgenden Kennzahlen auf Jahresbasis definiert. Der Stromverbrauch des betrachteten Heizungssystems ( $W_{el,sys}$ , Gl. 5) wurde über den Verbrauch der Wärmepumpe (inkl. Ventilator und Regelung), der Pumpen und des elektrischen Heizstabs ( $W_{el,heater}$ ) berechnet. Für die Heizungsanlage wurde die Energie ermittelt, die aus dem Netz bezogen werden muss ( $W_{el,sys,grid}$ , Gl. 6). Zusätzlich ist der Netzverbrauch des gesamten Gebäudes ( $W_{el,grid}$ , Gl. 7), einschließlich des Haushaltsstroms, von Interesse.

Es wurden drei Jahresarbeitszahlen (Seasonal Performance Factor, SPF) ermittelt.  $SPF_{HP}$  beschreibt die Jahres-Arbeitszahl der Wärmepumpe als Komponente, also die am Kondensator abgegebene Wärmemenge dividiert durch die elektr. Energieaufnahme (Kompressor, Ventilator, Regelung). Die gesamte Heizungsanlage wird mit  $SPF_{sys}$  bewertet, wobei hier die Nutzenergie für die Raumheizung (SH) und Warmwasserbereitung (DHW) sowie der Gesamtstromverbrauch der Anlage berücksichtigt werden. Bei  $SPF_{sys,grid}$  wird nur der Stromverbrauch der Anlage aus dem Netz berücksichtigt.

Der Autarkiegrad (SSR) ist der Anteil des Stromverbrauchs, der durch PV gedeckt werden kann und wurde für das gesamte Gebäude, einschließlich des Haushaltsstroms ( $SSR_{tot}$ ), und für das Heizungssystem ( $SSR_{sys}$ ) berechnet. Der Anteil des PV-Stroms, der vor Ort verbraucht wird, wird durch den Eigenverbrauchsanteil SCR ausgedrückt.

$$P_{el,PV,exc} = \max[(P_{el,PV} - P_{el,hh}), 0] \quad \text{Gl. 4}$$

$$W_{el,sys} = \int (P_{el,HP} + P_{el,pumps} + P_{el,heater}) dt \quad \text{Gl. 5}$$

$$W_{el,sys,grid} = \int \max[(P_{el,sys} - P_{el,PV,exc}), 0] dt \quad \text{Gl. 6}$$

$$W_{el,grid} = \int \max[(P_{el,sys} + P_{el,hh} - P_{el,PV}), 0] dt \quad \text{Gl. 7}$$

$$W_{el,feedin} = \int \max[(P_{el,PV,exc} - P_{el,sys}), 0] dt \quad \text{Gl. 8}$$

$$SPF_{HP} = \frac{\int \dot{Q}_{cond} dt}{W_{el,HP}} \quad \text{Gl. 9}$$

$$SPF_{sys} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) dt}{W_{el,sys}} \quad \text{Gl. 10}$$

$$SPF_{sys,grid} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) dt}{W_{el,sys,grid}} \quad \text{Gl. 11}$$

$$SSR_{sys} = 1 - \frac{W_{el,sys,grid}}{W_{el,sys}} \quad \text{Gl. 12}$$

$$SSR_{tot} = 1 - \frac{W_{el,grid}}{W_{el,sys} + W_{el,hh}} \quad \text{Gl. 13}$$

$$SCR = 1 - \frac{W_{el,feedin}}{W_{el,PV}} \quad \text{Gl. 14}$$

$$NSK = W_{el,grid} c_{Purchase} - W_{el,feedin} c_{feedin} \quad \text{Gl. 15}$$

Die Netto-Stromkosten  $NSK$  (Gl. 15) wurden unter Berücksichtigung des gesamten Stromverbrauchs aus dem Netz einschließlich des Haushaltsstroms ( $W_{el,grid}$ ) und der ins Netz eingespeisten PV-Energie ( $W_{el,feedin}$ ) berechnet. Für die in dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse wurde ein mittlerer Strom-Einkaufspreis<sup>1</sup>  $c_{Purchase}$  von 0.18 €/kWh und ein Einspeisetarif  $c_{feedin}$  von 0.05 €/kWh angenommen.

## 2.7 Regelungs-Strategien

Die Untersuchung von Regelungs-Strategien für die Optimierung des PV-Eigenverbrauchs bzw. die Minimierung des Strombezugs aus dem Netz war ein zentraler Bestandteil der Arbeiten im Projekt. Dazu wurde eine Vielzahl an Strategien über Systemsimulationen bewertet. An dieser Stelle sind aus Platzgründen nur jene Strategien dargestellt, die letztendlich im Projekt bzw. im Systemprototyp umgesetzt wurden. Weitere Strategien und Ergebnisse sind in einer Veröffentlichung [26] dokumentiert.

### 2.7.1 Standard

Dies ist die grundlegende Regelungsstrategie, die in beiden Systemen (Referenzsystem und Systementwicklung) für die Ladung des/der Speicher(s) verwendet wurde. Strom von der Photovoltaik-Anlage wird nur dann von der Wärmepumpe genutzt, wenn diese zufällig in Betrieb ist, wenn PV-Strom zur Verfügung steht. Die Ladung der Warmwasserzone des Speichers durch die Wärmepumpe wird gestartet, wenn  $T_{DHW} < 45 \text{ °C}$  (Sensorposition in Abbildung 4 und Abbildung 5) und wird gestoppt, wenn  $T_{DHW} > 55 \text{ °C}$ . Die Raumheizungszone (bzw. der Pufferspeicher beim Referenzsystem) wird geladen, wenn  $T_{SH,on} < T_{VL}$  und gestoppt, wenn  $T_{SH,off} > T_{VL} + 2 \text{ K}$ , wobei  $T_{VL}$  die Vorlauftemperatur in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ist (Heizkurve, siehe Abbildung 3).

### 2.7.2 WIN

Diese Strategie entspricht der Regelung „Standard“, mit der Ausnahme, dass die Ladung der Warmwasserzone nur in einem Zeitfenster von 11:00 bis 14:00 Uhr möglich ist, um den Warmwasserbetrieb in Zeiten zu verlagern, in denen üblicherweise PV-Strom zur Verfügung steht und die Umgebungstemperatur relativ hoch ist. Dabei besteht die Gefahr, dass außerhalb dieses Ladefensters die Temperatur im WW-Teil des Speichers zu tief fällt und somit der Warmwasserkomfort nicht erfüllt werden kann. Deshalb wird ein "Notladebetrieb" gestartet, wenn  $t_{DHW}$  außerhalb des vorgesehenen Zeitfensters unter  $40 \text{ °C}$  fällt und wieder gestoppt, wenn  $t_{DHW} > 48 \text{ °C}$ .

### 2.7.3 PV<sub>Store</sub>

Diese Strategie wird für die Systementwicklung angewendet, um den Eigenverbrauch und die Autarkie zu erhöhen (siehe Abschnitt 2.6). Die Wärmepumpe wird zum Überladen des Speichers verwendet, wenn

---

<sup>1</sup> fixe und variable Kosten inkl. Steuer pro kWh

genügend überschüssiger PV-Strom verfügbar ist. Immer dann, wenn der verfügbare PV-Strom den aktuellen Haushaltsstrombedarf um 0.7 kW übersteigt, wird das System in den "Überlademodus" geschaltet. Das bedeutet, dass sowohl die Warmwasser- als auch die Raumheizungszone des Kombispeichers auf höhere Temperaturen als bei der Strategie "Standard" aufgeheizt werden. Aufgrund der Betriebsgrenzen des Verdichters erfolgt die Überheizung in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur ( $T_a$ ) auf max. 60 °C, wenn  $T_a > 5$  °C und auf 55 °C, wenn  $T_a \leq 5$  °C. In diesem Modus wird die Drehzahl des Verdichters so angepasst, dass die Leistungsaufnahme des Heizungssystems (Wärmepumpe + Heizstab + Pumpen) möglichst dem verfügbaren PV-Überschussstrom entspricht ( $P_{el,PV,exc}$ , Gl. 4). Die Überladung wird gestoppt, wenn entweder die Speichertemperatur die Ausschalt-Temperatur erreicht oder der PV-Überschuss unter 0.6 kW fällt. Das Ladefenster für die Warmwasserbereitung (WIN) ist in dieser Strategie ebenfalls enthalten.

## 2.7.4 PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>

Für die Systementwicklung wurde zusätzlich zu "PV<sub>Store</sub>" die Strategie "PV<sub>Troom</sub>" genutzt, die auch die vorhandene Speicherkapazität der Gebäudestruktur nutzt. Wenn der "Überlademodus" wie oben beschrieben aktiv ist, wird die eingestellte Raumtemperatur um +0.5 K erhöht und ansonsten um -0.5 K gesenkt, ausgehend vom Standardwert von 22 °C. Der Grundgedanke ist, die Wärmeerzeugung in Zeiten mit PV-Ertrag zu verlagern und Wärme in den vorhandenen Speichermassen des Gebäudes zu speichern.

## 2.8 Integration von Phasenwechselmaterial in den Speicher

Beim Einsatz von PCM (engl. Phase Change Material, PCM) zur Wärmespeicherung wird die Schmelzwärme beim Phasenwechsel zwischen fest und flüssig ausgenutzt. Bei der Schmelztemperatur  $T_m$  können große Wärmemengen in einem schmalen Temperaturband gespeichert werden (vgl. Abbildung 7). Werden derartige Materialien in konventionelle Wasserspeicher eingebaut, kann die Speicherkapazität erhöht und durch die Temperaturkonstanz beim Phasenwechsel im Speicher länger ein nutzbares Temperaturniveau gehalten werden.

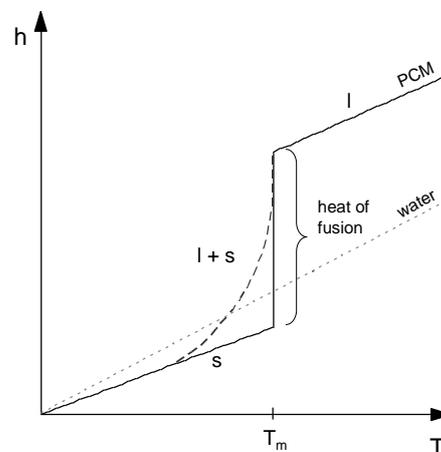


Abbildung 7: Gespeicherte Wärmemenge  $h$  [kJ/kg] als Funktion der Temperatur  $T$  [°C] für ein PCM-Material, das einen Phasenwechsel bei der Schmelztemperatur  $T_m$  durchläuft. Die Schmelzwärme (heat of fusion) ist jene Wärmemenge, die zugeführt werden muss, um das Material vollständig vom festen (s) in den flüssigen (l) Zustand überzuführen. Bei inhomogenen Materialien verläuft der Phasenwechsel in einem Temperaturbereich (l+s, strichlierte Linie). Die punktierte Linie zeigt den Verlauf für ein Material ohne Phasenwechsel im betrachteten Temperaturbereich (z.B. Wasser zwischen 0 und 100 °C) [27]

Ausgehend vom im Projekt definierten System (vgl. 2.2.2) soll untersucht werden, inwieweit eine Integration von PCM in den für die Systementwicklung verwendeten Kombispeicher und die dadurch

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

erzielbare Steigerung der Speicherkapazität zu einer Reduktion des Strombedarfs bzw. des Netzbezugs führt. Für die Simulation des Speichers wurde dabei das am IWT entwickelte Modell Type 840 [28] verwendet, das die Möglichkeit bietet PCM-Module in den Speicher zu integrieren. Dazu wurde davon ausgegangen, dass das PCM in zylindrischen Modulen verpackt ist, die vertikal im Speicher eingebaut sind. Die wichtigsten Annahmen bzgl. der Eigenschaften des PCM-Materials und der Module, die im Simulationsmodell festgelegt wurden, sind in Tabelle 5 zusammengefasst. Wie in Abbildung 8 ersichtlich, wurde im ersten Schritt angenommen, dass die PCM-Module über die gesamte Höhe des Speichers reichen. In weitere Folgen wurden auch Varianten untersucht, in denen die Module nicht ganz bis zum Speicherboden reichen.

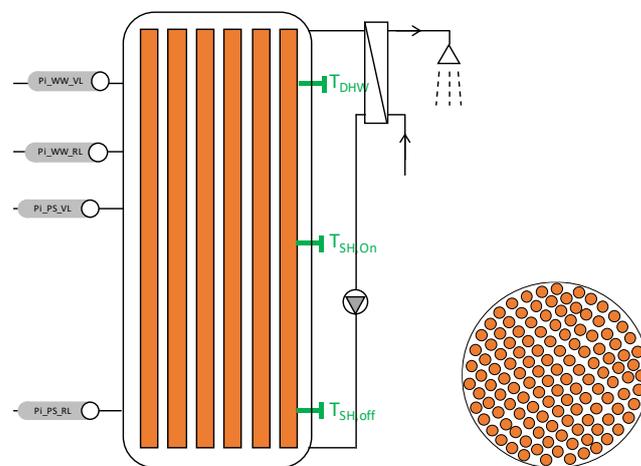


Abbildung 8: Integration der PCM-Module im Speicher (Längs- und Querschnitt)

PCM-Materialien weisen eine relativ schlechte Wärmeleitfähigkeit auf [29], wodurch die Wärmeübertragung innerhalb der PCM-Module begrenzt ist. Für die Simulationen wurde im ersten Schritt von nur einem Rechenknoten<sup>2</sup> in radialer Richtung im PCM-Modul und damit von einer idealen Wärmeübertragung ausgegangen. Es wurde auch ein relativ kleiner Durchmesser der Module von 50 mm angenommen, was zusätzlich die Wärmeübertragung aufgrund der großen Außenoberfläche begünstigt. Eine weitere Berücksichtigung der Wärmeleitung in radialer Richtung und eine Vergrößerung des Moduldurchmessers sollte erst erfolgen, falls mit den gewählten idealisierten Randbedingungen vielversprechende Ergebnisse erzielt werden. Bei einem angenommenen Anteil der PCM-Module am Zylinderquerschnitt des Speichers von 50 % ergibt sich mit dem gewählten Moduldurchmesser eine Anzahl von 136 Modulen im Speicher.

<sup>2</sup> Die Wärmeleitung in den zylindrischen Modulen wird in radialer und axialer Richtung über einen Finite Differenzen-Ansatz (Diskretisierung des Rechengebietes) berechnet.

Tabelle 5: Annahmen zum PCM Material und den PCM-Modulen

| PCM-Material                    |                        |
|---------------------------------|------------------------|
| Schmelzwärme                    | 220 kJ/kg              |
| Temperaturbereich Phasenwechsel | 0.5 K                  |
| $c_p$ flüssig                   | 3.12 kJ/(kgK)          |
| $c_p$ fest                      | 2.33 kJ/(kgK)          |
| Dichte                          | 1400 kg/m <sup>3</sup> |
| Wärmeleitfähigkeit              | 0.4 W/(mK)             |
| Unterkühlung                    | 1 K                    |
| PCM-Module                      |                        |
| Durchmesser                     | 50 mm                  |
| Wanddicke                       | 2 mm                   |
| Wärmeleitfähigkeit Wand         | 0.3 W/(mK)             |
| Anzahl Knoten                   | 1 -                    |

Um den idealen Phasenwechsellpunkt für die vorliegende Anwendung zu finden, wurde die Schmelztemperatur in einem Bereich zwischen 48 und 58 °C variiert, wobei jeweils von einem Schmelztemperaturbereich von 1 K ausgegangen wurde. Dabei wurde im ersten Schritt nicht berücksichtigt, ob für alle betrachteten Schmelztemperaturen aktuell PCM-Materialien verfügbar sind. Als weitere Idealisierung wurde von einer Unterkühlung<sup>3</sup> von nur 1 K ausgegangen. Alle Simulationen wurden mit der Regelungsvariante WIN & PV<sub>Store</sub> (vgl. 2.7) durchgeführt. Die Resultate der Simulationen sind in Abschnitt 2.11.2 dokumentiert.

## 2.9 Verwendung des elektrischen Heizstabs zur zusätzlichen Überladung des Speichers

Mit der Wärmepumpe ist eine Überladung des Speichers aufgrund der Betriebsgrenzen des Verdichters bis maximal ca. 60-65 °C möglich. Eine Möglichkeit, den Speicher bei vorhandenem PV-Überschuss weiter zu überheizen, die immer wieder diskutiert wird, ist, den elektrischen Heizstab zu benutzen, der im Vorlauf der Wärmepumpe integriert ist (siehe Abbildung 5). Im Projekt wurde untersucht, ob dies sinnvoll möglich ist, bzw. ob dadurch weitere Einsparungen (Netzbezug, Stromkosten etc.) möglich sind.

Zur Limitierung der Überheizung durch den Heizstab wurde eine einfache prädiktive Regelung in der Simulation implementiert, die dazu dient, die Überladung des Speichers auf ein sinnvolles Temperaturniveau ( $t_{Store,set}$ ) zu begrenzen. Das Ziel ist dabei, durch die Überladung des Speichers eine Nacht überbrücken zu können, ohne dass die Wärmepumpe aktiviert werden muss. Dazu wurde eine (ideale) Prognose der Außentemperatur für die Zeit von 18:00 bis 6:00 der nächstfolgenden Nacht verwendet. Diese Variante wird in 2.11.3 als „bedarfsorientierte Überheizung“ bezeichnet.

<sup>3</sup> Eine Unterkühlung liegt vor, wenn die Kristallisation des Materials nicht bei der Schmelztemperatur, sondern erst bei tieferen Temperaturen, stattfindet.

Für die zusätzliche Überladung mit dem elektr. Heizstab müssen in der Regelung folgende Bedingungen erfüllt sein:

- Sowohl das Heizungs- als auch im Warmwasser-Volumen des Speichers müssen bis auf die aktuell mit der Wärmepumpe maximal mögliche Temperatur beladen sein.
- Es muss ein ausreichender PV-Überschuss gemäß Abschnitt 2.7.3 vorhanden sein (Überladen mit dem Heizstab nur mit PV-Strom).
- Die Bedingungen für den zusätzlichen Einsatz des Heizstabs wurden folgendermaßen festgelegt:
  - o Heizung-Volumen: Der Speicher wird auf maximal 85 °C oder auf  $t_{Store,set}$  (siehe vorheriger Absatz) überladen. Eine Überladung des Heizungsvolumens erfolgt grundsätzlich nur innerhalb der Heizsaison.
  - o Warmwasser-Volumen: Der Speicher wird auf maximal 85 °C oder auf  $t_{Store,set}$  überladen.

Im Überladebetrieb mit PV-Energie wird die Leistung des Heizstabs dem verfügbaren PV-Überschuss angepasst.

## 2.10 Integration einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe

Als Alternative zu einer Wärmepumpe mit dem Kältemittel Propan wurde auch der Einsatz einer Wärmepumpe mit dem (ebenfalls) natürlichen Kältemittel CO<sub>2</sub> (R744) im zu entwickelnden System (siehe 2.2.2) analysiert. CO<sub>2</sub> hat aufgrund der sehr niedrigen kritischen Temperatur von 31 °C (kritischer Druck ca. 74 bar) eine spezielle Charakteristik. Mit den hier verwendeten Systemtemperaturen ergibt sich in den meisten Betriebspunkten ein transkritischer Kreisprozess (überkritische Wärmeabfuhr, unterkritische Wärmezufuhr), wie in Abbildung 9 für einen exemplarischen Betriebspunkt dargestellt. Durch den vorhandenen kältemittelseitigen Temperaturgleit im überkritischen Bereich ergibt sich im Gegensatz zu anderen Kältemitteln die Möglichkeit, Wärmesenken-seitig sehr hohe Temperaturen (bis zu >90 °C) zu erreichen. Dadurch besteht die Möglichkeit, mit der Wärmepumpe den Speicher bei Vorhandensein von PV-Ertrag noch weiter zu überladen.

### 2.10.1 Modellierung der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe

Für die Simulation der CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe musste das Wärmepumpenmodell Type 887 erweitert werden. Dazu wurden die Stoffdaten von CO<sub>2</sub> zusätzlich zu jenen der bereits vorhandenen Kältemittel im Modell hinterlegt. Für die Simulation der transkritischen Wärmeabfuhr wurde ein Modell für einen Gaskühler entwickelt und eingebunden. Auch ein Modell für den internen Wärmetauscher wurde integriert.

Für die Simulationen wurden folgende Annahmen getroffen:

- Gleiche Leistung wie bei der Propan-WP bei A2W35 und einer Drehzahl von 80 Hz (Hubvolumenstrom ca. 20% der Propan-WP).
- Das für die Propan-WP verwendete Verdichter-Kennfeld (volumetrischer und Gesamt-isentroper Wirkungsgrad) wurde auch für die CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe verwendet, da kein Kennfeld eines passenden CO<sub>2</sub>-Verdichters zur Verfügung stand. Da unterschiedliche Verdichter erhebliche Effizienzunterschiede aufweisen können, ist dies nicht ganz realistisch. Andererseits ergibt sich so eine

bessere Vergleichbarkeit rein basierend auf dem Kältemittel, was für die vorliegende Arbeit als vorerst ausreichend angesehen wurde.

- Gleiche Annahmen bzgl. den UA-Werten [W/K] der Wärmetauscher wie bei der Propan-WP.

Für die durchgeführten Simulationen wurde von der Schaltung „Niederdrucksammler und interner Wärmetauscher“ nach Abbildung 28 (Mitte) ausgegangen. Da bei einem Niederdrucksammler und transkritischer Wärmeabfuhr weder auf Unterkühlung noch auf Überhitzung geregelt werden kann, wird über die Stellung des Expansionsventils direkt auf den Hochdruck geregelt. Dabei ergibt sich für jeden Betriebspunkt ein idealer Hochdruck, bei dem sich jeweils der höchste COP einstellt. Dies ist in Abbildung 9 dargestellt, wobei in der Mitte der Prozessverlauf mit ungefähr optimalem Hochdruck bei den gewählten Betriebsbedingungen zu sehen ist. In der Abbildung links und rechts ist der Hochdruck jeweils zu niedrig und zu hoch.

Der optimale Hochdruck ist beim hier verwendeten Prozessverlauf im Wesentlichen abhängig von folgenden Parametern:

- der wasserseitigen Eintrittstemperatur in den Gaskühler
- der wasserseitigen Austrittstemperatur aus dem Gaskühler bzw. dem wasserseitigen Massenstrom
- der Luft-Eintrittstemperatur in den Verdampfer
- der Verdichter-Drehzahl.

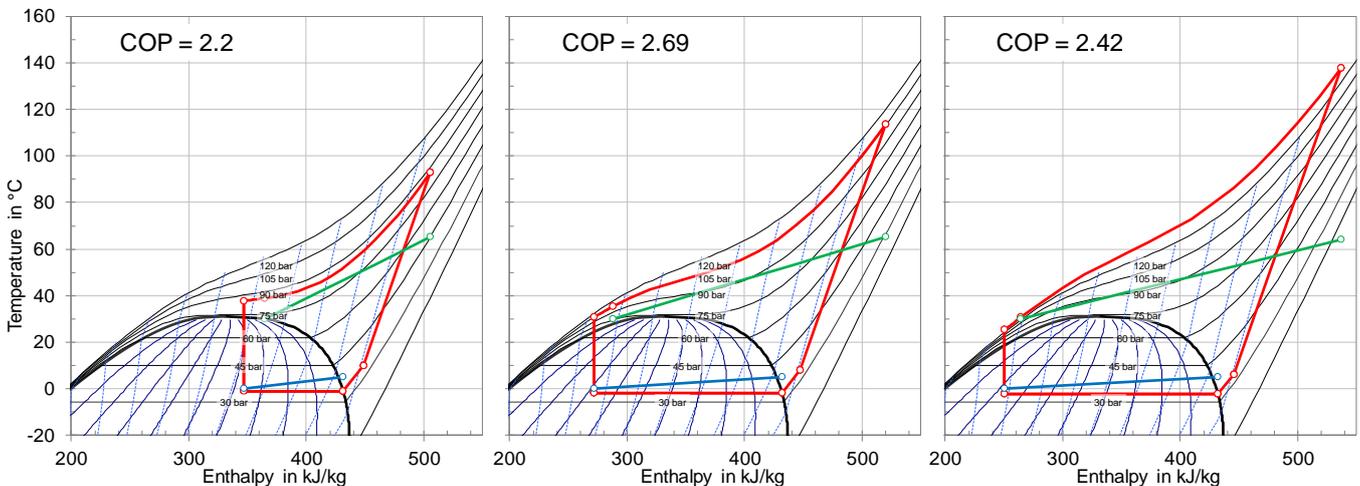


Abbildung 9: Exemplarischer Betriebspunkt einer CO<sub>2</sub>-WP im Temperatur-Enthalpie-Diagramm bei unterschiedlichen Hochdrücken; Links: 85 bar, Mitte: 115 bar, Rechts: 130 bar

Um für jeden Betriebspunkt den ungefähr optimalen Hochdruck ermitteln zu können, wurde eine Matrix mit möglichen Betriebspunkten hinsichtlich der genannten Parameter im relevanten Bereich erstellt. Für jeden Betriebspunkt wurde dann jeweils über ein Optimierungsverfahren der optimale Hochdruck ermittelt. Diese Daten wurden in einem Lookup-Table hinterlegt, über den in der Simulation abhängig von den oben genannten vier Parametern der jeweils optimale Hochdruck ermittelt wurde.

### 2.10.2 Annahmen Wärmeabgabesystem

Eine Besonderheit bei CO<sub>2</sub> besteht darin, dass die Effizienz (COP) des Kreislaufs stark abhängig von der Austrittstemperatur des Kältemittels aus dem Gaskühler ist, wobei diese für einen hohen COP möglichst

niedrig sein sollte. Das mögliche Temperaturniveau des Kältemittelaustritts ist in erster Linie abhängig von der wasserseitigen Eintrittstemperatur in den Gaskühler. Der COP des Kreislaufs hängt dabei weniger von der Austrittstemperatur des Wassers als von dessen Eintrittstemperatur in den Gaskühler ab. Das heißt für einen effizienten Betrieb sollte das Heizungssystem eine möglichst niedrige Rücklauftemperatur aufweisen, während die Vorlauftemperatur nicht so entscheidend ist wie bei anderen Kältemitteln.

Ausgehend von den im Projekt definierten Systemtemperaturen (Heizkurve Vor- bzw. Rücklauf, Abbildung 3) wurden daher durch eine Reduktion des Massenstroms im Heizungssystem die Vor- und Rücklauftemperaturen angepasst. Wie in Abbildung 10 dargestellt, ergibt sich bei reduziertem Massenstrom (ausgehend vom Nenn-Massenstrom 730 kg/h) eine höhere Vor- und eine niedrigere Rücklauftemperatur, wobei die mittlere (logarithmische) Temperaturdifferenz zwischen Heizfläche und Raum gleich bleibt.

Für die in Abbildung 10 (links) dargestellten Verläufe wurden stationäre Simulationen des Kältemittelkreislaufs mit CO<sub>2</sub> für unterschiedliche Außentemperaturen durchgeführt. Dabei wurde angenommen, dass die Eintrittstemperatur in den Gaskühler dem Heizungsrücklauf und die Austrittstemperatur dem Heizungsvorlauf entspricht. Die Ergebnisse in Abbildung 10 (rechts) zeigen, dass mit einem reduzierten Massenstrom durch die niedrigere Rücklauftemperatur, trotz höherer Vorlauftemperatur, höhere Leistungszahlen erzielbar sind.

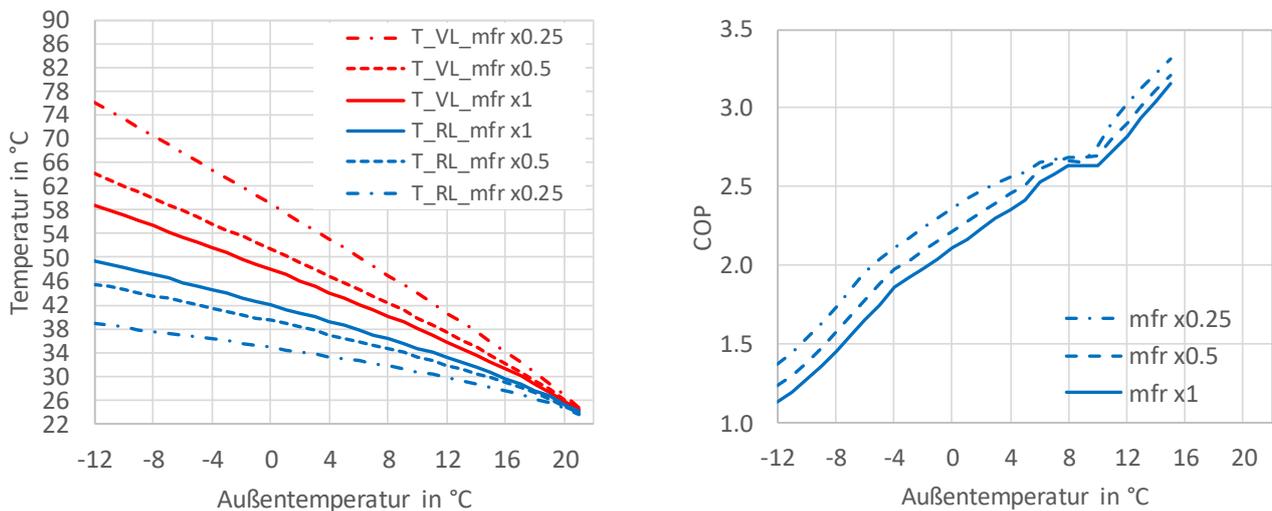


Abbildung 10: Links: Heizkurven für unterschiedliche Massenströme im Heizungssystem (1..original, 0.5-fach, 0.25-fach); rechts: COP als Funktion der Außentemperatur in Abhängigkeit des Massenstroms

Aufgrund der hydraulischen Einbindung der Wärmepumpe mit einem Pufferspeicher (Abbildung 5) ergibt sich aber je nach Speichertemperatur, dem Durchfluss im Wärmepumpen-Ladekreislauf und der Betriebsart (WW-Ladung oder Heizungs-Ladung) eine von der Heizungs-Rücklauftemperatur abweichende Eintrittstemperatur in den Gaskühler. In den später durchgeführten Systemsimulationen sind diese Effekte berücksichtigt.

## 2.10.3 Hydraulische Anbindung an den Pufferspeicher und Regelung

Da für einen effizienten Betrieb des CO<sub>2</sub>-Kreislaufs eine niedrige Rücklauf­temperatur wichtig ist, wurde untersucht, ob es Sinn macht, die Anschlüsse am Pufferspeicher für den Rücklauf im Warmwasser- und Heizungs-Ladebetrieb weiter nach unten zu setzen. Wie in Abbildung 11 links dargestellt, wurden beide Anschlüsse ganz nach unten versetzt, um eine möglichst niedrige Rücklauf­temperatur zur WP zu erreichen. Die Positionen der Sensoren zur Regelung der Speicherbe- und Entladung wurden beibehalten.

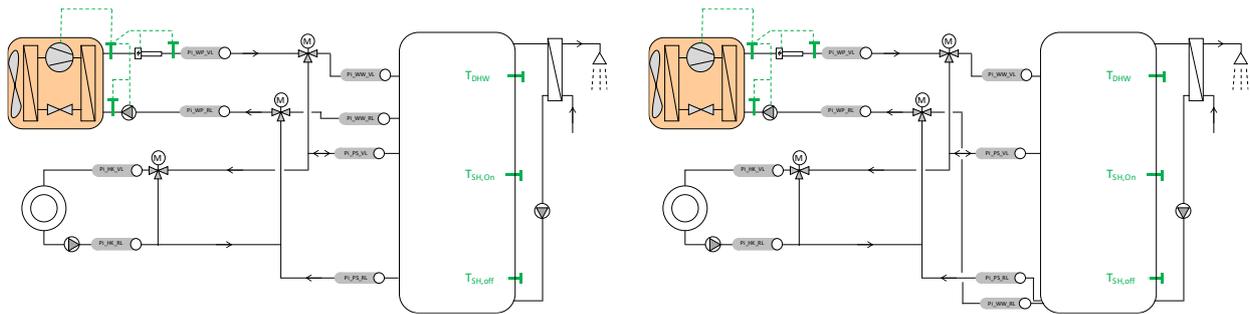


Abbildung 11: Links: Originalhydraulik mit Propan-WP; Rechts: Hydraulik für CO<sub>2</sub>-WP

Aufgrund der Ergebnisse der ersten Simulationen (siehe Abschnitt 2.11.4) wurden gegenüber der in 2.6 beschriebenen Regelung folgende Änderungen für die Varianten mit CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe vorgenommen:

- Im Warmwasser-Ladebetrieb erfolgt die Regelung des wasserseitigen Durchflusses durch die WP nicht wie bei der Standard-Regelung auf eine konstante wasserseitige Spreizung von 4 K, sondern auf eine Spreizung, die der aktuellen Differenz zwischen der Soll-Austrittstemperatur (57 °C) und der Eintrittstemperatur in den Gaskühler entspricht.
- Bei der Standard-Regelung (Propan-WP) wird der wasserseitige Durchfluss durch die WP im Heizungs-Ladebetrieb auf eine fixe Spreizung von 8 K geregelt. Alternativ wird hier der Durchfluss bei Verwendung der CO<sub>2</sub>-WP auf eine Spreizung geregelt, die der Differenz zwischen der Soll-Austrittstemperatur (Soll-Vorlauf­temperatur nach Heizkurve) und der aktuellen Rücklauf­temperatur vom Heizkreis entspricht. Dadurch erfolgt eine bessere Rückkoppelung der im Heizungskreislauf abgenommenen Leistung und die Rücklauf­temperatur zur WP wird gesenkt bzw. an die Rücklauf­temperatur des Heizkreises angepasst. Letzteres deswegen, weil sich der Durchfluss im WP-Kreis jenem im Heizkreis annähert und dadurch weniger Rücklauf-Wasser vom Speicher in den Rücklauf zur WP beigemischt wird.

Im Betrieb mit PV-Überladung erfolgen gegenüber der Variante mit Propan-WP (Abschnitt 2.7.3) folgende Änderungen:

- WW-Ladebetrieb: Da mit der CO<sub>2</sub>-WP wesentlich höhere Temperaturen erreicht werden können, beträgt die Einschaltgrenze (Sensor T<sub>DHW</sub>) für die Beladung des WW-Volumens 75 °C, die Ausschaltgrenze 85 °C. Die Soll-Austrittstemperatur aus dem Gaskühler wird auf 87 °C angehoben.
- Heizungs-Ladebetrieb: Die Regelung der Beladung des Heizungsbereichs des Speichers bei PV-Überladung erfolgt über den Sensor T<sub>SH,on</sub> (Ein bei 75 °C). Um eine zu hohe Eintrittstemperatur in den Gaskühler zu vermeiden, wird ausgeschaltet, wenn diese 50 °C überschreitet. Die Soll-Austrittstemperatur aus dem Gaskühler wird auch hier auf 87 °C angehoben.

## 2.11 Ergebnisse der Simulationen

### 2.11.1 Bewertung von Regelungs-Strategien

Die in diesem Abschnitt dokumentierten Ergebnisse wurden für die Systementwicklung bereits mit einem Systemmodell durchgeführt, in das die mit Messdaten abgeglichenen Komponentenmodelle für die Wärmepumpe (vgl. 3.3) und für den Wärmespeicher (vgl. 4.3) integriert waren.

Die Simulationsergebnisse für das Referenzsystem und die Systementwicklung sind in Tabelle 6 in Form der definierten Kennzahlen zusammengefasst. Das Referenzsystem, das nur mit der Regelungsstrategie "Standard" simuliert wurde, diente als Referenzfall innerhalb des Projekts. Als quantifizierbares Projektziel sollte mit der Systementwicklung im Vergleich zum Referenzsystem die aus dem Netz bezogene elektrische Energiemenge ( $W_{el,sys,grid}$ ) um 25 % reduziert werden. Die Simulationen für die Systementwicklung wurden mit den drei in Abschnitt 2.6 beschriebenen Regelungsstrategien durchgeführt.

Tabelle 6: System-Kennzahlen für die beiden Systeme und drei Regelungsvarianten, Differenz zum Referenzsystem ist in Prozent in Klammern angegeben.

| System            |       | Referenzsystem | Systementwicklung     |                       |                       |   |
|-------------------|-------|----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|---|
| Regelung          |       | Standard       | Standard              | WIN                   | PV <sub>Store</sub>   | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Troom</sub> |
| $W_{el,sys}$      | kWh/a | 6726           | 5919 (-12.0 %)        | 5904 (-12.2 %)        | 6365 (-5.4 %)         | 6246 (-7.1 %)                             |
| $W_{el,sys,grid}$ | kWh/a | <b>5807</b>    | <b>5032 (-13.3 %)</b> | <b>4918 (-15.3 %)</b> | <b>4357 (-25.0 %)</b> | <b>3962 (-31.8 %)</b>                     |
| $W_{el,grid}$     | kWh/a | 7902           | 7127 (-9.8 %)         | 7013 (-11.2 %)        | 6452 (-18.3 %)        | 6056 (-23.4 %)                            |
| $W_{el,feedin}$   | kWh/a | 6877           | 6909 (+0.5 %)         | 6810 (-1.0 %)         | 5788 (-15.8 %)        | 5512 (-19.9 %)                            |
| $SPF_{HP}$        | -     | 2.71           | 2.99 (+10.6 %)        | 3.00 (+10.7 %)        | 2.86 (+5.6 %)         | 2.90 (+7.1 %)                             |
| $SPF_{sys}$       | -     | 2.27           | 2.57 (+13.2 %)        | 2.57 (+13.3 %)        | 2.39 (+5.3 %)         | 2.42 (+6.7 %)                             |
| $SPF_{sys,grid}$  | -     | <b>2.63</b>    | <b>3.02 (+14.9 %)</b> | <b>3.09 (+17.4 %)</b> | <b>3.49 (+32.8 %)</b> | <b>3.82 (+45.3 %)</b>                     |
| $SSR_{sys}$       | -     | 0.14           | 0.15 (+9.9 %)         | 0.17 (+22.4 %)        | 0.32 (+131 %)         | 0.37 (+168 %)                             |
| $SSR_{tot}$       | -     | 0.19           | 0.21 (+6.7 %)         | 0.22 (+12.5 %)        | 0.32 (+63.1 %)        | 0.35 (+80.6 %)                            |
| SCR               | -     | 0.21           | 0.21 (-1.7 %)         | 0.22 (+3.6 %)         | 0.34 (+57.8 %)        | 0.37 (+72.5 %)                            |
| Netto-Stromkosten | €/a   | 1078           | 937 (-13.1 %)         | 922 (-14.5 %)         | 872 (-19.1 %)         | 815 (-24.5 %)                             |

Vergleicht man die Ergebnisse mit der Regelung "Standard" für das Referenzsystem und die Systementwicklung, so zeigt sich, dass die verbesserte Wärmepumpe (Kältemittel Propan und zusätzlicher Unterkühler, vgl. 2.3) und Speicheranordnung zu einer Reduzierung des Systemstromverbrauchs ( $W_{el,sys}$ ) um 12 % führt, und dass 13 % weniger Strom aus dem Netz bezogen werden muss ( $W_{el,sys,grid}$ ). In Abbildung 12 sind detaillierte Energiebilanzen des Heizungssystems für die simulierten Varianten dargestellt. Im Vergleich zum Referenzsystem wird die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe  $SPF_{HP}$  um 10 % erhöht (Tabelle 6), obwohl die Verluste der Wärmepumpe (Prototypkonfiguration, vgl. Abschnitt 3) höher sind als jene der Wärmepumpe im Referenzsystem (Abbildung 12). Die Speicherverluste sind trotz des doppelt so großen Volumens um etwa 200 kWh niedriger als im

Referenzsystem, was auf die etwas bessere Isolierung und ein besseres Verhältnis von Oberfläche zu Volumen des Kombispeichers im Vergleich zu zwei kleineren Speichern zurückzuführen ist.

Die elektrischen Energiebilanzen einschließlich des Haushaltsstroms sind in Abbildung 13 dargestellt. Ein Anteil von 31 % des Haushaltsstroms kann in allen betrachteten Varianten durch PV gedeckt werden. Dies ist unabhängig von den verwendeten Regelungsstrategien, da diese nur die Heizungsanlage und nicht den Haushaltsstromverbrauch beeinflussen.

Mit der Regelung "Standard" und der angenommenen PV-Größe von ca. 9.5 kWp erreicht das Referenzsystem einen Autarkiegrad  $SSR_{sys}$  von 14 %, während für die Systementwicklung 15 % erzielt werden. Dies ist hauptsächlich auf den insgesamt niedrigeren Energieverbrauch  $W_{el,sys}$  zurückzuführen. Die Nettostromkosten NSK der Systementwicklung sind im Vergleich zum Referenzsystem aufgrund des geringeren Stromverbrauchs und der etwas höheren Einspeisung ins Netz um 13 % niedriger.

Die Verwendung eines Warmwasser-Ladefensters (Strategie „WIN“) führt bei der Systementwicklung zu einer Einsparung von  $W_{el,sys,grid}$  von 113 kWh/a im Vergleich zur Strategie „Standard“. Die Wärmebereitstellung durch die Wärmepumpe für den Warmwasserteil des Kombispeichers ist mit nur etwa 40 % des tatsächlichen Warmwasserwärmebedarfs relativ niedrig. Dies ist auf die hohen Vorlauftemperaturen für die Raumheizung zurückzuführen, wodurch die Temperatur auch im unteren Teil des Speichers vergleichsweise hoch ist<sup>4</sup>.

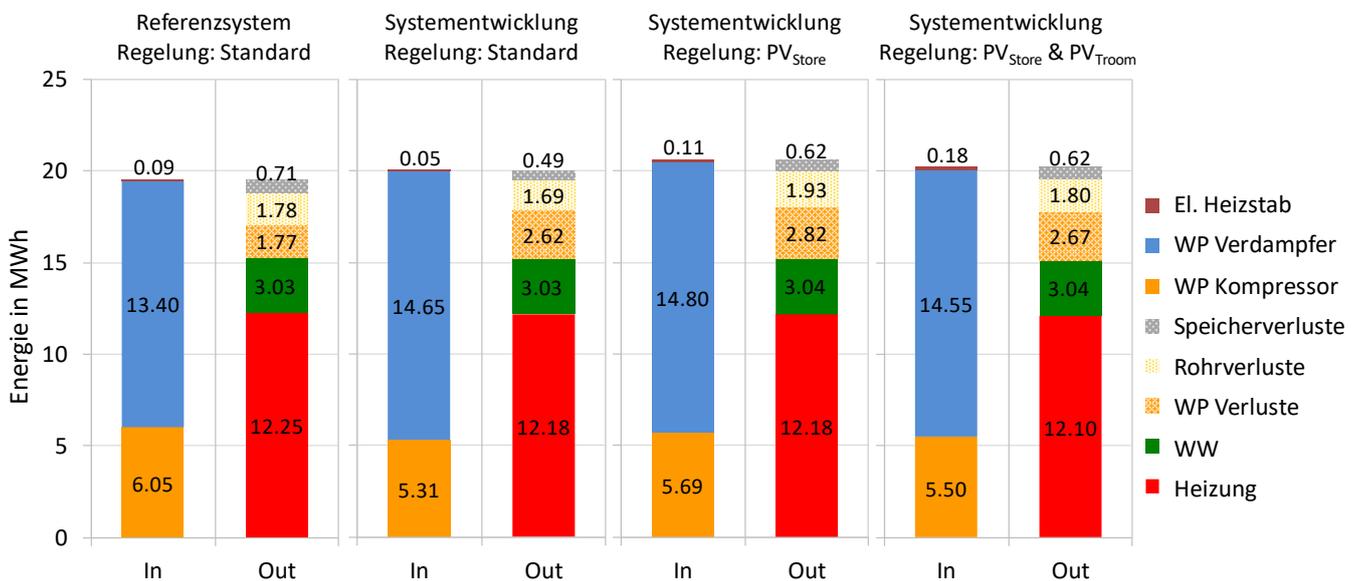


Abbildung 12: Energiebilanz für das Referenzsystem und die Systementwicklung mit unterschiedlichen Regelungsstrategien; Energiefluss in das System ist links (In), Energieverbrauch und Verluste rechts (Out) dargestellt.

Die Anwendung der Regelungsstrategie "PV<sub>Store</sub>" führt zu einer Reduktion von  $SPF_{HP}$  und zu einer Zunahme des System-Stromverbrauchs  $W_{el,sys}$ . Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Wärmepumpe bei verfügbarem PV-Ertrag zur Überheizung des Speichers benutzt wird, was mit höheren

<sup>4</sup> Im oberen Teil des Speichers muss die Wärmepumpe nur noch auf das notwendige Temperaturniveau für die Warmwasserbereitung „nachheizen“.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Kondensationstemperaturen und höheren Wärmeverlusten des Speichers und den Rohrleitungen verbunden ist. Allerdings wird  $SSR_{sys}$  auf 32 % erhöht, und  $W_{el,sys,grid}$  reduziert sich um 13 % im Vergleich zur Regelung "Standard" und um fast 25 % im Vergleich zum Referenzsystem. Das bedeutet, dass nach den Simulationsergebnissen das Projektziel von 25 % weniger Netzbezug bereits mit der Systementwicklung und der Regelungsstrategie „PV<sub>Store</sub>“ erreicht werden kann.

Der PV-Eigenverbrauch SCR wird von 21 auf 34 % erhöht, da die PV-Einspeisung ins Netz um ca. 1100 kWh im Vergleich zur Strategie "Standard" reduziert wird. Tatsächlich wird die Netzeinspeisung stärker reduziert als der Netzbezug, was auf den höheren Gesamtstromverbrauch durch die Überladung des Speichers zurückzuführen ist. Bei der angenommenen Einspeisevergütung von 0.05 €/kWh im Vergleich zu einem Bezugspreis von 0.18 €/kWh reduzieren sich die Netto-Stromkosten jedoch um 65 €/a.

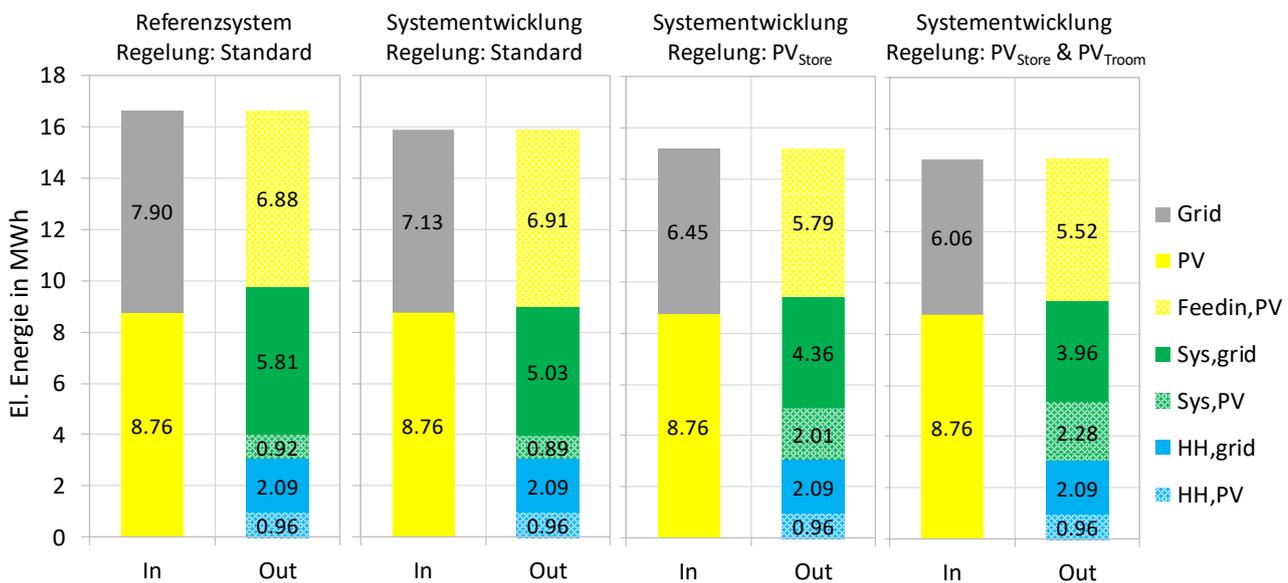


Abbildung 13: Elektrische Energiebilanz für das Referenzsystem und die Systementwicklung mit unterschiedlichen Regelungsstrategien.

Wird zusätzlich die Strategie "PV<sub>Troom</sub>" angewendet, kann der Netzbezug  $W_{el,sys,grid}$  weiter auf 3962 kWh reduziert werden und der Autarkiegrad  $SSR_{sys}$  wird auf 37 % erhöht. Die Variation der Raumtemperatur von nur ±0.5 K bewirkt also eine zusätzliche Senkung des Netzbezugs um 9 % im Vergleich zu "PV<sub>Store</sub>". Bezogen auf das Gesamtprojektziel ist durch die Anwendung von "PV<sub>Store</sub>" und "PV<sub>Troom</sub>" eine Reduktion von  $W_{el,sys,grid}$  von ca. 32 % gegenüber dem Referenzsystem möglich. Im Vergleich zu "PV<sub>Store</sub>" werden die Stromkosten um weitere 57 €/a reduziert. Mit dieser Variante sollte gemäß den Simulationsergebnissen das Projektziel von 25 % Einsparung an Energiebezug aus dem Netz im Vergleich zum Referenzsystem jedenfalls möglich sein.

In Abbildung 14 sind die monatlichen elektr. Energiebilanzen für die Systementwicklung mit den Regelungsstrategien „Standard“ und „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>“ gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass der elektr. Energiebedarf des Wärmepumpen-Systems im Winter erwartungsgemäß nicht von der PV-Anlage gedeckt werden kann, weshalb vergleichsweise viel Energie aus dem Netz bezogen werden muss. Im Sommer wird aufgrund des höheren Ertrags der PV-Anlage und des niedrigeren Energiebedarfs relativ

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

viel Energie in das Netz eingespeist. Ein Vergleich der Bilanzen zeigt, dass es durch „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>“ in jedem Monat zu einer Reduktion sowohl beim Netzbezug als auch bei der Einspeisung kommt. In Summer ergeben sich dadurch die in Tabelle 6 angegebenen Steigerungen beim Eigenverbrauch (SCR) und beim Autarkiegrad (SSR).



Abbildung 14: Monatliche elektr. Energiebilanzen für die Systementwicklung mit den Regelungsstrategien „Standard“ (links) und „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>“ (rechts)

Die angewandten Regelungsstrategien bewirken eine Verschiebung des Betriebs der Wärmepumpe in Zeiten, in denen PV-Strom zur Verfügung steht, was naturgemäß eine Verschiebung von der Nacht in den Tag zur Folge hat. In Abbildung 15 ist die Jahressumme der Wärmebereitstellung durch die Wärmepumpe zu verschiedenen Tageszeiten für die verwendeten Regelungsstrategien dargestellt. Diese Verschiebung der Wärmebereitstellung bedeutet zum einen, dass die WP tendenziell mit höheren Verdampfungstemperaturen betrieben wird, da die Umgebungstemperatur tagsüber höher ist als in den Nacht- und frühen Morgenstunden. Andererseits führt eine Überladung des Speichers zu höheren Kondensations-temperaturen, was letztlich zu einem niedrigeren  $SPF_{HP}$  im Vergleich zur Strategie "Standard" führt.

Ein interessanter Aspekt bei der Strategie "PV<sub>Room</sub>" ist, dass der Heizwärmebedarfs im Vergleich zu den anderen Strategien nahezu unverändert bleibt („Heizung“ in Abbildung 12), obwohl eine Anpassung der Soll-Raumtemperatur in Abhängigkeit vom verfügbaren PV-Überschuss erfolgt. Der Grund dafür ist, dass die Anpassung in beide Richtungen ( $\pm 0.5$  K) dazu führt, dass die Raumtemperatur im Mittel sehr ähnlich zur Strategie "Standard" ist. Dies ist in Abbildung 16 mit stündlichen Mittelwerten der Raumtemperatur und Jahresdauerlinien der Raumtemperatur für beide Strategien dargestellt. Im Hinblick auf die thermische Behaglichkeit sollte eine Raumtemperaturschwankung in diesem Bereich kein Problem darstellen.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

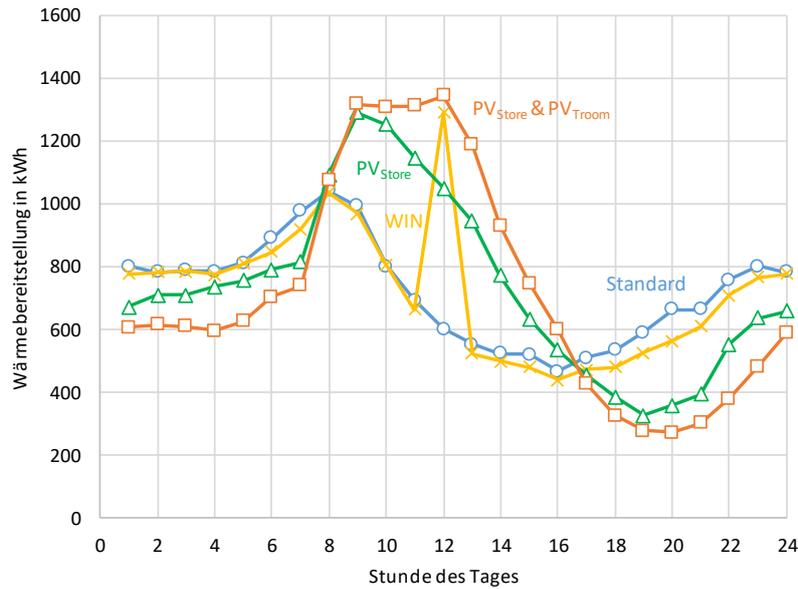


Abbildung 15: Jährliche Summe der von der WP erzeugten Wärme zu verschiedenen Stunden des Tages mit unterschiedlichen Regelungsstrategien.

Eine Simulationsvariante, in der nur eine Erhöhung der Soll-Raumtemperatur (+1 K) in Zeiten von verfügbarem PV-Überschuss vorgenommen wurde, zeigte, dass so ebenfalls der Netzbezug gesenkt wird, jedoch in einem deutlich geringeren Ausmaß. Dies ist auf eine Erhöhung des Heizwärmebedarfs und damit auch des gesamten Systemstromverbrauchs zurückzuführen. Durch den erhöhten Verbrauch wird ein größerer Anteil des PV-Stroms vor Ort verbraucht und ein kleinerer Anteil ins Netz eingespeist. Dadurch entstehen auch Nachteile bei den Netto-Stromkosten gegenüber der hier verwendeten Strategie PV<sub>TRoom</sub>.

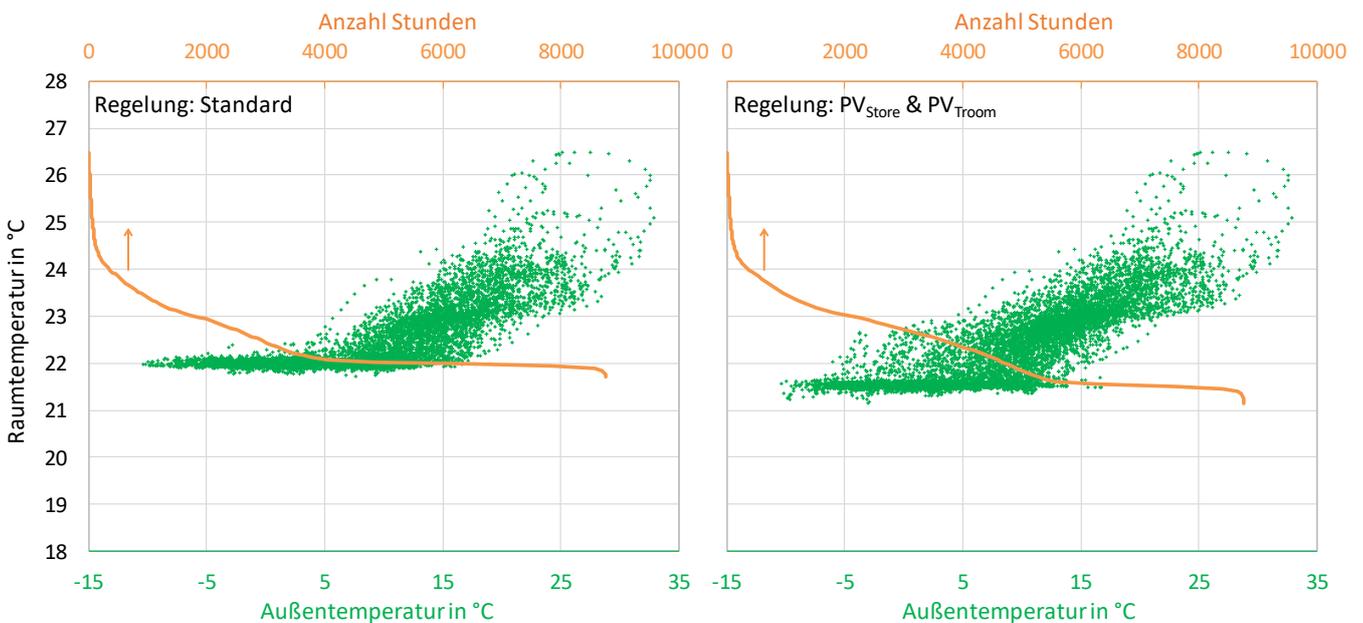


Abbildung 16: Raumtemperaturen (Stundenmittelwerte) in Abhängigkeit von der Außentemperatur, und Jahresdauerlinie der Raumtemperatur für die Systementwicklung mit den Regelungsstrategien "Standard" und "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>TRoom</sub>".

Eine interessante Frage ist, wie die Ergebnisse beeinflusst werden, wenn ein Fußboden- anstelle eines Radiator-Heizungssystems verwendet wird. Dazu wurden Simulationen für die Systementwicklung zum einen für ein System ohne PV (mit Regelung „Standard“) und zum anderen mit PV (ebenfalls 9.5 kWp) und der Regelung „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>“ durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7 dargestellt, im Vergleich zum System mit Radiatorheizung (mit der Regelung „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>“).

Aufgrund der niedrigeren Vorlauftemperaturen steigt SPF<sub>HP</sub> mit Fußbodenheizung und  $W_{el,sys}$  ist niedriger. Bei gleicher PV-Größe und der Regelung „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>“ wird mit der Fußboden- im Vergleich zur Radiatorheizung eine Einsparungen bei  $W_{el,sys,grid}$  von 35 % erreicht. Die Nettostromkosten werden um 31 % reduziert. Im Vergleich zum System mit Fußbodenheizung ohne PV erzielt das PV-gekoppelte System mit Radiatorheizung und der intelligenten Regelung bessere Ergebnisse. Der Netzbezug  $W_{el,sys,grid}$  ist um 12 % und die Nettostromkosten sind um 545 €/a (-40 %) niedriger.

Tabelle 7: System-Kennzahlen für die Systementwicklung mit einer Fußbodenheizung im Vergleich zum gleichen System mit einer Radiatorheizung; Differenz zum System mit Radiatoren (Regelung PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Room</sub>) ist in Prozent in Klammern angegeben.

| System                  |       | Systementwicklung Radiator               |                | Systementwicklung Fußbodenheizung |  |  |
|-------------------------|-------|--|----------------|-----------------------------------|--|--|
|                         |       | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Room</sub> |                | ohne PV, Standard                 | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Room</sub> |  |
| Regelung                |       | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Room</sub> |                | ohne PV, Standard                 | PV <sub>Store</sub> & PV <sub>Room</sub> |  |
| $W_{el,sys}$            | kWh/a | 6246                                     | 4500 (-28.0 %) | 4871 (-22.0 %)                    |  |  |
| $W_{el,sys,grid}$       | kWh/a | 3962                                     | 4500 (+13.6 %) | 2563 (-35.3 %)                    |  |  |
| $W_{el,grid}$           | kWh/a | 6056                                     | 7558 (+24.8 %) | 4658 (-23.1 %)                    |  |  |
| $W_{el,feedin}$         | kWh/a | 5512                                     | -              | 5489 (-0.4 %)                     |  |  |
| SPF <sub>HP</sub>       | -     | 2.90                                     | 3.86 (+33.3 %) | 3.63 (+25.4 %)                    |  |  |
| SPF <sub>sys</sub>      | -     | 2.42                                     | 3.46 (+42.7 %) | 3.20 (+32.1 %)                    |  |  |
| SPF <sub>sys,grid</sub> | -     | 3.82                                     | -              | 6.09 (+59.3 %)                    |  |  |
| SSR <sub>sys</sub>      | -     | 0.37                                     | -              | 0.47 (+29.5 %)                    |  |  |
| SSR <sub>tot</sub>      | -     | 0.35                                     | -              | 0.41 (+18.2 %)                    |  |  |
| SCR                     | -     | 0.37                                     | -              | 0.37 (+0.7 %)                     |  |  |
| Netto-Stromkosten       | €/a   | 815                                      | 1360 (+67 %)   | 564 (-30.8 %)                     |  |  |

## 2.11.2 Integration von Phasenwechselmaterial in den Speicher

Wie in Abschnitt 2.8 beschrieben, wurde für die Simulationen mit im Speicher integriertem PCM ein anderes Simulationsmodell verwendet als für jene mit reinem Wasserspeicher. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurde daher zunächst überprüft, ob beide Modelle bei Verwendung eines Wasserspeichers gleiche Ergebnisse liefern. Der Vergleich zeigte bei einer Jahressimulation eine Abweichung der Ergebnisse von -0.04% beim gesamten Stromverbrauch  $W_{el,sys}$  und +0.03 % beim Netzbezug  $W_{el,sys,grid}$ . Dies wird als völlig ausreichende Übereinstimmung der beiden Modelle beurteilt.

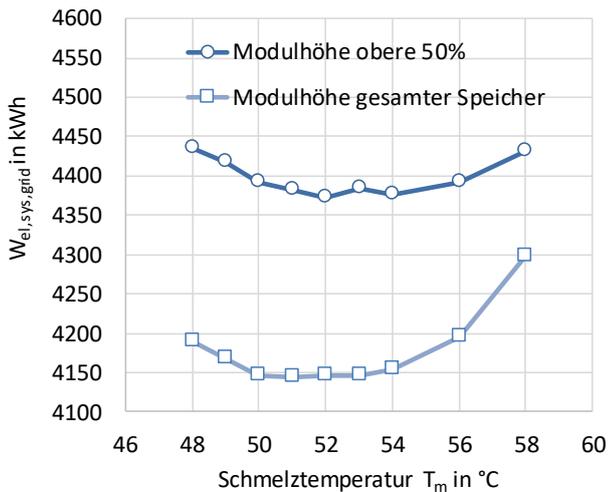


Abbildung 17: Netzbezug  $W_{el,sys,grid}$  abhängig von der Schmelztemperatur des PCM für zwei Varianten hinsichtlich der Länge der PCM-Module: Länge über gesamte Speicherhöhe und Länge über die oberen 50 % des Speichers.

Als nächstes erfolgte die in Abschnitt 2.8 beschriebene idealisierte Betrachtung der PCM-Integration. Die Berechnungen wurden für unterschiedliche Schmelztemperaturen durchgeführt. Des Weiteren wurden hinsichtlich der Länge der zylindrischen PCM-Module zwei Varianten betrachtet. Zum einen wurde angenommen, dass die Module von ganz oben bis ganz unten im Speicher reichen. In der anderen Variante reichen die Module von ganz oben nur bis auf 50 % der Speicherhöhe, da im oberen Bereich höhere Temperaturen im Bereich der Schmelztemperatur zu erwarten sind und damit eine bessere Ausnutzung der Schmelzwärme. Die Ergebnisse sind in Abbildung 17 dargestellt. Es zeigt sich, dass sich mit PCM-Modulen, die über die gesamte

Speicherhöhe reichen, ein um 150 bis 250 kWh niedrigerer Netzbezug einstellt als bei der Variante mit PCM-Modulen nur in der oberen Speicherhälfte.

Bei einer Schmelztemperatur im Bereich zwischen 50 und 53 °C ist der Netzbezug am niedrigsten. Für die weiteren Betrachtungen wurde daher ein PCM mit 53 °C Schmelztemperatur verwendet. Um die Abhängigkeit der Ergebnisse von der Modullänge näher zu untersuchen, wurden Simulationen durchgeführt, bei denen das untere Modulende (relative Speicherhöhe) variiert wurde, bei fixem oberem Ende ganz oben im Speicher. Die Ergebnisse, die in Abbildung 18 dargestellt sind, zeigen, dass der niedrigste Netzbezug mit ganz nach unten reichenden Modulen erzielt wird. Der Netzbezug steigt über einen weiten Bereich ungefähr linear mit abnehmender Modullänge und damit mit abnehmender PCM-Menge im Speicher.

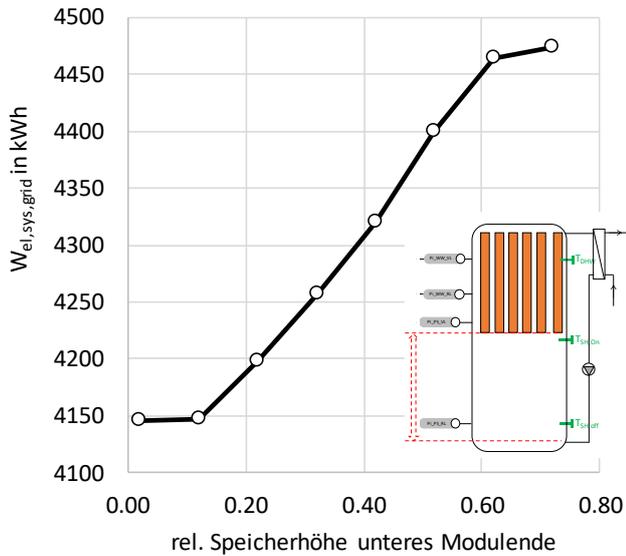


Abbildung 18: Netzbezug  $W_{el,sys,grid}$  abhängig von der Länge der PCM-Module (rel. Speicherhöhe unteres Modulende) bei einer Schmelztemperatur von 53 °C.

Da bisher mit idealisierten Annahmen hinsichtlich der Wärmeleitung in den PCM-Modulen in radialer Richtung und der Unterkühlung des Materials gearbeitet wurde (siehe Abschnitt 2.8), sollte noch geklärt werden, wie sich die Wärmeleitung und die Unterkühlung auf die Ergebnisse auswirken. Dazu wurde die Unterkühlung auf 5 K gesetzt, was ungefähr dem zu erwartenden Wert bei PCMs auf Salzhydrat-Basis entspricht [29]. Für die Wärmeleitung wurde die Diskretisierung im Modell von nur einem auf fünf Knoten in radialer Richtung erhöht, die Wärmeleitfähigkeit des Materials wurde mit 0.4 W/(mK) angenommen, was ebenfalls ein gängiger Wert für Salzhydrate ist.

Die Ergebnisse sind im Vergleich zu einer Anlage mit Wasserspeicher in Tabelle 8 dargestellt. Dabei ist anzumerken, dass diese Simulationen zu einem früheren Zeitpunkt als die in 2.11.1 dokumentierten durchgeführt wurden. Die Konstellation der System-Simulation hinsichtlich der Regelung und der Parametrierung des Speicher- und Wärmepumpen-Modells war hier noch eine andere. **Daher sind die Ergebnisse mit dem Wasserspeicher in Tabelle 8 nicht direkt mit 2.11.1 vergleichbar.** Alle Varianten in Tabelle 8 wurden aber mit dem gleichen Modell durchgeführt, sind also untereinander vergleichbar.

Bei Verwendung der Regelungsstrategie WIN & PV<sub>Store</sub> kann durch die gesteigerte Speicherkapazität der Netzbezug des Systems  $W_{el,sys,grid}$  gegenüber der Variante mit Wasserspeicher um 340 kWh (-7.5%) reduziert werden, die jährlichen Netto-Stromkosten NSK sinken um 38 €. Ein Vergleich der idealisierten PCM-Variante mit jener, die auch die Wärmeleitung im PCM und die Unterkühlung berücksichtigt, zeigt nur geringfügige Unterschiede.

Tabelle 8: System-Kennzahlen für die Anlage mit im Speicher integriertem PCM im Vergleich zur Anlage mit einem reinen Wasserspeicher (Regelungsvariante WIN & PV<sub>Store</sub>).

|                   |       | Wasserspeicher | PCM idealisiert | PCM incl. Wärmeleitung radial & Unterkühlung |
|-------------------|-------|----------------|-----------------|--|
| $W_{el,sys}$      | kWh/a | 6668           | 6757 (+1.3 %)   | 6775 (+1.6 %)                                |
| $W_{el,sys,grid}$ | kWh/a | 4514           | 4146 (-8.2 %)   | 4174 (-7.5 %)                                |
| $W_{el,grid}$     | kWh/a | 6603           | 6235 (-5.6 %)   | 6264 (-5.1 %)                                |
| $W_{el,feedin}$   | kWh/a | 5642           | 5184 (-8.1 %)   | 5195 (-7.9 %)                                |
| $SPF_{HP}$        |       | 2.74           | 2.68 (-2.5 %)   | 2.67 (-2.7 %)                                |
| $SPF_{sys}$       |       | 2.29           | 2.26 (-1.3 %)   | 2.25 (-1.6 %)                                |
| $SPF_{sys,grid}$  |       | 3.38           | 3.68 (+8.9 %)   | 3.65 (+8.1 %)                                |
| NSK               | €/a   | 906            | 863 (-4.8 %)    | 868 (-4.3 %)                                 |

Für die Beurteilung, ob eine Verwendung von PCM im weiteren Projektverlauf sinnvoll ist, wurde eine einfache Kostenbetrachtung durchgeführt. PCM-Materialien kosten ca. 1-4 €/kg. Bei der untersuchten Variante mit ca. 50 % Volumenanteil PCM im Speicher würde das Material bei einem Preis von 2 €/kg mehr als 1000 € kosten. Zusätzlich fallen Kosten für die Verkapselung des Materials in Module und für den Einbau im Speicher an. Bei einer Einsparung durch die Integration von PCM von 38 €/Jahr (Tabelle 8) ergibt sich bei rein statischer Betrachtung über eine Nutzungsdauer von 20 Jahren eine Einsparung von 760 €, also ein niedrigerer Wert als allein die Materialkosten des PCM. Die Verwendung von PCM wurde daher im weiteren Projektverlauf nicht weiter betrachtet.

### 2.11.3 Verwendung des elektrischen Heizstabs zur zusätzlichen Überladung des Speichers

Für die zusätzliche Überladung durch den Heizstab (vgl. Abschnitt 2.9) wurden unterschiedliche Varianten untersucht, wobei diese immer auf der Regelung PV<sub>Store</sub> aufbauen. In der Grundvariante wird der Speicher wann immer möglich mit PV-Strom über den Heizstab auf die maximale Temperatur von 85 °C aufgeheizt (ausgehend von einer maximalen Speicherbeladung durch die WP, wie in 2.9 beschrieben). Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 dargestellt. Durch den zusätzlichen Verbrauch an elektr. Energie durch den Heizstab steigt  $W_{el,sys}$  im Vergleich zum System mit Überladung rein durch die Wärmepumpe auf 8913 kWh/a. Der Bezug an elektrischer Energie aus dem Netz  $W_{el,sys,grid}$  sinkt zwar um 4 %, aber die Einspeisung ins Netz sinkt mit -43 % wesentlich stärker, wodurch sich die jährlichen Betriebskosten um 90 €/a erhöhen. In Abbildung 20 ist die monatliche Energiebilanz für das System mit Überladung nur durch die WP (links) und mit zusätzlicher Überladung durch den Heizstab (rechts) dargestellt. Es zeigt sich, dass es hier naturgemäß vor allem in den Sommermonaten zu einem starken Anstieg des Stromverbrauchs durch unnötiges Überheizen des Speichers und einer entsprechenden Reduktion der Einspeisung kommt. Abbildung 19 zeigt die geordneten Dauerlinien der Speichertemperaturen der in Tabelle 9 dargestellten Varianten.

Tabelle 9: Kennzahlen für die Regelung PV<sub>Store</sub> und für Varianten mit zusätzlicher Überheizung durch den Heizstab.

| PV-Speicher-Überladung: |       | nur mit Wärmepumpe (PV <sub>Store</sub> ) | + Heizstab     | + Heizstab (nur Heizsaison) | + Heizstab (nur Heizsaison & bedarfsorientiert) |
|-------------------------|-------|---|----------------|-----------------------------|---|
| $W_{el,sys}$            | kWh/a | 6668                                      | 8913 (+33.7 %) | 8519 (+27.8 %)              | 6859 (+2.9 %)                                   |
| $W_{el,sys,grid}$       | kWh/a | 4514                                      | 4335 (-4.0 %)  | 4335 (-4.0 %)               | 4477 (-0.8 %)                                   |
| $W_{el,grid}$           | kWh/a | 6603                                      | 6426 (-2.7 %)  | 6425 (-2.7 %)               | 6567 (-0.5 %)                                   |
| $W_{el,feedin}$         | kWh/a | 5642                                      | 3218 (-43.0 %) | 3612 (-36.0 %)              | 5414 (-4.0 %)                                   |
| $SPF_{HP}$              |       | 2.74                                      | 2.73 (-0.6 %)  | 2.74 (-0.1 %)               | 2.74 (0.0 %)                                    |
| $SPF_{sys}$             |       | 2.29                                      | 1.71 (-25.2 %) | 1.79 (-21.7 %)              | 2.22 (-2.8 %)                                   |
| $SPF_{sys,grid}$        |       | 3.38                                      | 3.52 (+4.1 %)  | 3.52 (+4.1 %)               | 3.41 (+0.8 %)                                   |
| $NSK$                   | €/a   | 906                                       | 996 (+9.9 %)   | 976 (+7.7 %)                | 911 (+0.6 %)                                    |

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Als nächstes wurde daher eine Variante untersucht, in der auch das WW-Volumen außerhalb der Heizsaison nicht mit dem Heizstab überladen wird. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 und Abbildung 21 (links) dargestellt. Der Netzbezug bleibt im Vergleich zur Grundvariante gleich, die Einspeisung steigt um ca. 400 kWh/a. Im Vergleich zur Überladung nur mit der WP sind die Betriebskosten noch immer um 70 €/a höher.

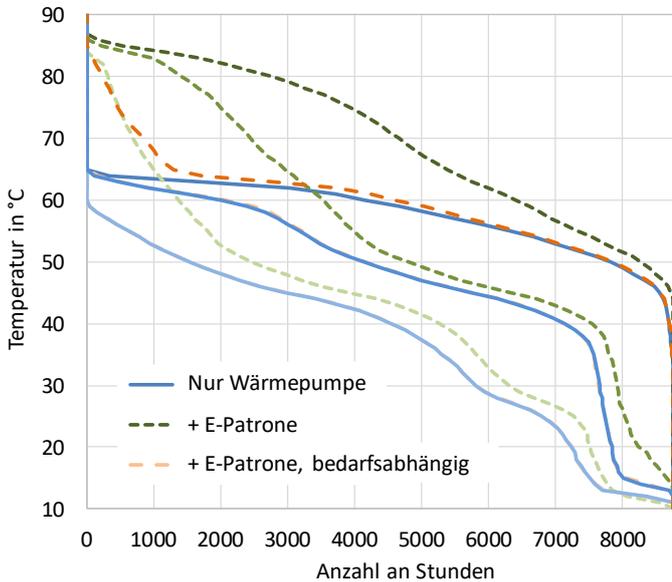


Abbildung 19: Geordnete Dauerlinien der Speichertemperaturen ( $T_{DHW}$ ,  $T_{SH,on}$ ,  $T_{SH,off}$ , siehe Abbildung 5) für die in Tabelle 9 dargestellten Varianten

Wird zusätzlich die „bedarfsorientierte Überladung“ aktiviert (siehe Abschnitt 2.9), sinkt der Stromverbrauch des Systems  $W_{el,sys}$  gegenüber der Grundvariante um mehr als 2000 kWh/a. Der Netzbezug steigt um 142 kWh/a, die eingespeiste Energie um 2200 kWh/a. Gegenüber der Überladung nur mit der Wärmepumpe ist der Netzbezug um 37 kWh/a niedriger, die Einspeisung um 228 kWh/a. So sinken die Betriebskosten zwar gegenüber den anderen Variante mit Heizstab stark, sind aber gegenüber der Überladung nur mit der WP

noch immer um 5 €/a höher. Wie in Abbildung 19 ersichtlich, wird der Speicher in dieser Variante gegenüber einer Beladung rein mit der Wärmepumpe nur im oberen Bereich (Sensor  $T_{DHW}$ ) mit dem Heizstab für ca. 1000 Stunden überladen.

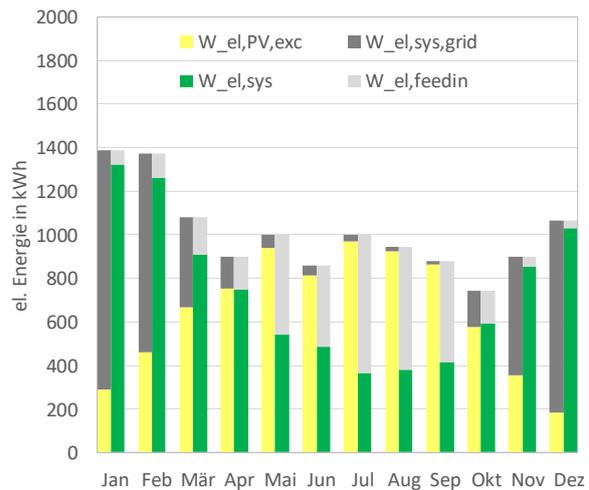
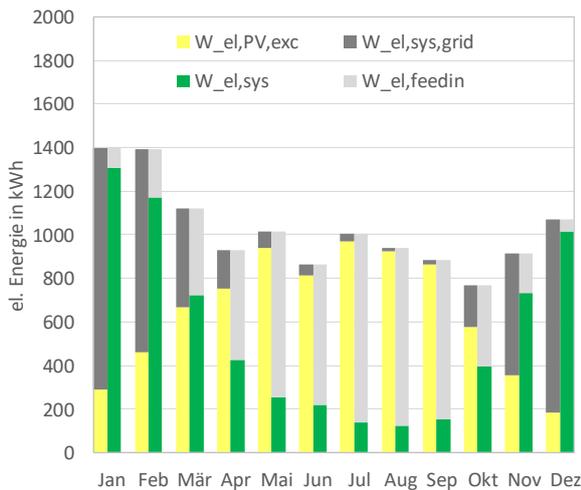


Abbildung 20: Monatliche elektr. Energiebilanz; Links: Überladung nur durch Wärmepumpe, Rechts: zusätzliche Überladung mit dem Heizstab.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

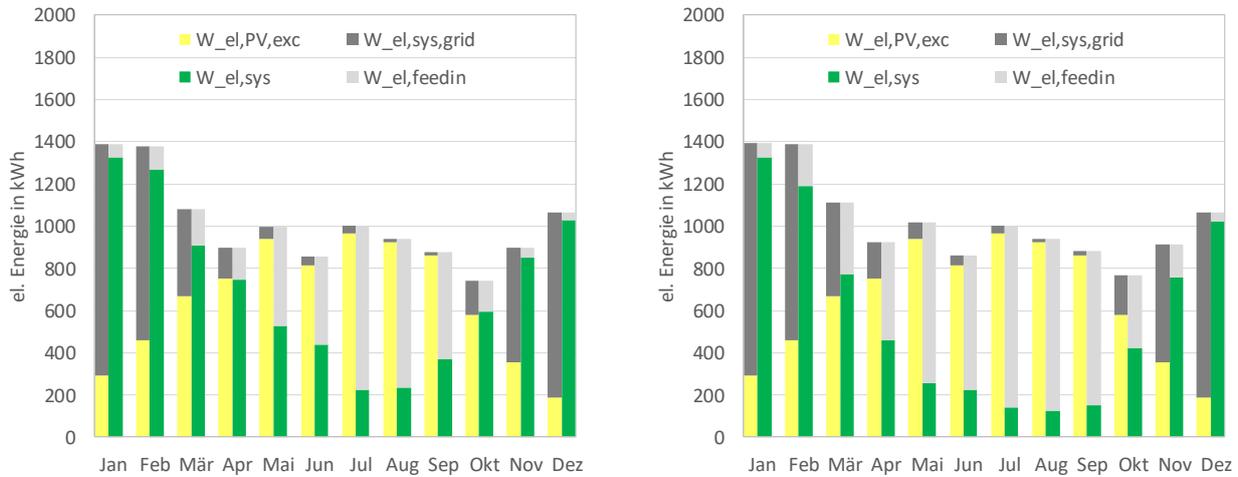


Abbildung 21: Monatliche elektr. Energiebilanz; Links: zusätzliche Überladung mit dem Heizstab (nur Heizsaison), Rechts: zusätzliche Überladung mit dem Heizstab (bedarfsorientiert).

Insgesamt zeigt sich, dass bei den hier betrachteten Randbedingungen eine Überladung mit dem Heizstab zwar zu einer leichten Reduktion der aus dem Netz bezogenen Energie führt, allerdings kommt es durch die direkte Nutzung von elektrischer Energie zur Wärmebereitstellung je nach Variante zu einem sehr starken (und unnötigen) Anstieg des Energieverbrauchs. Dadurch wird auch die Energie-Einspeisung in das Netz wesentlich reduziert, sodass insgesamt die Energiekosten für den Anlagenbetreiber zunehmen. Dies konnte auch durch die letzte gezeigte Variante mit einer (einfachen) prädiktiven bedarfsabhängigen Regelung nicht verhindert werden. Die Verwendung des Heizstabs für ein weiteres Überheizen des Speichers mit PV-Energie wurde daher im Projekt nicht weiterverfolgt.

## 2.11.4 Integration einer CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe

### Ohne PV-Überladung des Speichers

Für eine erste Analyse des Systems mit CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe erfolgt eine Betrachtung unabhängig von der PV-Überladung (Strategie PV<sub>store</sub>, siehe 2.7.3). Das Ladefenster für die WW-Ladung von 11:00 bis 14:00 (siehe 2.7.2) ist bei den hier betrachteten Varianten aber aktiviert. Dazu wird als erstes das System mit unterschiedlichen Massenströmen im Heizkreis (siehe Abbildung 10) aber im Vergleich zur Propan-WP unveränderter Regelung (nach 2.7.1) betrachtet.

Die Ergebnisse hinsichtlich des Strombezugs aus dem Netz sind in Abbildung 22 links dargestellt. Es zeigt sich, dass es durch den verkleinerten Massenstrom im Heizkreis (vgl. Abschnitt 2.10.2) zu einem höheren Stromverbrauch kommt. Dies liegt daran, dass der Durchfluss im Wärmepumpen-Ladekreis, der bei der Original-Regelung auf eine relativ niedrige Spreizung geregelt wird, vergleichsweise hoch ist. Dadurch kommt es aufgrund des (Teil-)Massenstroms, der bei der Heizungsladung über den Pufferspeicher geleitet wird, zu einer Erhöhung der Rücklauftemperatur gegenüber jener aus dem Heizkreis. Damit kommt die durch den verkleinerten Massenstrom niedrigere Rücklauftemperatur nicht wie gewünscht bei der Wärmepumpe an (vgl.  $t_{HK,VL}$  und  $t_{GK,in,Orig}$  in Abbildung 23) und aufgrund der höheren notwendigen Vorlauftemperatur sinkt die Effizienz.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

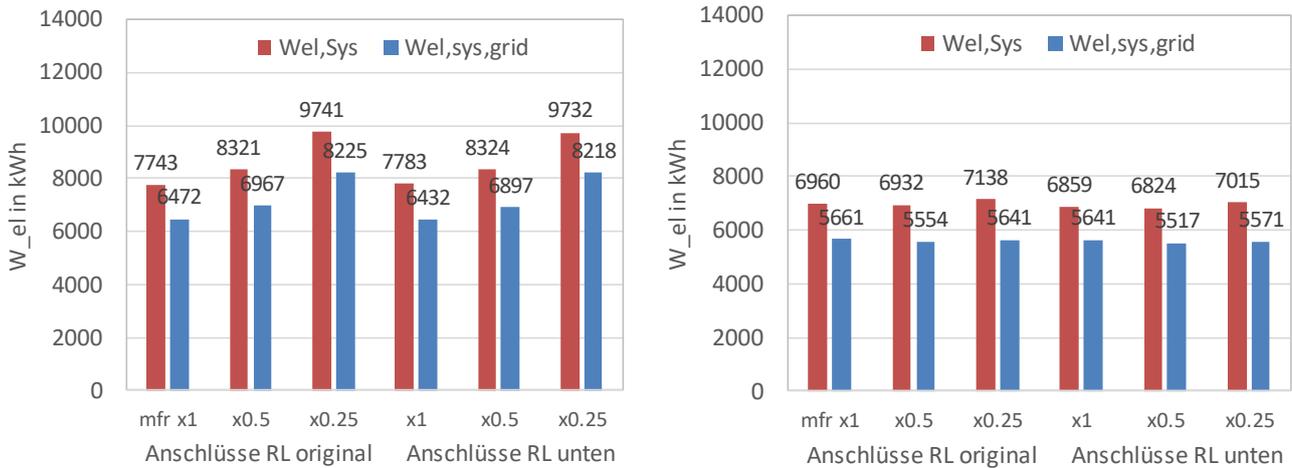


Abbildung 22: Stromverbrauch  $W_{el,sys}$  und Strombezug aus dem Netz ( $W_{el,sys,grid}$ ) für unterschiedliche Massenströme im Heizkreis und für die originale und adaptierte Anschlusskonfiguration am Speicher; Links: Originalregelung; Rechts: adaptierte Durchflussregelung nach Abschnitt 2.10.3

Wird der Durchfluss, wie in Abschnitt 2.10.2 beschrieben, abhängig von der Rücklauftemperatur im Heizkreis geregelt, ergibt sich ein wesentlich niedrigerer Stromverbrauch (Abbildung 22, rechts). Wie in Abbildung 23 ersichtlich, stellen sich hier wesentlich niedrigere Eintrittstemperaturen in den Gaskühler ein, die auf dem Niveau der Heizkreis-Rücklauftemperatur liegen.

Wie in Abbildung 22 ersichtlich, führt die Um-Positionierung der Rücklauf-Anschlüsse am Speicher bei beiden Regelungsvarianten nur zu geringen Verbesserungen von wenigen kWh. Dies ist in erster Linie darauf zurückzuführen, dass bei den vorliegenden hohen Vorlauftemperaturen bei der originalen Anschlusskonfiguration nur ca. 800 kWh im WW-Ladebetrieb bereitgestellt werden. Wird der Rücklaufanschluss des WW-Ladekreises nach unten versetzt, steigt dieser Anteil auf ca. 1500 kWh. Durch die höhere Bereitstellung im WW-Ladebetrieb mit niedrigerem COP wird also der Effizienzgewinn durch die niedrigere Rücklauftemperatur aufgrund der tiefergesetzten Anschlusshöhe wieder kompensiert.

Eine Veränderung des Massenstroms durch den Heizkreis hat auch mit der adaptierten Regelung keinen signifikant positiven Effekt auf die Effizienz bzw. den Stromverbrauch. Dies liegt daran, dass die Heizkreis-Rücklauftemperatur bereits mit dem Original-Massenstrom deutlich niedriger liegt als nach der Heizkurve (vgl. Abbildung 23 und Abbildung 10, links). Dadurch ergibt sich bei Änderung des Massenstroms eine niedrigere Absenkung der Rücklauftemperatur als erwartet, während die Vorlauftemperatur nach Abbildung 10 ansteigt. Das niedrige Temperaturniveau des Heizkreis-Rücklaufs kann auf zwei Gründe zurückgeführt werden:

- Bei der Definition des Wärmeabgabesystems wurde eine (moderate) Überdimensionierung des Radiatorsystems um 10% angenommen.
- Aufgrund der externen (Sonneneinstrahlung) und internen (Personen, Geräte) Wärmegewinne reduziert sich die notwendige Heizleistung gegenüber der für die Berechnung der Heizkurve angenommenen Leistung. Dadurch schließt das Thermostatventil im Heizkreis und es kommt zu einer Reduktion des Massenstroms und damit einer Absenkung der Rücklauftemperatur.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

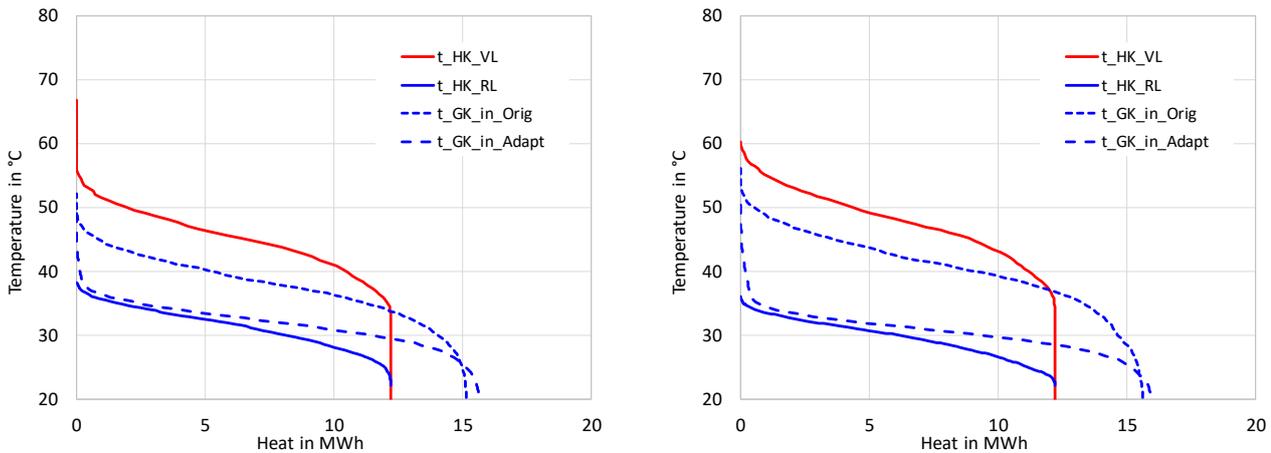


Abbildung 23: Geordnete Summenlinien der Heizkreis-Vor- und Rücklauftemperatur ( $HK\_VL$ ,  $HK\_RL$ ) und der Eintrittstemperatur in den Gaskühler mit der Originalregelung und der adaptierten Regelung; Links: Originalmassenstrom im Heizkreis ( $mfr \times 1$ ), Rechts: halbiertes Massenstrom ( $mfr \times 0.5$ )

## Mit PV-Überladung des Speichers ( $PV_{Store}$ )

Wird die Regelungsstrategie  $PV_{Store}$  aktiviert, steigt der Stromverbrauch des Systems  $W_{el,sys}$  aufgrund der Überladung des Speichers auf höhere Temperaturen stark an. Andererseits kommt es durch die verstärkte Nutzung von Photovoltaik-Strom zu einer Reduktion des Netzbezugs  $W_{el,sys,grid}$ . Anders als bei den Varianten ohne Überladung zeigt sich durch die Verlegung der Rücklauf-Anschlüsse des Wärmepumpenkreislaufs am Speicher eine Reduktion des Netzbezugs um mehrere hundert kWh bzw. ca. 10% (Abbildung 24). Dies liegt daran, dass durch die Überladung des Speichers wesentlich mehr Wärme im Warmwasser-Ladebetrieb bereitgestellt wird als ohne PV-Überladung. Hinsichtlich der Reduktion des Massenstroms im Heizkreis gelten die gleichen Überlegungen wie im vorherigen Abschnitt, auch hier führt diese zu keiner Verbesserung bzw. tlw. zu einer Verschlechterung der Ergebnisse.

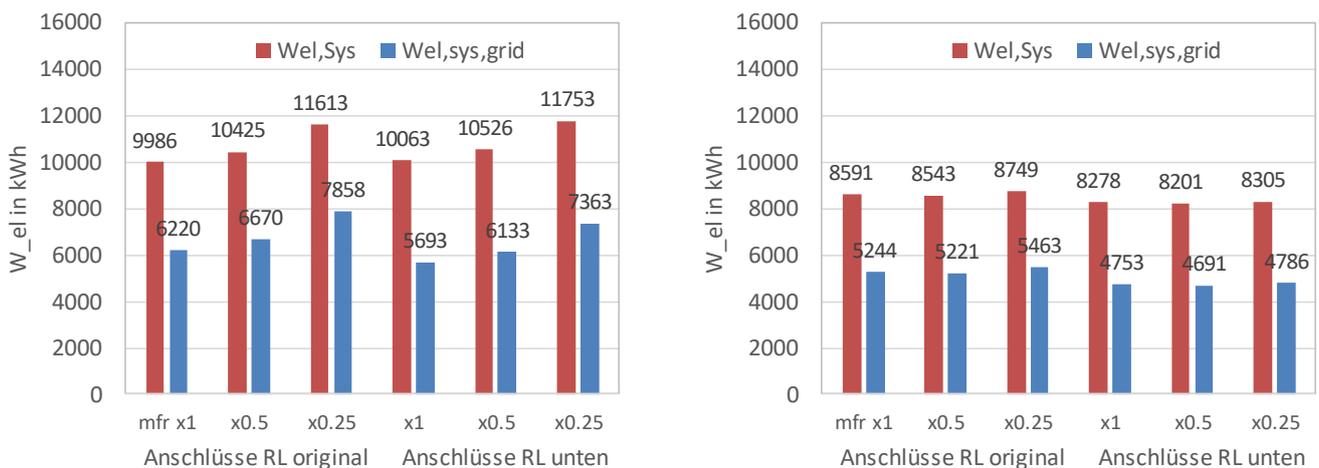


Abbildung 24: Stromverbrauch  $W_{el,sys}$  und Strombezug aus dem Netz ( $W_{el,sys,grid}$ ) für die Regelungsvariante  $PV_{Store}$  für unterschiedliche Massenströme im Heizkreis und für die originale und adaptierte Anschlusskonfiguration am Speicher; Links: Originalregelung; Rechts: adaptierte Durchflussregelung nach Abschnitt 2.10.3

Die Reduktion des Netzbezugs gegenüber der Variante ohne PV-Überladung beträgt mit der Originalregelung, unverändertem Massenstrom im Heizkreis und nach unten gesetzten Anschlüssen 740 kWh (-11%). Mit der adaptierten Regelung und ansonsten gleicher Konfiguration beträgt die Einsparung

888 kWh (-16%). Im Folgenden wird nur noch die Variante mit tiefer gesetzten Anschlüssen, mit unverändertem Massenstrom im Heizkreis und adaptierter Regelung betrachtet, da diese zu den besten Ergebnissen führt.

### Vergleich mit der Propan-WP

Eine Gegenüberstellung der Kennzahlen für das System mit Propan-WP und jenem mit CO<sub>2</sub>-WP, mit und ohne PV-Überladung des Speichers (PV<sub>Store</sub>) ist in Tabelle 10 dargestellt. Es ist auch hier anzumerken, wie schon unter 2.11.2, dass diese Simulationen zu einem früheren Zeitpunkt als die in 2.11.1 dokumentierten durchgeführt wurden. Die Konstellation der System-Simulation hinsichtlich der Regelung und der Parametrierung des Speicher- und Wärmepumpen-Modells war hier noch eine andere. **Daher sind diese Ergebnisse nicht direkt mit 2.11.1 vergleichbar.** Der Vergleich der in Tabelle 10 dargestellten Varianten untereinander ist aber möglich.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Stromverbrauch des Systems  $W_{el,sys}$  mit der CO<sub>2</sub>-WP wesentlich höher ist als mit der Propan-WP. Sowohl  $SPF_{WP}$  als auch  $SPF_{sys}$  sind mit der CO<sub>2</sub>-WP wesentlich niedriger. Insbesondere bei aktivierter PV-Überladung wird um 24 % mehr Strom verbraucht als mit der Propan-WP, da auf wesentlich höhere Temperaturen überladen wird. Es wird zwar mit etwa 57 % ein niedrigerer Anteil des Stromverbrauchs aus dem Netz bezogen als beim System mit Propan-WP (68 %). Der Netzbezug ist aber um etwa 5 % höher als beim System mit der Propan-WP, und es wird um 24 % weniger PV-Strom in das Netz eingespeist. Dadurch sind auch die Netto-Stromkosten um 12 % bzw. 112 €/a höher. Aufgrund dieser Ergebnisse wurde für die weiteren Arbeiten im Projekt das Kältemittel Propan verwendet und eine entsprechende Wärmepumpe entwickelt.

Tabelle 10: Gegenüberstellung der Kennzahlen für das System mit Propan-WP und mit CO<sub>2</sub>-WP, mit und ohne PV-Überladung (PV<sub>Store</sub>).

|                   |       | Propan,<br>(Standard) | CO <sub>2</sub><br>(Standard) | Propan<br>(PV <sub>Store</sub> ) | CO <sub>2</sub><br>(PV <sub>Store</sub> ) |
|-------------------|-------|-----------------------|-------------------------------|----------------------------------|---|
| $W_{el,sys}$      | kWh/a | 6117                  | 6859 (+12.1 %)                | 6668                             | 8278 (+24.2 %)                            |
| $W_{el,sys,grid}$ | kWh/a | 5072                  | 5641 (+11.2 %)                | 4514                             | 4753 (+5.3 %)                             |
| $W_{el,grid}$     | kWh/a | 7119                  | 7714 (+8.4 %)                 | 6603                             | 6844 (+3.7 %)                             |
| $W_{el,feedin}$   | kWh/a | 6751                  | 6578 (-2.6 %)                 | 5642                             | 4270 (-24.3 %)                            |
| $SPF_{HP}$        |       | 2.90                  | 2.54 (-12.1 %)                | 2.74                             | 2.22 (-19.0 %)                            |
| $SPF_{sys}$       |       | 2.49                  | 2.22 (-10.7 %)                | 2.29                             | 1.84 (-19.4 %)                            |
| $SPF_{sys,grid}$  |       | 3.00                  | 2.70 (-10.0 %)                | 3.38                             | 3.21 (-5.0 %)                             |
| NSK               | €/a   | 944                   | 1060 (+12.3 %)                | 906                              | 1018 (+12.4 %)                            |

## 2.11.5 Einfluss der Dimensionierung und Prognose zur Zielerreichung

Die in Abschnitt 2.11.1 gezeigten Ergebnisse wurden mit der zu Projektbeginn angenommen Leistung der PV-Anlage von 9.5 kWp berechnet. Dabei ergibt sich eine Einsparung beim elektrischen Energiebezug aus dem Netz von fast 32 % mit der Regelungsvariante "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>". **Diese Variante wurde auch im Systemprototyp, der im Projekt gebaut und in einem Hardware-in-the-loop-Test getestet wurde (siehe Abschnitt 5), umgesetzt.**

Der Eigenverbrauchsanteil SCR beträgt mit der in 2.11.1 gezeigten Variante des Systems 37 %, es wird also ein großer Teil des PV-Stroms ins Netz eingespeist. An dieser Stelle soll untersucht werden, wie sich die Ergebnisse ändern, wenn eine kleinere PV-Anlage verwendet wird. Daher wurde die PV-Größe zwischen 2 und 10 kWp variiert, um den Einfluss zu analysieren. Die Ergebnisse sind in Abbildung 25 für die Regelungsstrategien "Standard" und "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>" dargestellt. Wie erwartet, steigen  $W_{el,sys,grid}$  und  $W_{el,grid}$  mit abnehmender PV-Größe, während  $W_{el,feedin}$  abnimmt. Allerdings ist der Anstieg des Netzverbrauchs viel geringer als der Rückgang der Einspeisung. Wenn z.B. die PV-Anlage von 10 auf 5 kWp verkleinert wird, steigt  $W_{el,grid}$  um 620 kWh, während  $W_{el,feedin}$  um 3740 kWh sinkt (Strategie "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>").

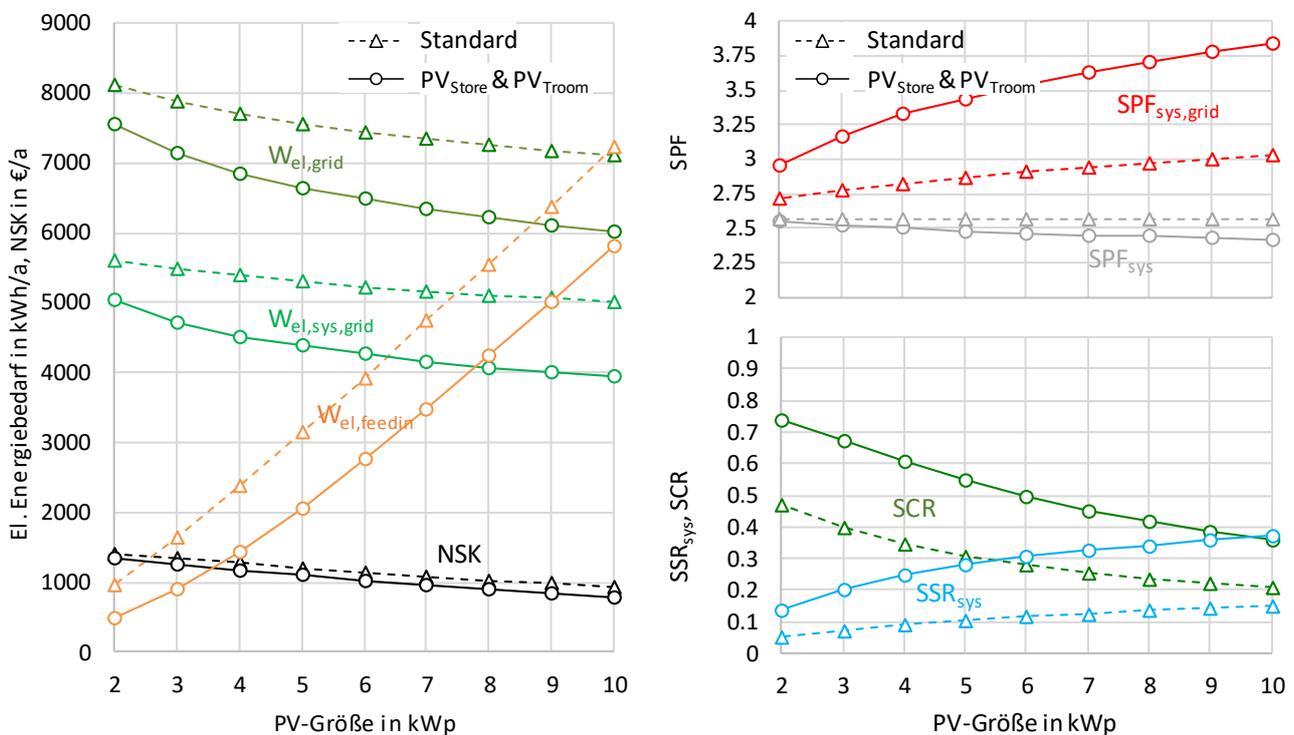


Abbildung 25: Einfluss der PV-Größe auf die Performance des Systems mit den Regelungsstrategien "Standard" und "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>"

Eine Verringerung der PV-Größe führt zu einer Verringerung von  $SPF_{sys,PV}$ , aber zu einer Erhöhung von  $SPF_{sys}$ . Letzteres liegt daran, dass eine größere Menge an verfügbarem PV-Strom zu einer erhöhten Überladung des Speichers und damit zu einem höheren SCR Gesamtstromverbrauch führt. Bei der Strategie

"Standard" ist  $SPF_{sys}$  unabhängig von der PV-Größe, da hier HP und PV ohne Interaktion "parallel" betrieben werden. Die Eigenverbrauchsquote  $SCR$  steigt mit abnehmender PV-Größe, mit einem Maximum von 74 % bei der kleinsten Anlage mit 2 kWp. Der maximale Autarkiegrad  $SSR_{sys}$  von 37 % wird naturgemäß bei der größten PV-Größe erreicht, allerdings in diesem Fall mit einem  $SCR$  von nur 36 %.

Zusätzlich zu den Simulationen mit unterschiedlichen PV-Größen wurden auch Berechnungen mit verschieden großen Speichervolumen durchgeführt. Mit diesen Ergebnissen wurde der Einfluss der Dimensionierung und der Regelung auf die Wirtschaftlichkeit der Koppelung mit einer PV-Anlage analysiert. Die Investitionskosten der PV-Anlage (inklusive Wechselrichter und Installation) wurden anhand von Kostendaten des Firmenpartners angenommen. Es wurde ein Basispreis von 3000 € plus 1050 €/kWp angesetzt. Zusätzlich wurden Wartungskosten in Höhe von 1 % der Investitionskosten pro Jahr angenommen. Mögliche Förderungen für PV-Anlagen wurden nicht berücksichtigt.

Die Amortisationszeit der PV-Anlage wurde im Vergleich zum selben Luft-WP-System ohne PV mit einem Speicher-Volumen von 500 Litern und der Regelung „Standard“ berechnet. Dabei wurden die Investitionskosten für die PV-Anlage und für zusätzliches Speicher-Volumen, das zur Überladung verwendet wird, berücksichtigt. Die Berechnung der Amortisationszeit erfolgte dabei rein statisch ohne Berücksichtigung eines Zinssatzes oder einer Energiepreissteigerung.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 26 für die Regelungsstrategien „Standard“ und „PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>“ dargestellt. Die Amortisationszeit liegt mit der Regelung "Standard" in einem Bereich zwischen 23 und 36 Jahren und damit höher als die angenommene Lebensdauer einer PV-Anlage von 20 Jahren. Innerhalb des Bereichs der verwendeten PV-Größen sinkt die Amortisationszeit mit zunehmender Größe aufgrund der geringeren spezifischen Investitionskosten und der höheren Einsparungen. Durch den unabhängigen Betrieb von Wärmepumpe und PV ist der Einfluss des Speichervolumens relativ klein, wobei die kürzeste Amortisationszeit je nach Größe der PV-Anlage bei 0.5 bis 0.75 m<sup>3</sup> erreicht wird.

Bei Verwendung der Regelungsstrategie "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>" reduziert sich die Amortisationszeit durch die zusätzlichen Einsparungen bei den meisten simulierten Varianten auf unter 20 Jahre. Das wirtschaftliche Optimum der simulierten Varianten mit der niedrigsten Amortisationszeit von 18.5 Jahren liegt bei einer PV-Anlage mit 5 kWp und einem Speichervolumen von 1 m<sup>3</sup>. Allerdings sind die Unterschiede in der Amortisationszeit für die verschiedenen Varianten nicht sehr groß, außer bei kleinen PV-Anlagen. Für die Variante mit 9.5 kWp, die für die meisten Simulationen im Projekt und den Systemtest (Abschnitt 5) verwendet wurde, wurde eine um 0.8 Jahre längere Amortisationsdauer berechnet. Bei Berücksichtigung von Förderungen würde sich die Amortisationsdauer jeweils entsprechend verkürzen.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

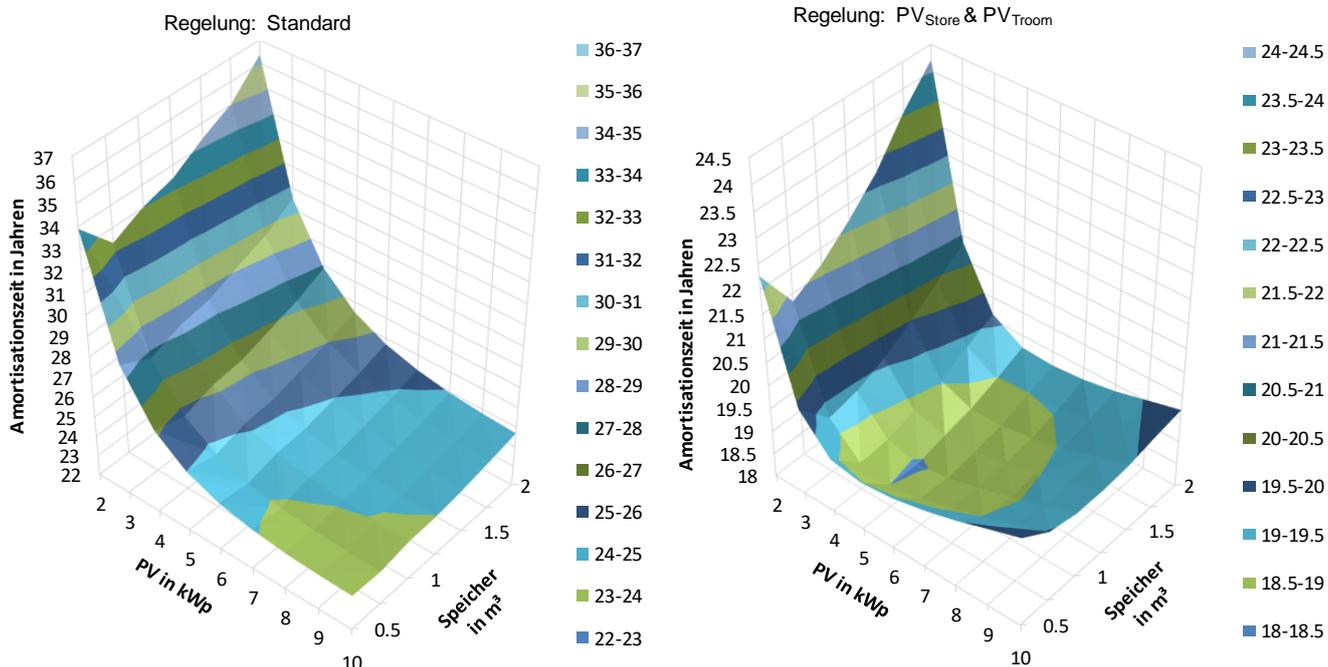


Abbildung 26: Amortisationszeit der PV-Anlage (inkl. zusätzlichem Speichervolumen) in Abhängigkeit von PV- und SpeichergroÙe für die Regelungsstrategien "Standard" (links) und "PV<sub>Store</sub> & PV<sub>Troom</sub>" (rechts) mit einem Strompreis von 0.18 €/kWh und einer Einspeisevergütung von 0.05 €/kWh.

Weitere Berechnungen, die unter anderem auch mit unterschiedlichen Varianten des Gebäudes durchgeführt wurden, wurden in einem Artikel in einer wissenschaftlichen Zeitschrift [26] veröffentlicht. Darin wird unter anderem auch der Einfluss des Energie-Bezugspreises und des Einspeisetarifs analysiert.

### 3 Entwicklung der Wärmepumpe

#### 3.1 Überlegungen zur Entwicklung der Wärmepumpe

Im Projektantrag wurde definiert, dass für die zu entwickelnde Wärmepumpe ein natürliches Kältemittel verwendet werden sollte. Dabei wurden in Absprache mit dem Firmenpartner die Kältemittel Propan (R290) und CO<sub>2</sub> (R744) in die engere Auswahl gezogen. Die Simulationsarbeiten, die zum Thema CO<sub>2</sub>-Wärmepumpe durchgeführt wurden (Abschnitt 2.10), zeigten im Vergleich zu einer Wärmepumpe mit Propan deutlich schlechtere Ergebnisse (Abschnitt 2.11.4). Daher wurde entschieden, im Projekt eine Wärmepumpe mit dem Kältemittel Propan zu entwickeln.

Im Rahmen des Projekts wurde ein Vergleich unterschiedlicher Wärmepumpen-Kreislaufschaltungen für Außenluft/Wasser-Wärmepumpen für den relevanten Bereich an Vorlauftemperaturen für eine Radiatorheizung (Abbildung 3) durchgeführt. Dabei wurde über einfache Kältemittel-Kreislaufberechnungen in der Software EES [30] mit Propan ein Standardkreislauf, ein Kreislauf mit Unterkühler und eine Economizer-Schaltung (Dampf-Zwischeneinspritzung) verglichen (vgl. Abbildung 27). Die Ergebnisse zeigen, dass mit einer Economizer-Schaltung erwartungsgemäß die höchsten Leistungszahlen erzielt werden können. Der Kreislauf mit Unterkühler hat zwar bei der mittleren Außentemperatur während der Heizperiode eine um etwa 2 % niedrigere Leistungszahl, ist aber im Vergleich zum Standardkreislauf unter den angenommenen Randbedingungen auch um ca. 7 % effizienter. Ein Verdichter für R290, der eine Dampf-Zwischeneinspritzung ermöglicht, war zum Zeitpunkt der durchgeführten Arbeiten am Markt nicht verfügbar. Da auch die Effizienzsteigerung im Vergleich zu einem Kreislauf mit Unterkühler im Vergleich zum Mehraufwand nicht besonders hoch ist, wurde für die weiteren Arbeiten im Projekt ein Kreislauf mit Kältemittel-Unterkühlung angedacht.

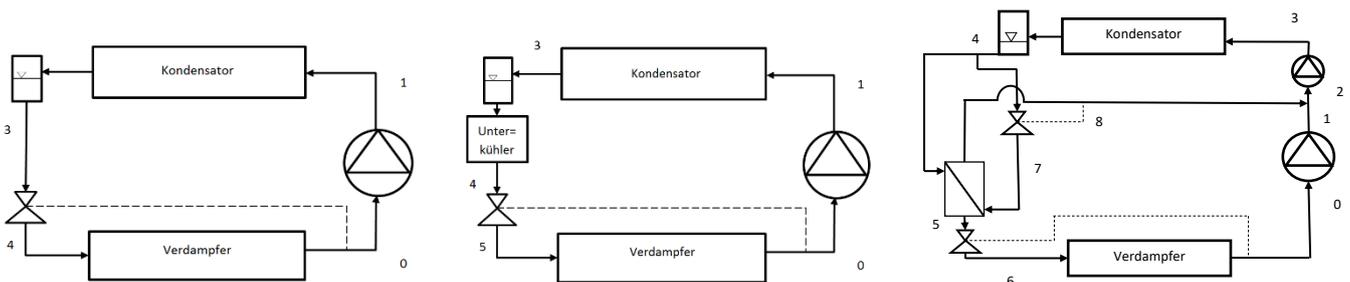


Abbildung 27: Untersuchte WP-Kreislaufschaltungen: Standardkreislauf (Links), Kreislauf mit Unterkühler (Mitte), Economizer-Schaltung (Rechts)

Eine Kältemittel-Unterkühlung ist in einem Standard-Kältemittelkreislauf grundsätzlich nicht ohne weiteres möglich, wenn ein Hochdruck-seitiger Kältemittelsammler verbaut ist (siehe Abbildung 28, links). Daher wurden für die Konzeption des WP-Prototyps, zwei verschiedene Konzepte angedacht und verglichen. Um eine Kältemittel-Unterkühlung zu erreichen, besteht zum einen die Möglichkeit, einen Niederdruck-seitigen Sammler vorzusehen (siehe Abbildung 28, Mitte). Durch den Wegfall des Hochdrucksammlers ist es möglich, im Kondensator eine Unterkühlung des Kältemittels zu erreichen. Durch die Anordnung des Sammlers bzw. aufgrund des üblichen internen Aufbaus ist ein zusätzlicher interner Wärmetauscher (IHX)

erforderlich, um eine ausreichende Überhitzung am Verdichter-Eintritt zu gewährleisten. Die andere Möglichkeit besteht darin, dass nach dem Hochdrucksammler ein zusätzlicher Wärmetauscher als Unterkühler (engl. Subcooler, SC) vorgesehen wird (Abbildung 28, rechts). Dieser wird wasserseitig dem Kondensator vorgeschaltet und sorgt so für eine Unterkühlung des flüssigen Kältemittels nach dem Sammler.

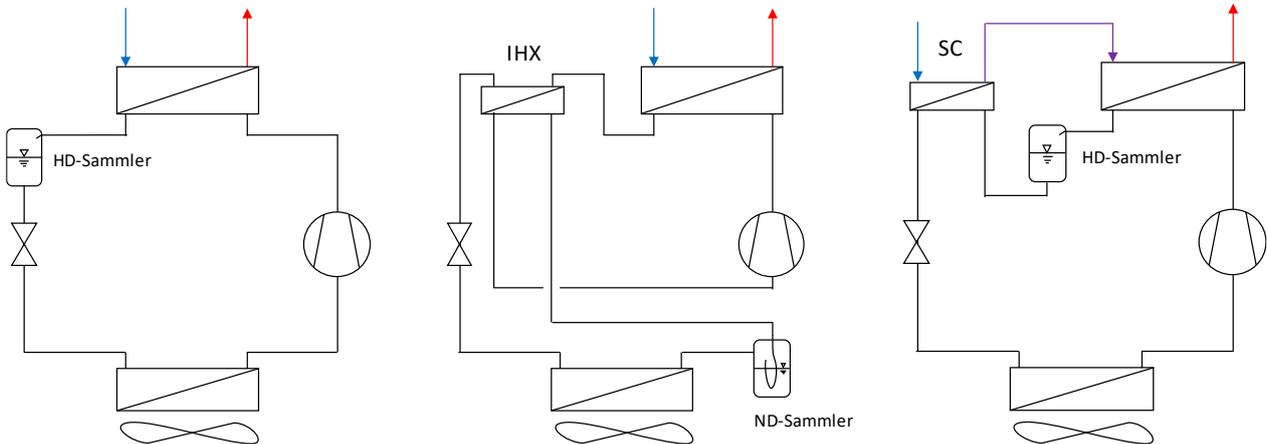


Abbildung 28: Unterschiedliche Kältemittel-Kreislaufschaltungen, v. l. n. r.: Standardkreislauf, Niederdrucksammler und interner Wärmetauscher (IHX), Hochdrucksammler und Unterkühler (SC)

Um die drei beschriebenen Schaltungsvarianten zu vergleichen, wurden mit dem verwendeten WP-Simulationsmodell stationäre Kreislaufsimulationen für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt. In Abbildung 29 ist jeweils ein exemplarischer Betriebspunkt im T-h-Diagramm dargestellt. Es wurde hier von einer Außenlufttemperatur von 2.5 °C ausgegangen, was ungefähr der mittleren Außentemperatur während der Heizperiode für das betrachtete Klima entspricht. Die wasserseitige Vor- und Rücklauftemperatur wurde so angenommen, wie sie sich nach den Annahmen bzgl. dem Wärmeabgabesystem bzw. der Heizkurve (Abbildung 3) bei dieser Außentemperatur ergibt.

Mit dem Standardkreislauf, bei dem keine Unterkühlung möglich ist, wird der niedrigste COP erreicht. Der Kreislauf mit Niederdrucksammler und IHX ist hinsichtlich des COP minimal besser als jener mit Hochdrucksammler und SC. Durch den IHX ergibt sich aber durch die vergleichsweise hohe Überhitzung vor dem Verdichter eine wesentlich höhere Verdichter-Austrittstemperatur des Kältemittels. Der IHX wurde für diese Berechnung mit einem konstanten UA-Wert (U-Wert mal Wärmeübertragungsfläche) von 20 W/K und als Gleichstrom-Wärmetauscher (siehe Abbildung 29, Mitte) angenommen. Letzteres dient dazu, um eine noch höhere Überhitzung bei dem gegebenen UA zu verhindern. Für den Unterkühler wurde eine Wärmetauscherfläche von 0.1 m<sup>2</sup> angenommen, der U-Wert wird abhängig vom jeweiligen Massenstrom auf der Kältemittel- und Wasserseite berechnet<sup>5</sup>. Alle anderen Wärmetauscher wurden gemäß den Annahmen für die Referenzwärmepumpe (vgl. 2.3) übernommen.

<sup>5</sup> Als Grundlage für die Berechnung des U-Werts dient ein Polynom, das anhand einer Hersteller-Software für Plattenwärmetauscher erstellt wurde. Der U-Wert bewegt sich in einem Bereich von 730-2100 W/m<sup>2</sup>K.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

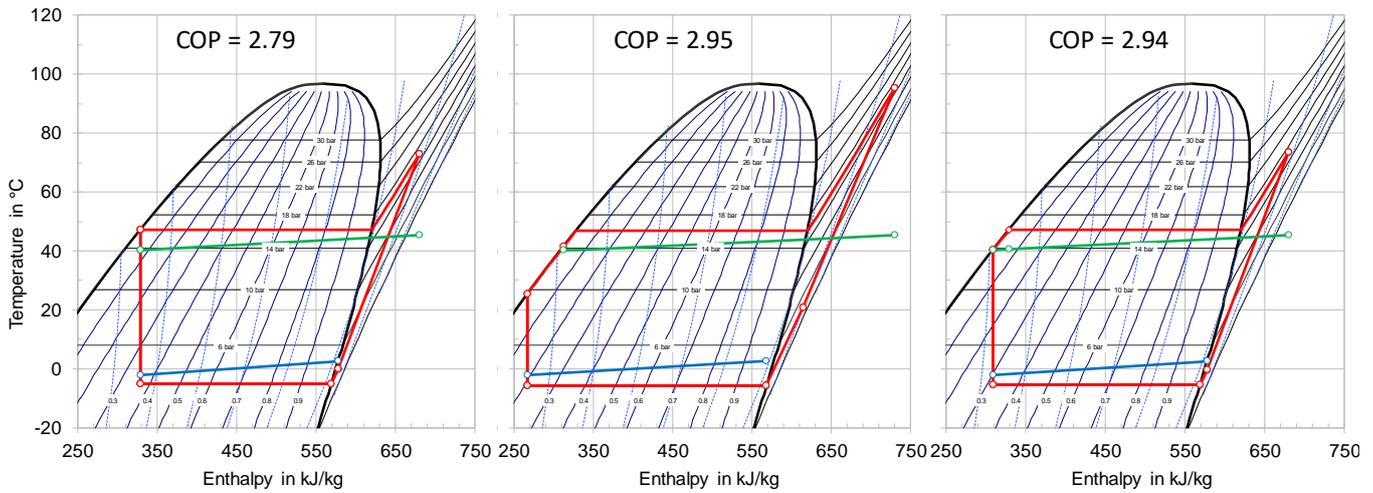


Abbildung 29: Exemplarischer Betriebspunkt im T-h-Diagramm , v. l. n. r.: Standardkreislauf, Niederdrucksammler und interner Wärmtauscher (IHX), Hochdrucksammler und Unterkühler (SC)

Die Verdichter-Austrittstemperatur ist vom Ausmaß der Überhitzung, die sich über den IHX einstellt, abhängig und damit von dessen Leistung bzw. vom Wärmeübertragungsvermögen  $UA$  [W/K]. In Abbildung 30 ist für unterschiedliche  $UA$  des IHX (10, 20 und 30 W/K) dargestellt, wie sich der COP und die Verdichter-Austrittstemperatur abhängig von der Außentemperatur entwickeln. Erwartungsgemäß zeigt sich bei der Verdichter-Austrittstemperatur eine starke Abhängigkeit von  $UA$  bzw. ein Anstieg der Austrittstemperatur bei höherem  $UA$ . Der COP bleibt im betrachteten Bereich aber nahezu unverändert. Daher wird für die weitere Betrachtung angenommen, dass  $UA$  konstant ist.

In Abbildung 31 sind der COP und die Verdichter-Austrittstemperatur als Funktion der Außentemperatur für die drei betrachteten Schaltungsvarianten dargestellt. Bei sehr niedrigen Außentemperaturen zeigen sich hinsichtlich des COP geringfügige Vorteile der Schaltung mit Niederdrucksammler (IHX) gegenüber dem Unterkühler (SC). Beide Schaltungen weisen gegenüber dem Standard-Kreislauf mit Hochdrucksammler über den gesamten betrachteten Bereich einen um mehrere Prozent höheren COP auf.

Für die weiteren Arbeiten im Projekt wurde die Schaltung mit Unterkühler und Hochdrucksammler verwendet. Diese weist nahezu die gleiche Effizienz wie jene mit Niederdrucksammler auf und beide Schaltungen bedeuten gegenüber der Standardschaltung ungefähr den gleichen Mehraufwand (ein zusätzlicher Wärmetauscher).

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

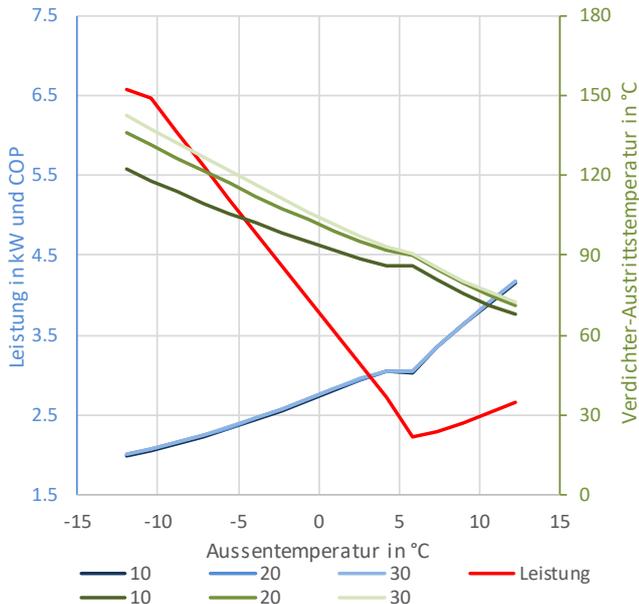


Abbildung 30: System mit Niederdrucksammler und IHX: COP und Verdichter-Austrittstemperatur als Funktion der Außentemperatur für verschiedene UA des IHX (10, 20, 30 W/K)

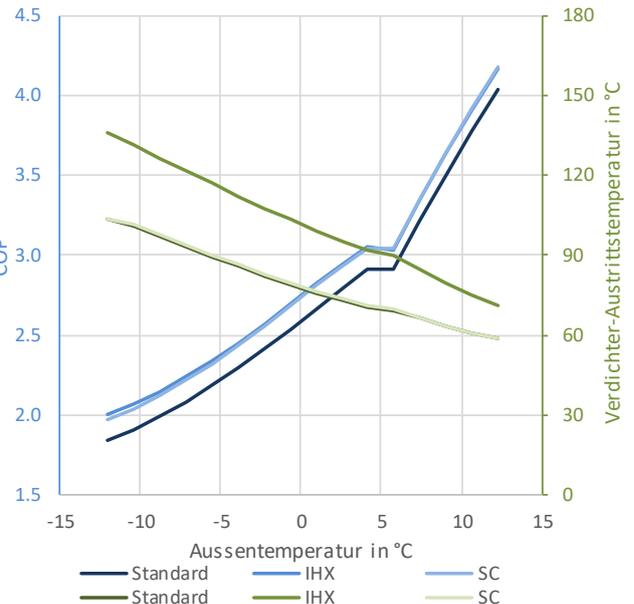


Abbildung 31: COP und Verdichter-Austrittstemperatur als Funktion der Außentemperatur für die drei betrachteten Schaltungsvarianten.

## 3.2 Messtechnische Analyse des Wärmepumpen-Funktionsmusters

Im Projekt wurde von SOLARFOCUS ein Funktionsmuster einer Propan-Wärmepumpe als Teil des Gesamtsystems, basierend auf den Vorarbeiten in 3.1, entwickelt und gebaut. Nach ersten Funktionstests im Labor von SOLARFOCUS wurde die Wärmepumpen an das IWT geliefert. Dort wurde die Wärmepumpe in die Instituts-eigene Klimakammer eingebracht (siehe Abbildung 32 und Abbildung 33) und es erfolgte der hydraulische und elektrotechnische Anschluss an die Infrastruktur des Instituts.



Abbildung 32: Wärmepumpen-Funktionsmuster in der Klimakammer des IWT



Abbildung 33: Rückansicht des Wärmepumpen-Funktionsmusters mit Schallschutz-Lamellen

Ein Schema des Versuchsaufbaus zur Vermessung der Wärmepumpe und des Kältemittelkreislaufs mit allen verwendeten Messstellen ist in Abbildung 34 dargestellt. In der Wärmepumpe waren bereits vom Projektpartner diverse Sensoren eingebaut worden. Diese umfassen unter anderem Temperatursensoren, eine Volumenstrommessung im Wasserkreislauf (Wärmesenke), Drucksensoren im Kältemittelkreislauf (Verdampfungs- und Kondensationsdruck), sowie ein Massenstrom-Messgerät zur Messung des Kältemittel-Massenstroms, das vom IWT zur Verfügung gestellt wurde. Diese Messstellen wurden vom IWT durch neun Thermoelemente im Kältekreislauf (Anlegefühler) zur Erfassung der Zustände vor und nach den einzelnen Komponenten ergänzt. Zusätzlich wurden zur genauen Bilanzierung der wasserseitigen Wärmeleistung eine kalibrierte Volumenstrommessung (magnetisch-induktiv) und zwei paarweise kalibrierte PT100-Widerstandsthermometer zur Messung der Vor- und Rücklauftemperatur eingebaut. Die Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe erfolgte über einen Wechselstrom-Energiezähler (Impulswertigkeit 2000 Impulse/kWh). Über den Zähler wurde der gesamte elektrische Energieverbrauch der Anlage erfasst, dazu zählen die Regelung der Wärmepumpe, der Verdichter samt Frequenzumrichter und der Ventilator.

Eine Analyse der Fehlerfortpflanzung nach Gauß [31] unter Berücksichtigung der Messunsicherheiten der verwendeten Messstellen ergab eine Messunsicherheit bei der Auswertung des COP von max.  $\pm 1.6\%$  und von max.  $\pm 1.3\%$  für die Heizleistung der Wärmepumpe.

Wasserseitig würde die Wärmepumpe an die Wärmesenken-Anlage des Instituts angeschlossen. Um für jeden Betriebspunkt jeweils eine definierte Rücklauftemperatur und einen Massenstrom vorgeben zu können wurde eine zusätzliche hydraulische Schaltung mit 3-Wege-Ventil und Durchflussregelung verwendet (Abbildung 34, links).

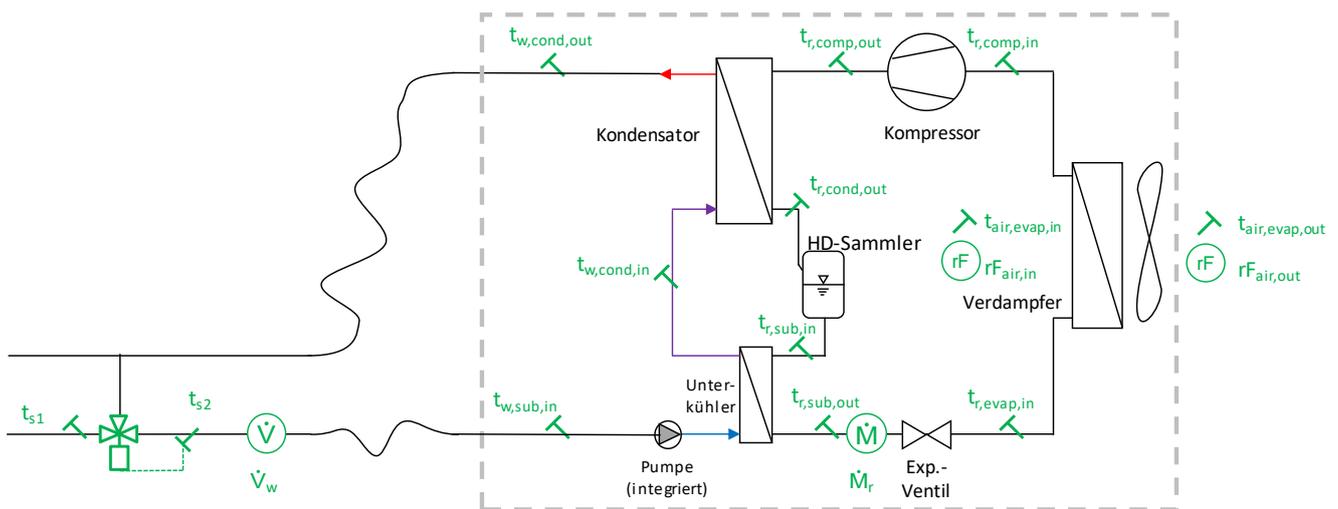


Abbildung 34: Schema des Kältemittel-Kreislaufs (vereinfacht) mit den Positionen der wichtigsten Messstellen.

## 3.2.1 Vorgangsweise bei der Auswertung

Die Messungen wurden für 48 verschiedene stationäre Betriebspunkte bei unterschiedlichen Verdichter-Drehzahlen, Außenluft-Temperaturen (Wärmequelle) und wasserseitigen Austrittstemperaturen (Wärmesenke) durchgeführt:

|   |                       |
|---|-----------------------|
| Wärmequellen-Temperatur (Außenluft):            | -10 °C bis 12 °C      |
| Wärmesenken-Temperatur (Vorlauf = WP-Austritt): | 35 °C bis 65 °C       |
| Drehzahl Verdichter                             | 1200 rpm bis 7200 rpm |

Alle Messungen wurden in Anlehnung an die ÖNORM EN 14511 Teil 2 [32] durchgeführt und ausgewertet. Für die Messung eines Betriebspunktes musste zunächst die Klimakammer (Wärmequelle Außenluft) hinsichtlich Temperatur und relativer Luftfeuchtigkeit und der Volumenstrom sowie die Rücklauf-Temperatur des Wasserkreislaufes (Wärmesenke) eingestellt werden. Danach wurde die Wärmepumpe über das Bedienpanel des Herstellers eingeschaltet und die gewünschte wasserseitige Temperaturspreizung (bzw. Volumenstrom) und die Drehzahl des Scroll-Verdichters vorgegeben.

Die Aufzeichnung der Messdaten aller Messstellen erfolgte als Mittelwerte über fünf Sekunden. Die abgegebene Wärmeleistung und aufgenommene elektrische Leistung wurden numerisch integriert und daraus der COP über den jeweiligen Messzeitraum ermittelt (Gl. 16). Dabei wurden jeweils die in der ÖNORM EN 14511 vorgegebenen Zeiträume (Einschwingphase, Gleichgewichtsphase, Datenerfassungsphase etc.) eingehalten.

$$COP = \frac{\int \dot{Q}_{WP} dt}{\int P_{el,WP} dt} = \frac{\int \dot{V}_w \rho_w c_{p,w} (t_{w,cond,out} - t_{w,sub,in}) dt}{\int P_{el,WP} dt} \tag{Gl. 16}$$

Bei Betriebspunkten mit Abtauvorgängen wurde jeweils über mindestens einen kompletten Abtauzyklus gemessen (Abbildung 35). Bei Messpunkten mit nur einem Zyklus wurde zu Beginn der Messung ein Abtauvorgang manuell eingeleitet und dann bis zum Ende des nächsten Abtauvorgangs gemessen.

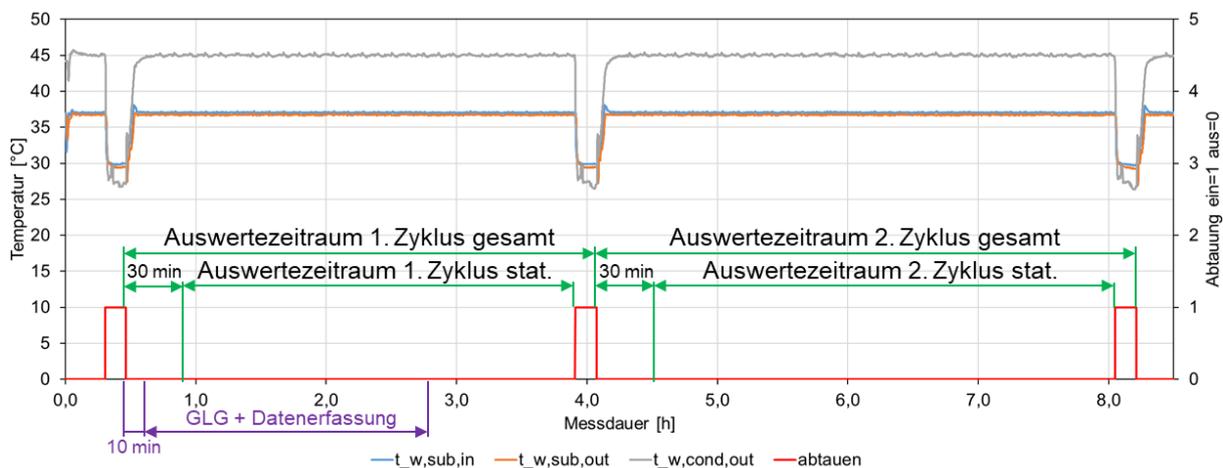


Abbildung 35: Beispiel für einen Messpunkt mit Abtauen und die verwendete Auswertemethodik.

Die Auswertung des COP und der Heizleistung erfolgte mindestens über einen kompletten Abtauzyklus („stationärer Betrieb“ + Abtauvorgang). Zusätzlich wurde jeweils auch nur der „stationäre“ Betrieb zwischen den Abtauvorgängen ausgewertet, um den Einfluss der Enteisung bewerten zu können.

### 3.2.2 Exemplarische Messergebnisse

In Abbildung 36 ist exemplarisch der Messpunkt A2W45 bei zwei verschiedenen Verdichter-Drehzahlen im Temperatur-Enthalpie (T-h) Diagramm dargestellt. Die Darstellung in den Diagrammen erfolgt hier jeweils nur für den „stationären“ Teil zwischen zwei Abtauvorgängen, da sich nur so für die einzelnen Messstellen über die Mittelwertbildung sinnvolle Werte ergeben. Im Bild links mit einer Drehzahl von 2700 rpm konnte bei der einer wasserseitigen Eintrittstemperatur  $t_{w,sub,in}$  von 37 °C und dem minimal möglichen Wasser-Volumenstrom die geforderte Austritts-Temperatur für W45 von  $t_{w,cond,out} = 45$  °C nicht ganz erreicht werden (gemessen 43.3 °C).

Die Heizleistung und der COP sind in den Diagrammen jeweils inkl. der Abtauzyklen angegeben (gemäß der Beschreibung in 3.2.1). Es ist bei beiden Drehzahlen erkennbar, dass jeweils nur relativ kleine Temperaturdifferenzen zwischen der Wärmequelle- und -Senke und der Kältemittelseite auftreten, was auf eine großzügige Dimensionierung der Wärmetauscher zurückzuführen ist.

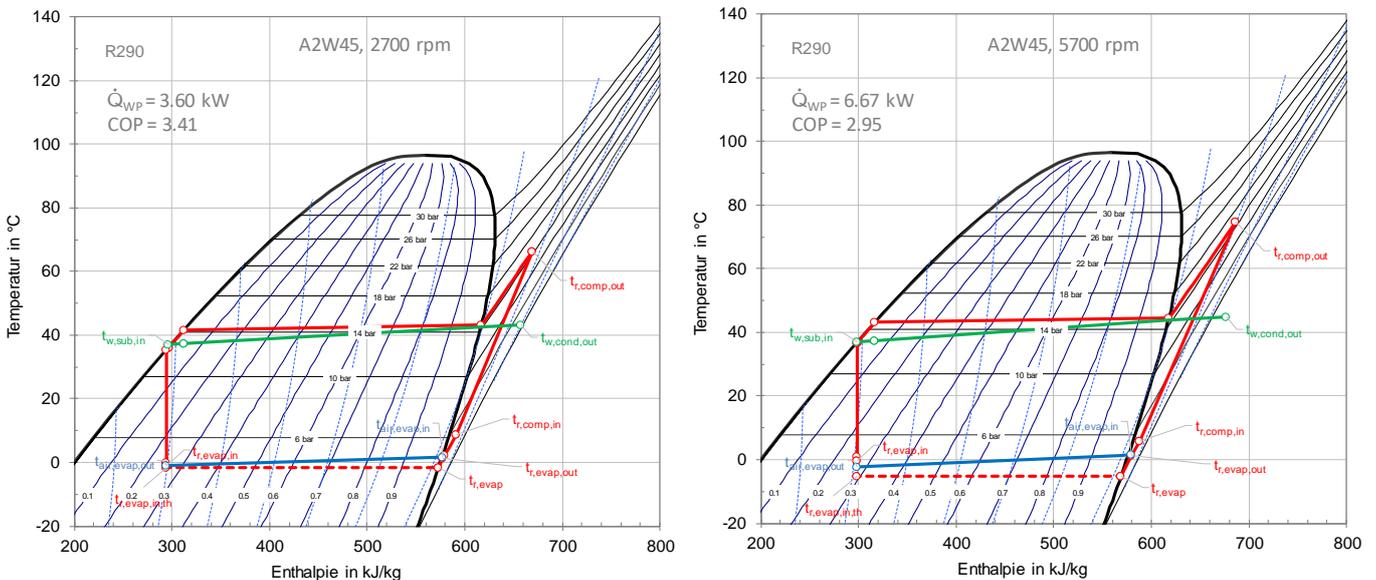


Abbildung 36: Messpunkt A2W45 mit 2700 rpm (links) und 5700 rpm (rechts) im T-h-Diagramm.

Im verwendeten Versuchsaufbau wurde der Kältemitteldruck nur am Verdichter-Ein- und -Austritt erfasst. Daher ist keine gesicherte Aussage bzgl. den Drücken an den restlichen Positionen im Kältemittelkreislauf möglich, außer aufgrund der gemessenen Temperaturen. So kann etwa der Druckverlust über den Kondensator aufgrund der gemessenen Eintritts-Temperatur am Unterkühler ( $t_{r,sub,in}$ ) abgeschätzt werden.

Am Verdampfer ist auffällig, dass die gemessene Kältemittel-Eintrittstemperatur ( $t_{r,evap,in}$ ) teilweise höher liegt, als die Luft-seitige Austrittstemperatur ( $t_{air,evap,out}$ ), wie z.B. auch in Abbildung 36 rechts. Dies liegt sehr wahrscheinlich an den Druckverlusten, die an der Verteilerspinne am Eintritt des Verdampfers

auftreten, sodass die tatsächliche Kältemitteltemperatur am Verdampfer-Eintritt unter dem gemessenen Wert  $t_{r, \text{evap}, \text{in}}$  liegt. Daher ist der Kältemittel-seitige Temperaturverlauf im Verdampfer auch strichliert dargestellt. Der Druckverlust über den Verdampfer ist erwartungsgemäß bei 5700 rpm wesentlich höher als bei 2700 rpm.

In Abbildung 37 sind zwei weitere Messpunkte dargestellt, wobei hier jeweils ein Punkt mit weit auseinander liegenden (A-10W65) und einer mit nahe beieinander liegenden Quellen- und Senken-Temperaturen (A12W35) gewählt wurde.

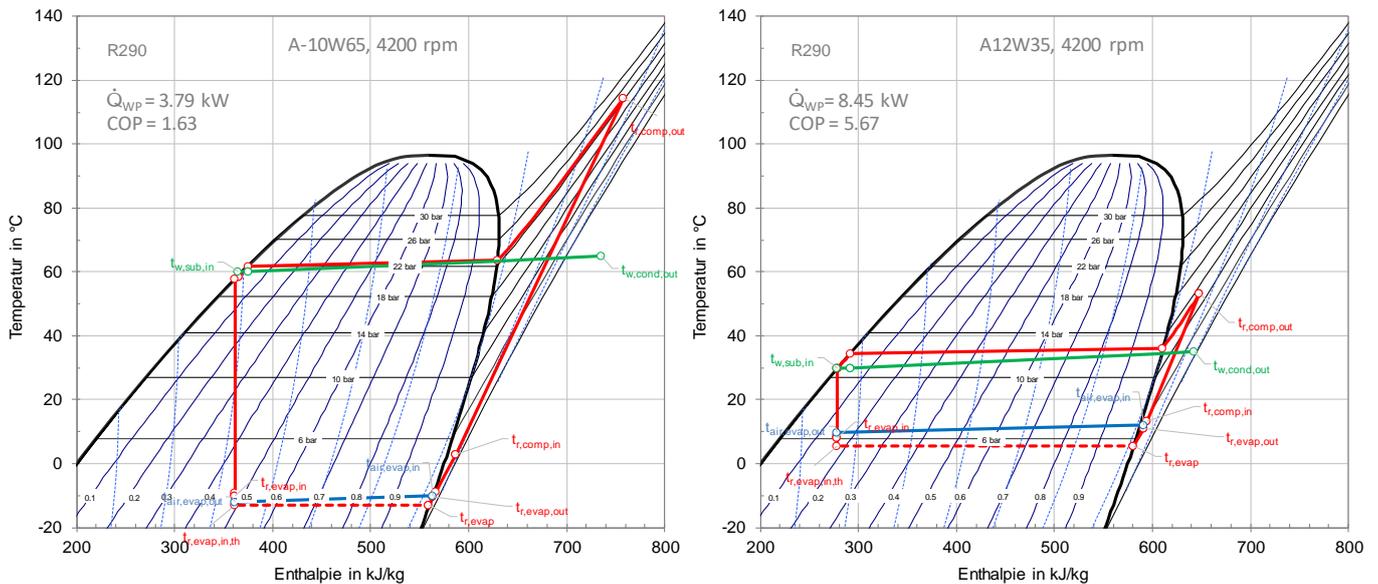


Abbildung 37: Messpunkte A-10W65 mit 4200 rpm (links) und A12W35 mit 4200 rpm (rechts).

### 3.3 Abgleich des Wärmepumpen-Simulationsmodells mit Messdaten

Nach Abschluss der Messungen wurde das Simulationsmodell für die Wärmepumpe (vgl. Abschnitt 2.3) anhand der Messdaten parametrisiert. Dazu wurden die in den einzelnen Messpunkten verwendeten Randbedingungen und Betriebszustände als Input für das Simulationsmodell verwendet. Für eine bessere Übereinstimmung mit den Messdaten mussten gegenüber der ursprünglichen Parametrierung des Modells einige Änderungen vorgenommen werden, vor allem betreffend die Effizienzdaten des Verdichters und der Wärmetauscher.

In Abbildung 38 ist eine Gegenüberstellung zwischen Messung und Simulation dargestellt für die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe, die Heizleistung und den COP für alle 48 Messpunkte. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung, wobei das Modell den überwiegenden Teil der Messpunkte mit einer Genauigkeit von unter  $\pm 7\%$  abbilden kann. Dies ist ein zufriedenstellender Wert, wenn man die große Bandbreite an Betriebsbedingungen (Temperaturen, Verdichter-Drehzahlen, siehe 3.2.1) und auch die

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Berücksichtigung von Abtauvorgängen<sup>6</sup> bedenkt. Die in Abschnitt 2.11.1 beschriebenen Systemsimulationen wurden bereits mit dem neu parametrisierten, mit Messdaten abgeglichenen, Wärmepumpenmodell durchgeführt.

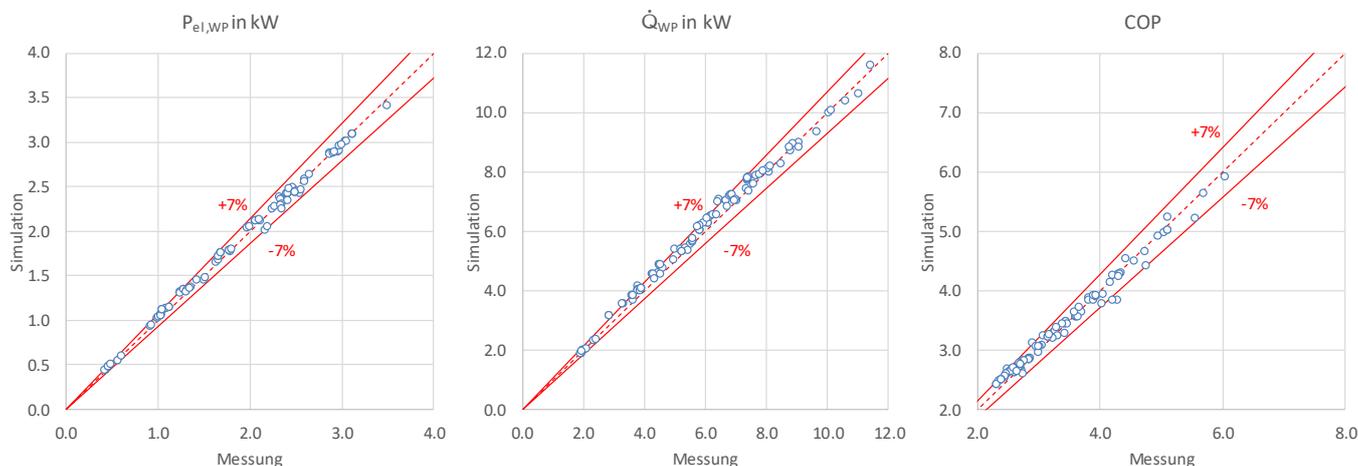


Abbildung 38: Vergleich zwischen Messung und Simulation für die Leistungsaufnahme der Wärmepumpe, die Heizleistung und den COP (v.l.n.r) für 48 Messpunkte.

<sup>6</sup> Die Abtauverluste werden im Modell vereinfacht berücksichtigt. Abhängig von der Verdampfungstemperatur sowie der Temperatur und Feuchte der Umgebungsluft wird das Eiswachstum auf dem Verdampfer abgeschätzt. Die zum Schmelzen des Eises notwendige Heizleistung wird von der Kondensator-Leistung abgezogen, wodurch der COP reduziert wird. Die Dynamik des Abtauprozesses wird nicht berücksichtigt.

## 4 Entwicklung des Wärmespeichers

Ein Teilziel des Projekts war die Entwicklung eines Speichers zur Speicherung von Wärme für Raumheizung und Warmwasser (Kombispeicher). Wenn diese Art von Speicher in Kombination mit einer Wärmepumpe verwendet wird, ist die Temperaturschichtung des Speichers ein entscheidender Faktor für die Gesamteffizienz und damit für die verbrauchte Endenergie des Systems. In diesem Abschnitt ist die Entwicklung des Kombispeichers im Projekt dokumentiert.

### 4.1 Zonierung des Speichers und Simulation von Diffusor-Geometrien

Grundlage für die Systementwicklung innerhalb des Projekts ist ein Systemaufbau mit einem Kombispeicher für die Warmwasserbereitung und Raumheizung (Abbildung 5). An den Kombispeicher ist eine Außenluft-Wärmepumpe angeschlossen. Über Dreiwegeventile wird entweder die Warmwasserzone des Speichers über die beiden oberen Anschlüsse oder die Raumheizungszone über die beiden unteren Anschlüsse beladen. Die Raumheizung wird von den Anschlüssen der Wärmepumpe über zwei T-Stücke in die Raumheizungszone des Speichers geführt. Durch diese Anordnung wird der Massenstrom über den Speicher im Raumheizungsbetrieb reduziert. Die Warmwasserbereitung erfolgt über ein Frischwassermodul (externer Plattenwärmetauscher) mit einer Temperatur von 45 °C am Warmwasser-Austritt. Abbildung 39 zeigt das hydraulische Schema, einschließlich der Systemgrenzen für den Speichertest, der in weiterer Folge durchgeführt wurde (siehe Abschnitt 4.2).

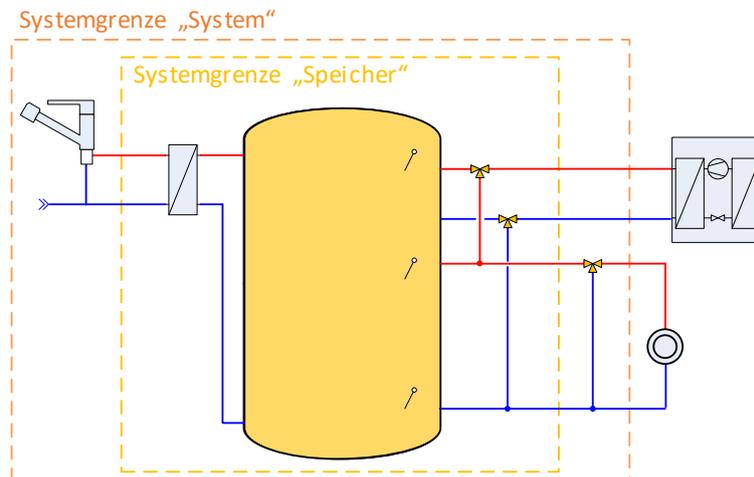


Abbildung 39: Hydraulisches Schema des Speichersystems inkl. den Systemgrenzen für den Speichertest

Für einen Pufferspeicher, der in Kombination mit einer Wärmepumpe verwendet wird, ist die thermische Schichtung von besonderer Bedeutung, da die Effizienz der Wärmepumpe von der Temperatur abhängt, bei der sie Wärme bereitstellen muss. Dabei treten im Wesentlichen drei Prozesse auf, die die Temperaturschichtung verschlechtern und somit den Stromverbrauch der Wärmepumpe erhöhen:

- Wärmeleitungs- und Wärmediffusionsprozesse im Speichermedium und im Material des Speicherbehälters und Einbauten wie Wärmetauschern,

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Vermischungsvorgänge durch auftriebsbedingte Flüssigkeitsbewegungen („plume entrainment“) und
- Vermischungsvorgänge, die durch die kinetische Energie und Turbulenzen an den Einlässen bei direkter Beladung verursacht werden („inlet jet mixing“).

In der Grundkonfiguration wurde ein Kombispeicher mit einem Volumen von 1000 l angenommen, dessen Daten vom Industriepartner zur Verfügung gestellt wurden. In einem ersten Schritt wurde mit Hilfe von Systemsimulationen die Position der Ein- und Auslässe sowie der Temperatursensoren am Speicher optimiert. Dazu wurden in einer großen Anzahl von Jahressimulationen in TRNSYS die einzelnen Anschlusshöhen und Fühlerpositionen in einem bestimmten Bereich variiert und so ein Optimum im Hinblick auf den Energieverbrauch des Gesamtsystems gefunden. In der Simulation wurde das Multiport-Speicher-Modell von Drück [21] mit einer vertikalen Knotenanzahl von 100 verwendet. Die Mischungsvorgänge, die durch „inlet jet mixing“ im Speicher verursacht werden, werden von diesem Modell nicht abgebildet. „Plume entrainment“ (das im Modell nur idealisiert dargestellt wird) wird durch die geeignete Wahl der Einlasspositionen vermieden.

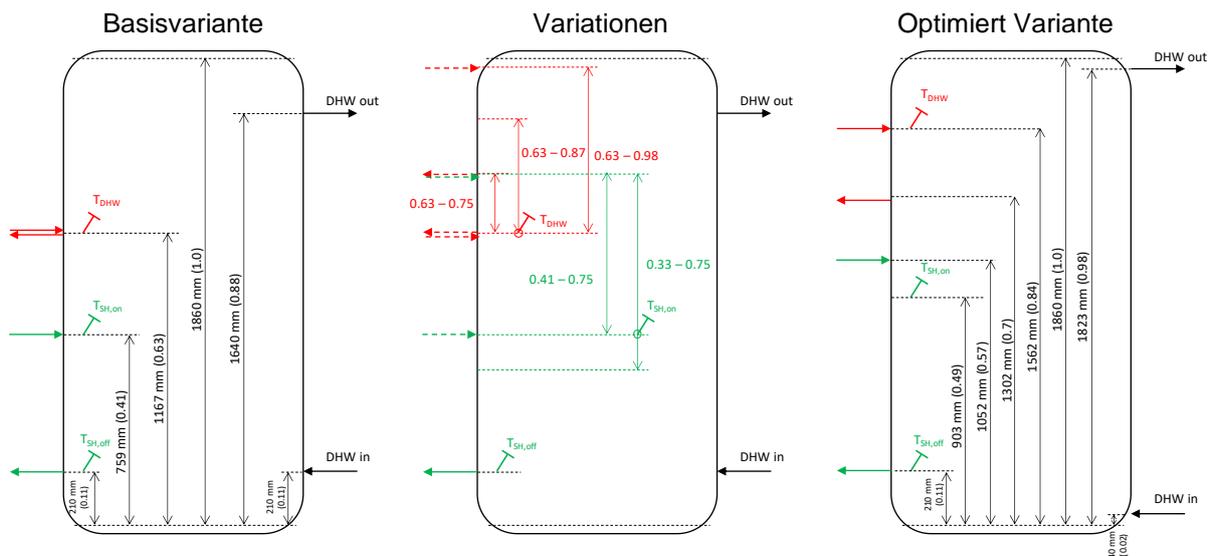


Abbildung 40: Optimierung der Speicheranschlüsse und Sensorpositionen (links: Original- bzw. Basiskonfiguration, Mitte: Variationsbereiche der Abschluss- und Sensorpositionen, rechts: optimierte Konfiguration)

In den Simulationen des Gesamtsystems führte die optimierte Anschlusskonfiguration zu einer Reduzierung des elektrischen Energieverbrauchs des Systems um 4 % gegenüber der Ausgangssituation (Abbildung 40, links). Wie bereits in der Arbeit von Gwerder et al. [33] gezeigt wurde, hat die Geometrie der Speichereinlässe einen sehr großen Einfluss auf die Schichtungseffizienz und die Erhaltung der Exergie im Speicher, insbesondere bei hohen Ladevolumenströmen, wie sie bei Wärmepumpen auftreten. Dies ist für den Betrieb mit einer Wärmepumpe besonders wichtig, da ein Verlust von Exergie (bzw. Produktion von Entropie) im Speicher zwangsläufig zu einem geringeren COP der Wärmepumpe während der Ladung und damit zu einem höheren Stromverbrauch des Systems führt (vgl. Haller et al. [34]).

Zur Ermittlung einer geeigneten Einlassgeometrie bzw. eines Diffusors wurden CFD-Simulationen mit ANSYS CFX 19.1 durchgeführt. Als Turbulenzmodell wurde das „Scale-Adaptive Shear-Stress-Transport-Modell“ verwendet. Der Einfluss des numerischen Rechen-Netzes bzw. der Netzgröße wurde zunächst durch eine Netzstudie bestimmt und eine sinnvolle Gittergröße für die Simulation festgelegt. Abbildung 41 zeigt eine Übersicht über die Netzstudie: Untersucht wurde die Thermokline<sup>7</sup> im Speicher nach 20 Minuten bei einer Warmwasserladung mit einem Eingangs-Massenstrom von 2750 kg/h bei einer Diffusor-Auslegung, die eine Eintritts-Geschwindigkeit in das Speichervolumen von <math><0.1\text{ m/s}</math> gewährleistet. D wurden verschiedene Tetraeder-Netze verwendet. Die Abbildung zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen der Simulationen in der Mitte (max./min. Netzweite von 20/3 mm) und rechts (max./min. Netzweite von 10/1 mm), so dass die in der Mitte gezeigte Netzkonfiguration gewählt wurde. Anschließend wurden die Lade- und Entladevorgänge sowohl der Warmwasserzone als auch der Raumheizungszone des Speichers mit unterschiedlichen Diffusor-Geometrien simuliert. Die Diffusor-Geometrie sollte dabei die Durchmischung im Speicher trotz der hohen Volumenströme so gering wie

möglich halten. Neun verschiedene Geometrien wurden simuliert und auf ihr Schichtungsverhalten untersucht: Fünf verschiedene Varianten eines Prallblechs bzw. einer Aufteilung in Strömungskanäle, drei verschiedene Geometrien, die aus einem Blech gefaltet und durch Punktschweißen an der Speicherwand befestigt werden können und eine Variante mit einem Lochblech am Einlauf zum Speichervolumen. Besonderes Augenmerk wurde auf die Beladung der Raumheizungszone gelegt, da der obere Teil des Speichers für die Speicherung von Wärme für die Warmwasserbereitung

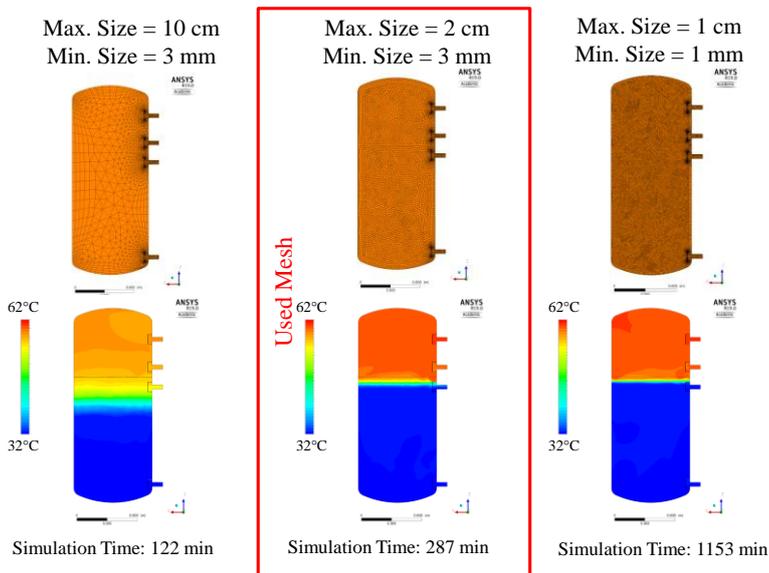


Abbildung 41: Überblick Netzstudie: Warmwasser-Ladebetrieb

mit wesentlich höheren Temperaturen reserviert ist und bei diesem Vorgang nicht negativ beeinflusst werden sollte (d.h. die Temperatur in diesem Bereich sollte aufgrund von Durchmischung absinken). Abbildung 42 zeigt beispielhaft die Temperaturverteilung im Speicher nach 7 min. Heizungsladung für verschiedene Diffusor-Geometrien. Jede der gezeigten Simulationen wurde mit der gleichen Temperatur von 50 °C im oberen Teil des Speichers oberhalb der Trennplatte gestartet.

<sup>7</sup> Übergang von Wasserschichten unterschiedlicher Temperatur

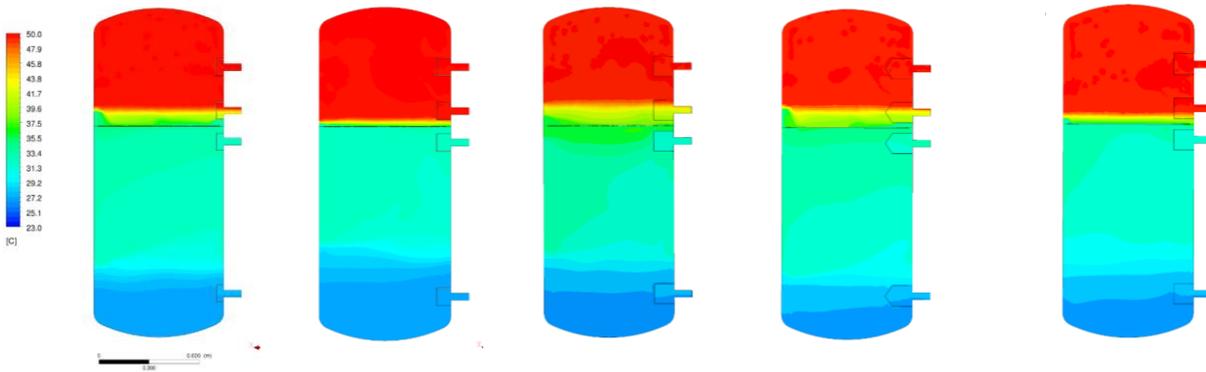


Abbildung 42: CFD-Simulation: Temperaturverteilung im Speicher nach 7 min. Raumheizungs-Beladung für verschiedene Diffusor-Geometrien; jede Simulation wurde mit der gleichen Temperatur von 50 °C im oberen Teil des Speichers gestartet.

Die Einlassgeometrie, die schließlich gewählt wurde, entspricht den Empfehlungen, die in Gwerder et al. [33] definiert sind. Entsprechend der mit Hilfe der Simulationen ermittelten Geometrien und Abmessungen wurde ein Speicher von Solarfocus gefertigt und an das Institut für Solartechnik SPF zur Prüfung geschickt.

## 4.2 Messung der Schichtungseffizienz

Es wurde ein Testverfahren zur Messung der Schichtungseffizienz als Leistungskennzahl eingesetzt. Die Methode Concise Cycle Test (CCT) folgt dem Hardware-in-the-Loop-Konzept: Der Speicher, einschließlich der Hydraulik zum Laden und Entladen (vgl. Abbildung 39), wird auf dem Prüfstand installiert. Der Prüfstand emuliert die thermische Last sowie eine Wärmepumpe zur Wärmebereitstellung entsprechend der Temperatur im Speicher. Es wird ein vordefiniertes 24-h-Lastprofil für Warmwasser- und Raumwärmebedarf verwendet, das mehrmals wiederholt wird (vgl. Haller et al. [36]).

Der Raumwärmebedarf des Testtages beträgt 42.5 kWh bei einer konstanten Außentemperatur von 2.5 °C. Abbildung 43 zeigt den kontinuierlichen Sollwert für die Raumheizung. Der Prüfstand emuliert sowohl die Heizkreispumpe als auch den Heizkreismischer. Die Rücklauftemperatur wird auf Basis der Vorlauftemperatur, die sich aus der vom Speicher und der Hydraulik gelieferten Temperatur ergibt, in Kombination mit der aktuellen Soll-Heizleistung und der Wärmeübertragungsrate an den beheizten Raum ermittelt und emuliert. Die Soll-Vorlauftemperatur für das Raum-Heizungssystem bleibt während des Tests konstant bei 30 °C. Um einen Test erfolgreich abzuschließen, muss die Vorlauftemperatur hoch genug sein, um einen Raum mit einer Temperatur von 20 °C und einer gegebenen Fußbodenheizung mit ihrer Wärmeübertragungsleistung mit Wärme zu versorgen, und die durchschnittliche Vorlauftemperatur während des Tests muss höher als 30 °C sein. Der tägliche Warmwasserbedarf beträgt 9.45 kWh, was einem Verbrauch von 232 l bei einer Kaltwassertemperatur von 10 °C und einer Warmwassertemperatur von 45 °C entspricht.

Zur Nachbildung der Wärmepumpe wurde das Modell einer nicht leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 15 kW bei A7W35 verwendet. Der Massenstrom in der Wärmepumpenemulation ist auf 2570 kg/h eingestellt, was einer Temperaturspreizung von 5 K für die Nennheizleistung entspricht.

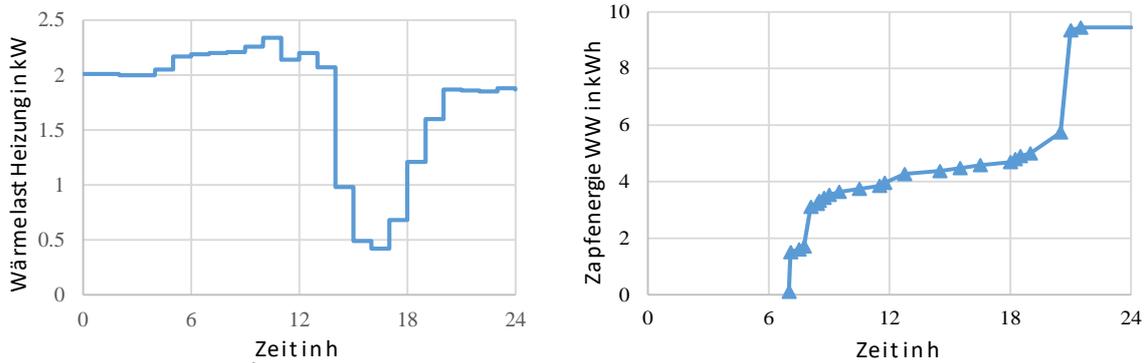


Abbildung 43: Wärmebedarf für Raumheizung (a) und Warmwasser (b) des verwendeten Testzyklus.

Das Prüfverfahren basiert auf der Tatsache, dass die Vermischung von Fluiden mit unterschiedlichen Temperaturen zu einer (messbaren) Entropieproduktion führt. Die Methode nutzt also den zweiten Hauptsatz der Thermodynamik, indem sie die irreversible Entropieproduktion von Speichersystemen ( $\Delta S_{irr,exp}$ ) während des Betriebs misst. Aus der während des Prüfzyklus gemessenen Entropieproduktion wird die Schichtungseffizienz ( $\zeta_{str}$ ) nach Gl. 17 als dimensionslose Größe bestimmt. Dazu wird die gemessene Entropieproduktion in Relation zur Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Speichers ( $\Delta S_{irr,mix}$ ) gesetzt<sup>8</sup>:

$$\zeta_{str} = 1 - \frac{\Delta S_{irr,exp}}{\Delta S_{irr,mix}} \quad \text{Gl. 17}$$

Die Schichtungseffizienz beschreibt also, wie gut der Speicher im Vergleich zu einem vollständig durchmischten Speicher (Worst Case) schichtet. Ein perfekt geschichtetes System<sup>9</sup> mit isentroper Be- und Entladung würde eine Schichtungseffizienz von 100 % erreichen, ein vollständig durchmischter Speicher 0 %. Die Methode ist ausführlich in Haller et al. [36], [34] beschrieben.

Für die Schichtungseffizienz sind nicht nur die Schichtungsvorgänge im Speicher relevant, sondern auch die Mischvorgänge und die Wärmeübertragung im hydraulischen System zur Be- und Entladung des Speichers. Daher werden auch externe Wärmetauscher, wie z. B. zur Warmwasserbereitung, die dafür vorgesehenen zusätzlichen Pumpen und die entsprechende Hydraulik in die Systemgrenze einbezogen. In Abbildung 39 sind verschiedene Grenzen für die Bilanzierung eingezeichnet, wobei die Grenze "System" die entscheidende beschreibt.

## 4.2.1 Testergebnisse

Während des Schichtungseffizienztests wird die Wärmepumpe in Abhängigkeit der Temperatur im Speicher ein- und ausgeschaltet. Abbildung 44 zeigt die Positionen der dafür verwendeten Sensoren. Die gewählten Solltemperaturen sind in Tabelle 11 dargestellt, wobei zu beachten ist, dass die Warmwasserbereitung im Speichertest auf zwei Zeitfenster pro Tag (von 2:00 bis 4:00 Uhr und von 16:00

<sup>8</sup> Der schlechteste Fall ist ein komplett durchmischter Speicher, der immer mit der maximalen Vorlauftemperatur der Wärmepumpe von 55 °C geladen werden muss.

<sup>9</sup> Ein perfekt geschichtetes System ist physikalisch nicht möglich, daher ist das Ergebnis der Messung immer kleiner als 100 %.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

bis 18:00 Uhr) beschränkt war. Die eingestellte Solltemperatur im Brauchwasser-Wärmetauscher betrug 47 °C. Damit konnte zu jeder Zeit eine Warmwassertemperatur von 45 °C gewährleistet werden.

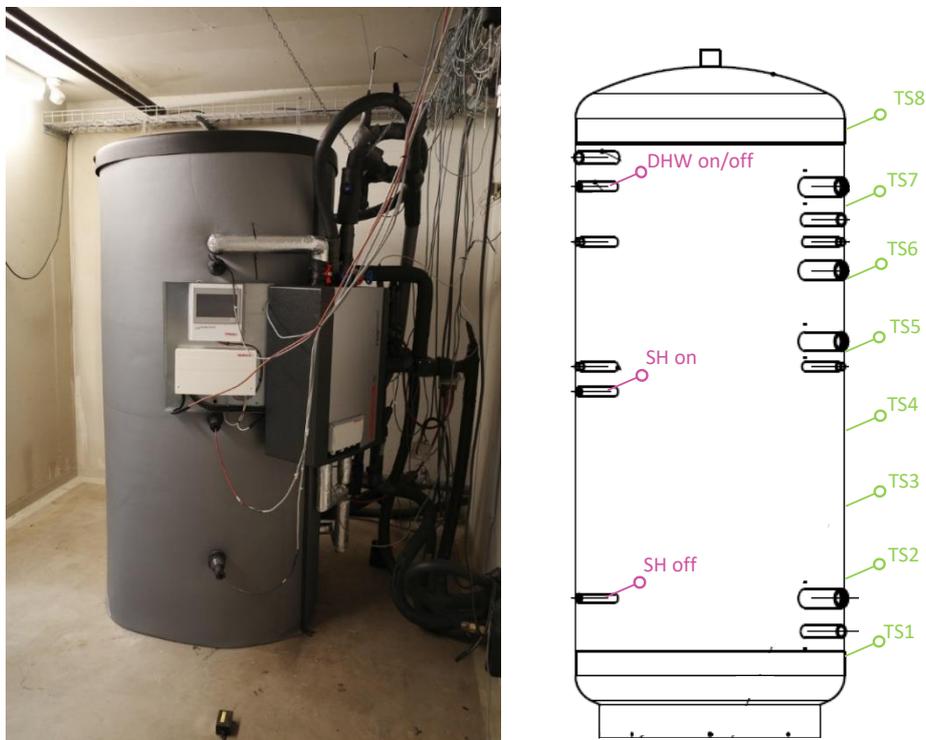


Abbildung 44: Speicher einschließlich der Hydraulik auf dem Prüfstand (links) und Positionen der Temperatursensoren für die Regelung der Wärmepumpe (Brauchwasser (DHW) ein/aus, Raumheizung (SH) ein/aus), sowie Positionen der Temperatursensoren, die zur Überwachung mit einem Sensorband äquidistant an der Speicherwand befestigt wurden (rechts).

Tabelle 11: Soll-Temperaturen für die Regelung der Wärmepumpe im Speichertest

|             |    |    |
|-------------|----|----|
| WW ein      | °C | 47 |
| WW aus      | °C | 51 |
| Heizung ein | °C | 25 |
| Heizung aus | °C | 27 |

Abbildung 45 zeigt die Temperaturverläufe während des 24-h-Testzyklus. Diese zeigen eine gute Trennung der Warmwasserzone von der Raumheizungszone. Während der Ladung der Warmwasserzone um 2:00 und 16:00 Uhr bleiben die Temperaturen im unteren Bereich unbeeinflusst. Auch während der Ladung der Raumheizungszone wird nur der Sensor TS6 in der Nähe der Schnittstelle zwischen den beiden Zonen leicht beeinflusst.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

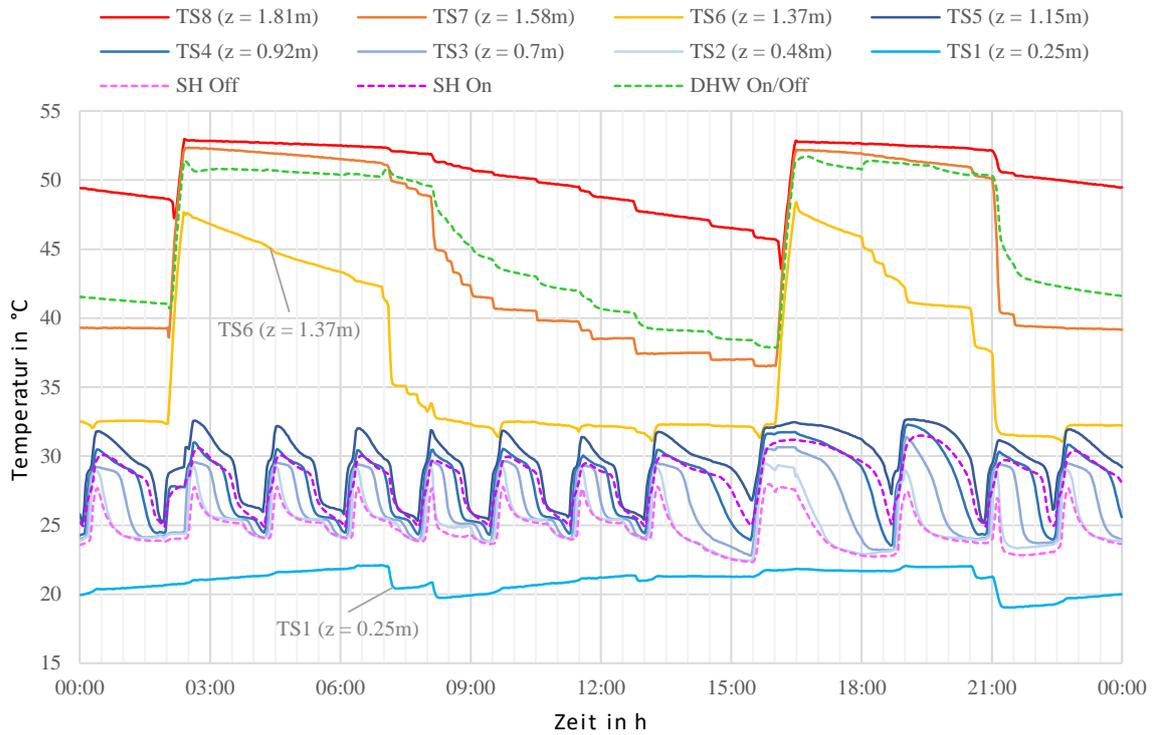


Abbildung 45: Temperaturen über die Dauer des Speichertests. Zusätzlich zu den Anlegefühlern TS1 bis TS8 an der Speicherwand, die nur zur Überwachung verwendet wurden, sind auch die Temperaturen zur Regelung der Wärmepumpe für Warmwasser (DHW) und Raumheizung (SH) dargestellt.

Abbildung 46 zeigt ein Energie-Temperatur-Diagramm des Speichertests. Dabei ist die der Anlage von der Wärmepumpe zugeführte sowie die von der Anlage an Raumheizung und Warmwasser abgegebene Wärmemenge nach der Vorlauftemperatur sortiert dargestellt. Der scharfe Knick der Raumheizungskurve resultiert daraus, dass die Mischung auf die Soll-Vorlauftemperatur von 30 °C nicht mit einem real installierten Mischer erfolgte, sondern von der Prüfstands-Software berechnet wurde. Es ist zu erkennen, dass bei einer Vorlauftemperatur unter 34 °C ca. 47 kWh von der Wärmepumpe abgegeben wurden, also etwas mehr, als zur Deckung des Raumwärmebedarfs notwendig war. Der Grund dafür ist die Vorwärmung der Warmwasserversorgung im unteren Teil des Speichers. Der Verlauf der Wärmeversorgung durch die Wärmepumpe zeigt einen Knick im Bereich der Raumheizungs-Wärmeversorgung. Bis zu einer Vorlauftemperatur von 30 °C bleibt die Vorlauftemperatur über einen längeren Zeitraum konstant. In dieser Zeit wird die Thermokline im Speicher nach unten gedrückt. Ist die Raumheizungszone vollständig beladen, steigt die Rücklauftemperatur und damit auch die angezeigte Vorlauftemperatur. Erst mit dem zweiten Zyklus wird die Temperatur auf die gewünschte Temperatur angehoben.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

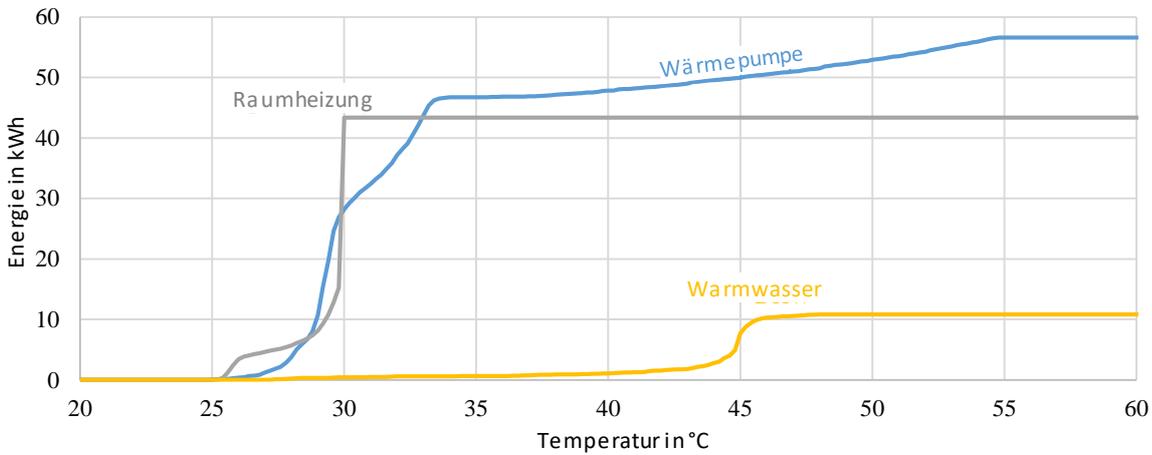


Abbildung 46: Energie-Temperatur-Diagramm des Speichertests.

Die Energiebilanzen und die im Speichersystem erzeugte Entropie sind in Tabelle 12 und Tabelle 13 dargestellt. Bei jedem Test wird der 24-Stunden-Testzyklus ohne Unterbrechung wiederholt, bis die Ergebnisse von drei aufeinanderfolgenden Testzyklen praktisch identisch sind. Dieser Bericht zeigt die Durchschnittswerte der letzten drei aufeinanderfolgenden Testzyklen. Die Schichtungseffizienz spiegelt sich in der gemessenen Entropieproduktion im System wider (Tabelle 13). Diese sollte für eine gute Schichtungseffizienz möglichst gering sein.

Tabelle 12: Ergebnisse des Schichtungstests – Energiebilanz in kWh.

|                                 |       |
|---------------------------------|-------|
| Wärmepumpe (Wärme, gesamt)      | 55.32 |
| Wärmepumpe (Wärme, WW-Modus)    | 9.38  |
| Raumheizung                     | 42.22 |
| WW (über 40 °C)                 | 9.45  |
| WW (unter 40 °C) <sup>(a)</sup> | 1.37  |
| Speicheränderung <sup>(b)</sup> | 0.26  |
| Verluste                        | 2.05  |

<sup>(a)</sup> Bei einer WW-Zapfung wird die Wärme erst ab einer Temperatur von 40 °C als Nutzwärme definiert.

<sup>(b)</sup> Differenz des Energieinhalts des Speichers zu Beginn und am Ende des 24-h Testzyklus (ein identischer Energieinhalt wird angestrebt).

Tabelle 13: Ergebnisse des Schichtungstests - Entropieproduktion im Speichersystem in kJ/K. Niedrige Werte bedeuten gute Schichtung und Exergie-Erhaltung.

|   |      |
|---|------|
| Im Speicher   | 7.52 |
| In der Hydraulik  | 1.11 |
| Gesamt  | 8.64 |
| Gesamt-Entropieproduktion eines vollständig durchmischten Speichers | 54.0 |

Aus der Entropiebilanz wird die Schichtungseffizienz für die bereits beschriebene Bilanzgrenzen berechnet (Abbildung 39):

- "Speicher": Für den Speicher mit allen internen und externen Wärmetauschern und der Hydraulik zur Beladung und Entladung. Diese Kennzahl gibt Auskunft über das Schichtungsverhalten des Speichers einschließlich der Beladehydraulik und der Wärmetauscher.
- "System": Für das Speichersystem einschließlich der Entladehydraulik. Diese Kennzahl berücksichtigt auch die Entropieproduktion in den Mischventilen für Raumheizung und Warmwasser ("Systemgrenze System").

Die Differenz zwischen den beiden Werten gibt Aufschluss über den Einfluss der Einbindung des Speichers in das System und die Regelung der Ladung und Entladung. Die Zahlen sind in Tabelle 14 zusammen mit der Wiederholbarkeit<sup>10</sup> der Ergebnisse dargestellt.

Die Warmwasserverhältnis ist das Verhältnis der von der Wärmepumpe im WW-Betrieb abgegebenen Wärmemenge zum tatsächlich aus dem Speicher entnommenen Brauchwasser. Diese Zahl gibt einen wichtigen Hinweis auf die Qualität der Trennung der verschiedenen Zonen für Warmwasser und Raumheizung im Speicher und ist daher ein guter Indikator für die Qualität des Speicher-Konzepts und -Managements. Ziel sollte es sein, einen möglichst niedrigen Wert für das Warmwasserverhältnis zu erreichen<sup>11</sup>.

Tabelle 14: Schichtungseffizienz und Warmwasserverhältnis.

|  |              |
|--|--------------|
| <b>Schichtungseffizienz Speicher (%)</b> | <b>86.07</b> |
| zweifache Standardabweichung (%)         | 0.11         |
| <b>Schichtungseffizienz System (%)</b>   | <b>84.01</b> |
| zweifache Standardabweichung (%)         | 0.02         |
| <b>WW-Verhältnis (-)</b>                 | <b>0.87</b>  |
| zweifache Standardabweichung (%)         | 1.34         |

Tabelle 15 zeigt die nach Leistung gewichteten Durchschnittstemperaturen der Wärmelieferung und des Wärmebezugs. Die mittlere Vorlauftemperatur der Wärmepumpe wird nach Gl. 18 ermittelt. Die Bestimmung der Temperaturen für den Wärmebezug erfolgt analog.

$$\overline{T_{HP,flow}} = \frac{\sum(T_{HP,flow,i} \cdot \dot{Q}_{HP,i})}{\sum \dot{Q}_{HP,i}} \quad \text{Gl. 18}$$

<sup>10</sup> Angegeben durch die zweifache Standardabweichung des Mittelwerts aus drei aufeinanderfolgenden Messungen.

<sup>11</sup> Unter der Annahme, dass das Wasser im unteren Teil des Speichers auf die Temperatur des Heizungssystems vorgewärmt wird, sollte die von der Wärmepumpe gelieferte Wärmemenge für WW die aus dem Speicher entnommene Wärmemenge für WW nicht übersteigen.

Tabelle 15: Nach Leistung gewichtete Vorlauftemperaturen der Wärmelieferung und des Wärmebezugs.

|                       |      |
|-----------------------|------|
| <b>Wärmelieferung</b> |      |
| Wärmepumpe [°C]       | 33.1 |
| <b>Wärmebezug</b>     |      |
| Raumheizung [°C]      | 30.4 |
| Warmwasser [°C]       | 43.5 |

Abb. 9 zeigt die Schichtungseffizienz (grün) des Systems. Dargestellt ist auch der Verlust an Schichtungseffizienz, welcher auf die Mischung (Entropieproduktion) im Speicher (Dunkelgrau) bzw. in der Hydraulik (helles Grau) zurückzuführen ist.

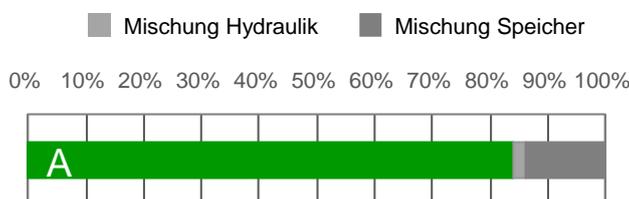


Abbildung 47: Schichtungseffizienz und Schichtungsverluste des Systems.

## 4.3 Abgleich des Speicher-Simulationsmodells mit Messdaten

Nach Abschluss des Schichtungstests mit dem Kombispeicher wurde der gleiche Testzyklus auf das Simulationsmodell des Speichers in TRNSYS (siehe Abschnitt 2.4) angewendet. Abbildung 48 zeigt die Temperaturverläufe aus den Messungen im Vergleich zu jenen aus der Simulation (Sensorpositionen nach Abbildung 44). Es ist zu erkennen, dass die Speichertemperaturen während der Ladung durch die Wärmepumpe sowohl für Warmwasser als auch für Raumheizung recht gut zwischen Messung und Simulation übereinstimmen. Ein Unterschied ist vor allem bei der Entladung des Speichers über das Frischwassermodul zu erkennen: Die Temperaturen im oberen Teil des Speichers bleiben in der Simulation länger auf einem höheren Niveau als in der Messung. Die Temperatur im untersten Bereich des Speichers (TS1) ist in der Simulation niedriger als in der Messung.

Um eine bessere Übereinstimmung zu erreichen, mussten einige Parameter des Frischwassermoduls angepasst werden. Die Solltemperatur des Frischwassermoduls wurde entsprechend des tatsächlich in der Messung verwendeten Werts auf 47 °C angepasst, die Rohrlänge zwischen Frischwassermodul und Speicher wurde auf 1.5 m statt 0.5 m vergrößert und der UA-Wert des Trinkwasserwärmetauschers wurde um 20 % reduziert. Durch diese kleinen Anpassungen wurde eine deutlich bessere Übereinstimmung der Simulation mit den Messdaten erreicht, wie in Abbildung 49 dargestellt.

Die in Abschnitt 2.11.1 beschriebenen Systemsimulationen wurden bereits mit dem neu parametrisierten, mit Messdaten abgeglichenen, Speichermodell durchgeführt.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

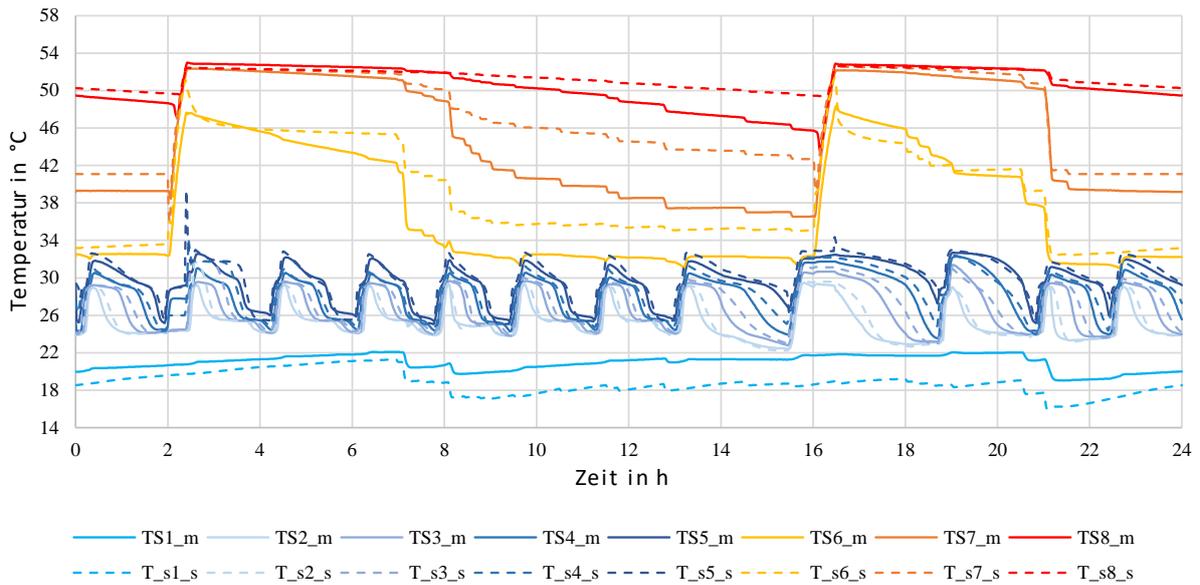


Abbildung 48: Vergleich der simulierten (*\_s*) und gemessenen (*\_m*) Temperaturen im Kombispeicher mit der ursprünglichen Parametrierung der Modelle für Speicher und Frischwassermodul.

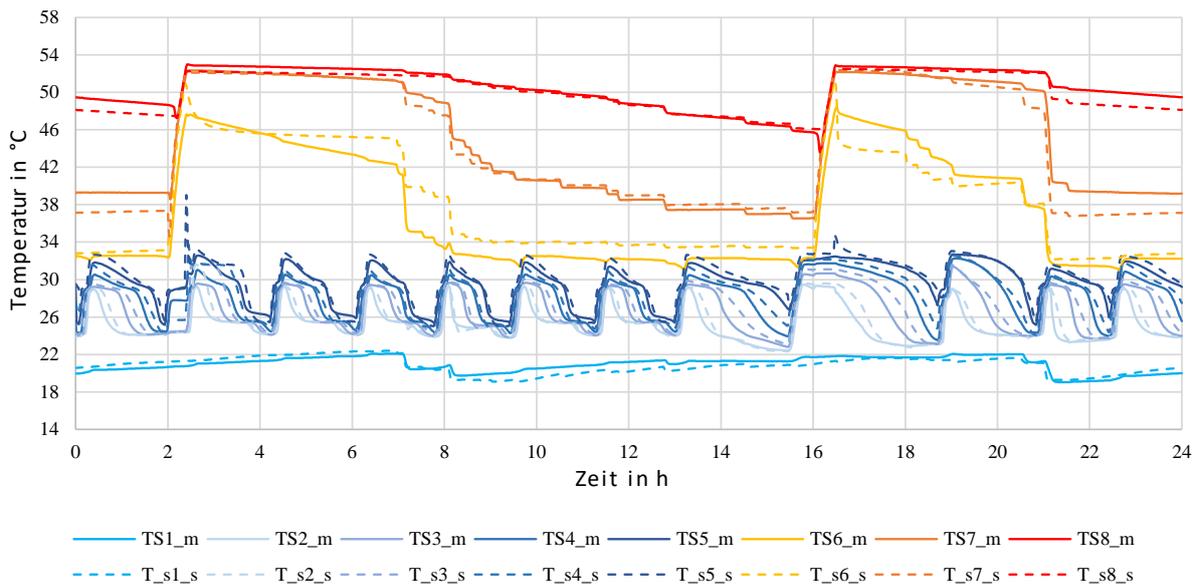


Abbildung 49: Vergleich der simulierten (*\_s*) und gemessenen (*\_m*) Temperaturen im Kombispeicher nach Anpassung der beschriebenen Parameter des Frischwassermoduls.

Der Vergleich zeigt, dass eine Durchmischung im Speicher (aufgrund der einströmenden Volumenströme) durch die an den Einlässen eingebauten Diffusoren so gut verhindert wird, dass eine exakte Simulation des Speichers auch mit einem Modell möglich ist, das Mischvorgänge an Einlässen nicht darstellen kann.

### 5 Hardware-in-the-Loop Systemtest

Über einen Systemtest im Hardware-in-the-Loop Verfahren mit dem sogenannten Concise Cycle Test (CCT) [37] sollte die mittels der Systemsimulationen in TRNSYS prognostizierte Effizienz (siehe Abschnitt 2.11.1 und 0) des Systems nachgewiesen werden. Die „Concise Cycle Test“ Methode (CCT) ist eine am SPF entwickelte dynamische Methode für die Prüfung von Systemen zur Wärmebereitstellung, die sich sowohl für das Testen von monovalent betriebenen Anlagen als auch für Anlagen mit Solarwärme-Unterstützung eignet. Dabei werden nicht einzelne stationäre Betriebszustände gemessen, sondern es muss in einem dynamischen, 6-tägigen Prüfzyklus ein komplettes Gebäude mit Wärme versorgt werden. Dieser Prüfzyklus wurde so konzipiert, dass eine direkte Extrapolation der Ergebnisse auf die Leistungsdaten eines ganzen Jahres möglich ist. Das Verfahren liefert somit Resultate für alle Betriebszustände aus allen Jahreszeiten, und dies weit schneller, präziser und kostengünstiger als jegliche Feldtests.

#### 5.1 Anpassungen der Testprozedur für das Projekt

Die Testprozedur inklusive der verwendeten Randbedingungen ist im Dokument "Concise Cycle Test - Beschreibung der Prüfmethode" [37] zusammengefasst. Es handelt sich dabei um einen Benchmark Test, bei dem eine fix definierte Last unter vorgegebenen Randbedingungen gedeckt werden muss. Auf diese Weise wird eine Vergleichbarkeit der Resultate verschiedener Systeme sichergestellt.

Das im Projekt HybridHeat4San entwickelte System wurde allerdings für andere Randbedingungen entwickelt als sie für den CCT vorgegeben sind. Insbesondere das Heizungssystem im Gebäude unterscheidet sich dabei deutlich: Während im CCT ein Niedertemperatur-Heizungssystem verwendet wird, ist das hier entwickelte System für die Kombination mit Radiatoren geeignet. Aus diesem Grund wurden mehrere Anpassungen vorgenommen, die im Folgenden beschrieben sind.

##### Gebäude und Heizlast

Im Hintergrund der Messung läuft die Simulation eines Gebäudes inklusive des Wärmeübertragungssystems. Für den Systemtest wurde dazu das Gebäude, das in den im Projekt durchgeführten Simulationen verwendet wurde (Abschnitt 2.1.1), in den Test integriert. Die Raumsolltemperatur des Gebäudes wurde analog zu den Simulationen auf 22 °C festgelegt, wobei eine Abweichung um  $\pm 0.5$  K in Abhängigkeit des zur Verfügung stehenden Angebotes an PV-Strom eingeräumt wurde (vgl. Abschnitt 2.7.4). Dies entspricht einer dynamischen Nutzung der Gebäudemasse als zusätzlicher Speicher. Als Konsequenz aus dieser Regelstrategie musste auf ein vordefiniertes Lastprofil für die Raumheizung verzichtet werden<sup>12</sup>.

##### Wetterdaten

Bedingt durch die leichtere Bauweise des dem Test hinterlegten Gebäudes im angepassten CCT wurden neue Wetterdaten mit dem Ziel eines repräsentativen Prüfzyklus erstellt. Als Ausgangslage wurden die

---

<sup>12</sup> Die Vergleichbarkeit der Resultate aus dem CCT beruht auf einer identischen Last in allen Messungen. Durch die Änderung des Gebäudes ist dieses Kriterium ohnehin nicht mehr gegeben.

bereits zuvor verwendeten Jahresdaten mit Standort Zürich verwendet. Aus den Testtagen wurden sechs einzelne Tage gewählt, die in Temperatur und Strahlungssumme einen typischen Jahresverlauf abbilden. Die gewählten Tage wurden zu einem Testzyklus zusammengefasst und so bearbeitet, dass ein nahtloser Übergang zwischen den Tagen inclusive dem Übergang vom Ende des Tag 6 zum Beginn des Tag 1 resultiert. Die resultierenden Wetterdaten sind in Abbildung 50 dargestellt.

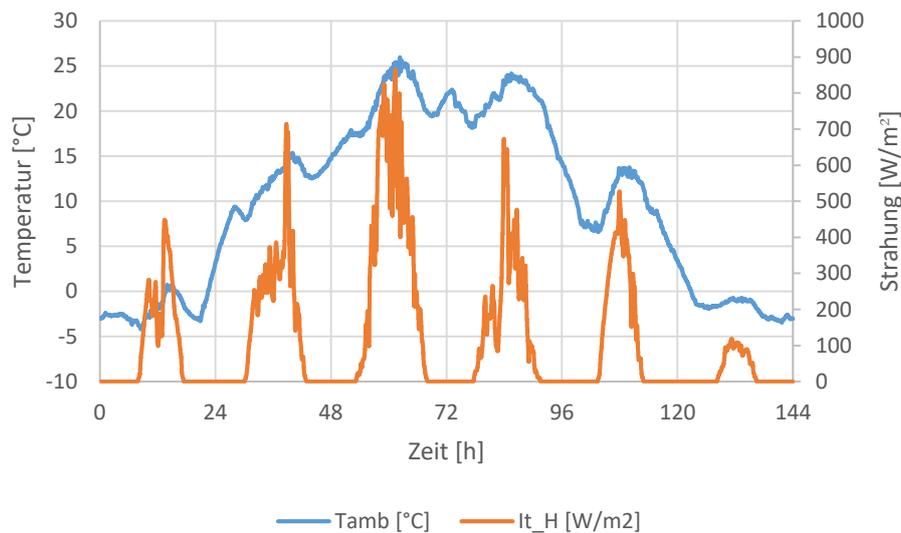


Abbildung 50: Hydraulikschema des geprüften Systems

## Haushaltsstromprofil

Analog zur Anpassung der Wetterdaten wurde auch ein neues Haushaltsstromprofil erstellt. Im Unterschied zu den Wetterdaten wurden hier allerdings andere Ausgangsdaten verwendet, nämlich das mit dem Programm Loadprofilegenerator [11] generierte Jahresprofil eines 4-Personen Haushalts.

## 5.2 Randbedingungen / Prüfbedingungen

### 5.2.1 Geprüftes System

Das Hydraulikschema des Systems ist in Abbildung 51 dargestellt. Die Wärmepumpe ist über Umschaltventile in Vor- und Rücklauf eingebunden. Die Heizgruppe zur Raumheizung ist jeweils über T-Stücke zwischen dem Speicher und den Umschaltventilen der Wärmepumpe eingebunden. Das Frischwassermodul hat im Rücklauf ein Umschaltventil um den Rücklauf im Fall einer Zirkulationsleitung im oberen Teil des Speichers zurückzuführen. Im durchgeführten Test wurde keine Zirkulation verwendet.

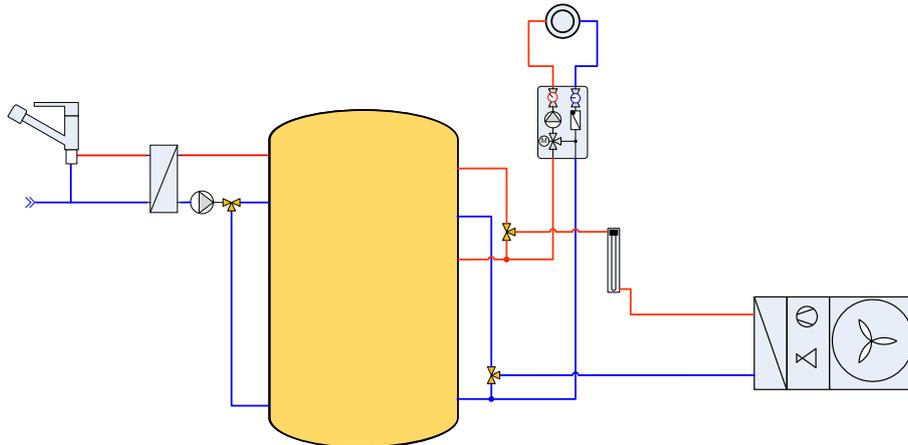


Abbildung 51: Hydraulikschema des geprüften Systems

## 5.2.2 Simulierte und emulierte Komponenten

Auf dem Prüfstand wird der realitätsnahe Betrieb des kompletten Heizungssystems im hardware-in-the-loop Verfahren ermöglicht. Dazu simuliert und emuliert<sup>13</sup> der Prüfstand während dem Prüfzyklus ein komplettes Gebäude mit dessen Wärme- und Strombedarf. Das Konzept der Messung ist in Abbildung 52 dargestellt. Die emulierten Komponenten sind in olivgrün eingezeichnet.

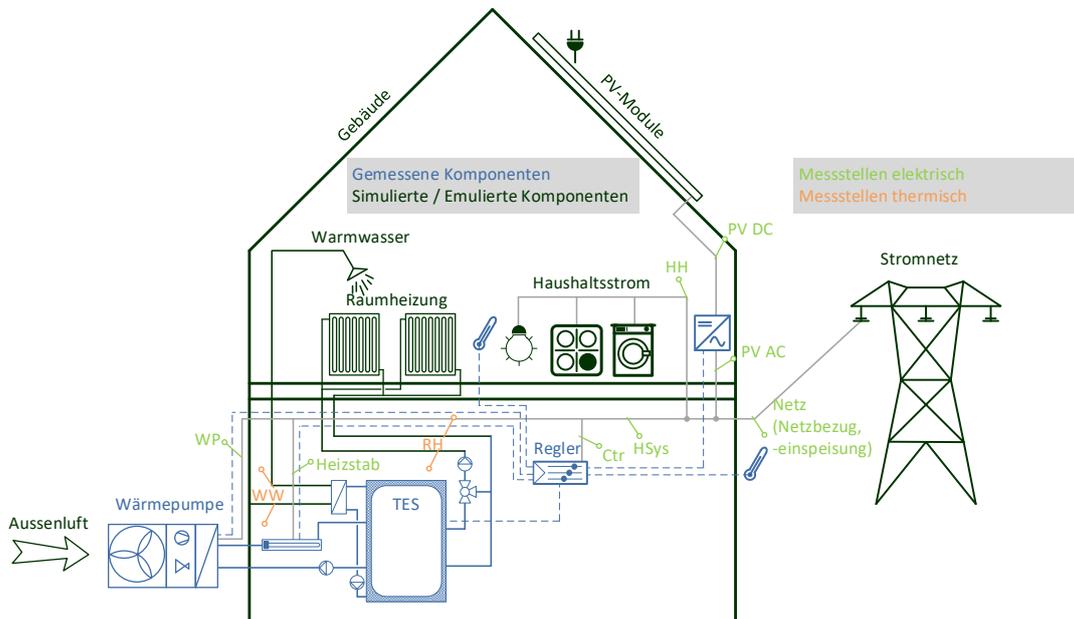


Abbildung 52: Konzept des Systemtests mit Aufteilung in gemessene Komponenten und simulierte / emulierte Komponenten sowie der elektrischen und thermischen Messstellen [37]

## 5.2.3 Elektrische Messstellen

Im Test wird die elektrische Leistung an mehreren Stellen gemessen. Die Messstellen sind in Abbildung 52 grün eingezeichnet. Die Angabe erfolgt jeweils in kW. Die zur Bilanzierung wichtigen Größen wurden jeweils galvanisch eingebunden gemessen. Diese Größen sind:

<sup>13</sup> Mit Emulation bezeichnet man die Nachahmung des bekannten Verhaltens eines Systems durch ein anderes, technisches System. In diesem Falle die Nachahmung des Verhaltens eines Gebäudes durch die Hardware des Prüfstandes.

|                 |  |
|-----------------|--|
| $W_{el,PV}$     | <i>Produzierter PV-Strom. Die Messung erfolgt gleich- und wechselstromseitig, zur Bilanzierung wird die Messung des Wechselstroms verwendet.</i> |
| $W_{el,hh}$     | <i>Im Gebäude benötigter Haushaltsstrom</i>  |
| $W_{el,feedin}$ | <i>Netzeinspeisung</i>   |
| $W_{el,grid}$   | <i>Netzbezug</i>   |

Zum besseren Verständnis und zur Funktionskontrolle wurden zusätzliche Messungen berührungslos mittels Rogowskispulen durchgeführt. Die berührungslose Messung ist mit einer höheren Messunsicherheit behaftet als die galvanisch eingebundenen Messungen. Die auf diese Weise gemessenen Größen sind:

|                  |   |
|------------------|---|
| $W_{el,sys,ctr}$ | <i>Verbrauch des Reglers inklusive diverser Pumpen</i>  |
| $W_{el,WP}$      | <i>Verbrauch der Wärmepumpe (Außeneinheit mit Kompressor)</i>   |
| $W_{el,heater}$  | <i>Verbrauch des Heizstabes</i>   |
| $W_{el,sys}$     | <i>Verbrauch des Wärmepumpen-Heizungssystems inklusive des Reglers, aller Pumpen sowie des Heizstabes</i> |

Der elektrische Gesamtenergieverbrauch wird als  $W_{el,tot}$  bezeichnet. Dieser besteht aus dem elektrischen Energiebedarf für Haushaltsstrom und dem elektrischen Verbrauch des Heizungssystems und kann nach Gl. 19 berechnet werden. Die in dieser Formel verwendeten Größen werden allerdings zum Teil mit berührungslosen Messstellen und entsprechend großer Unsicherheit erfasst. Aus diesem Grund wird der Gesamtenergieverbrauch nach Gl. 20 errechnet: Der gesamte Strom, der von der PV-Anlage geliefert aber nicht eingespeist wurde plus der Netzbezug ergeben den Gesamtenergieverbrauch.

$$W_{el,ges} = W_{el,hh} + W_{el,sys} \quad \text{Gl. 19}$$

$$W_{el,tot} = W_{el,PV} - W_{el,feedin} + W_{el,grid} \quad \text{Gl. 20}$$

## 5.2.4 Thermische Messstellen

Die zur Bilanzierung wichtigen thermischen Größen wurden jeweils mit Temperaturfühlern im Vor- und Rücklauf sowie mit einem Volumen- oder Massenstrommessgerät erfasst. Aus diesen Werten wurde dann sekundlich die Leistung berechnet, die wiederum zur Energie auf-integriert wurde:

|           |   |
|-----------|---|
| $Q_{SH}$  | <i>In die Raumheizungsverteilung eingespeiste Energie.</i>  |
| $Q_{DHW}$ | <i>In die Warmwasserverteilung eingespeiste Energie. Die Energie wird aufgeteilt in einen Anteil "nutzbarer" und "nicht nutzbarer" Energie. Als nutzbar wird die Wärme nach dem Erreichen der Mindesttemperatur von 40 °C bezeichnet.</i> |

## 5.2.5 Kennzahlen

Zur Auswertung des Tests wurden Kennzahlen verwendet, die im Falle des Eigenverbrauchsanteils (SCR) und des Autarkiegrads (SSR) schon in Abschnitt 2.6 beschrieben wurden.

Die Arbeitszahl des Heizungssystems ( $AZ_{sys}$ ) zeigt die Effizienz der gesamten Anlage. Diese beinhaltet entsprechend auch die Verluste der Speicher und der Hydraulik.

$$AZ_{sys} = \frac{Q_{SH} + Q_{DHW}}{W_{el,sys}} \quad \text{Gl. 21}$$

Die Netzaufwandszahl  $R_{grid}$  beschreibt das Verhältnis der ab Netz bezogenen Energie zum Gesamt-Nutzenergiebedarf ( $Q_{SH} + Q_{DHW}$ ).

$$R_{grid} = \frac{W_{el,grid}}{Q_{SH} + Q_{DHW}} \quad \text{Gl. 22}$$

Das PV-Ertragsverhältnis  $R_{PV}$  beschreibt das Verhältnis des PV-Ertrages zum elektrischen Gesamtenergieverbrauch.

$$R_{PV} = \frac{W_{el,PV}}{W_{el,tot}} \quad \text{Gl. 23}$$

## 5.2.6 Randbedingungen und Last

Die Randbedingungen für Klima und Last wurden bereits weitestgehend im Abschnitt 5.1 beschrieben. Die Wetterdaten, das Gebäudemodell sowie das Haushaltsstromprofil wurden an die Randbedingungen im vorliegenden Projekt angepasst. Das Warmwasser-Zapfprofil wurde unverändert übernommen. Die einzelnen Zapfungen sind in Durchsatz, Tageszeit, Energiemenge und Kaltwassertemperatur realistisch verteilt. Die einzelnen Tage des Prüfzyklus sind verschieden, die Energiemenge variiert zwischen 6 kWh/d und 12 kWh/d.

## 5.3 Resultate

### 5.3.1 Tageswerte

In Abbildung 53 ist der Bezug an Warmwasser und Raumwärme in kWh an den einzelnen Test-Tagen dargestellt. Die „nutzbare“, d.h. über der Mindesttemperatur von 40 °C zu liefernde Warmwasserenergie ist durch Sollwerte in der Prüfmethode vorgegeben. Lediglich der „nicht nutzbare“ Anteil des Warmwassers ist variabel. Je schneller der Sollwert während einer Warmwasser-Zapfung erreicht wird, desto geringer fällt dieser Teil aus. Insgesamt wurden 7.4 kWh Warmwasser unterhalb des Sollwertes bezogen. Damit beträgt der Anteil der „nicht nutzbaren“ Energie 12 % des gesamten Warmwasserbezuges.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

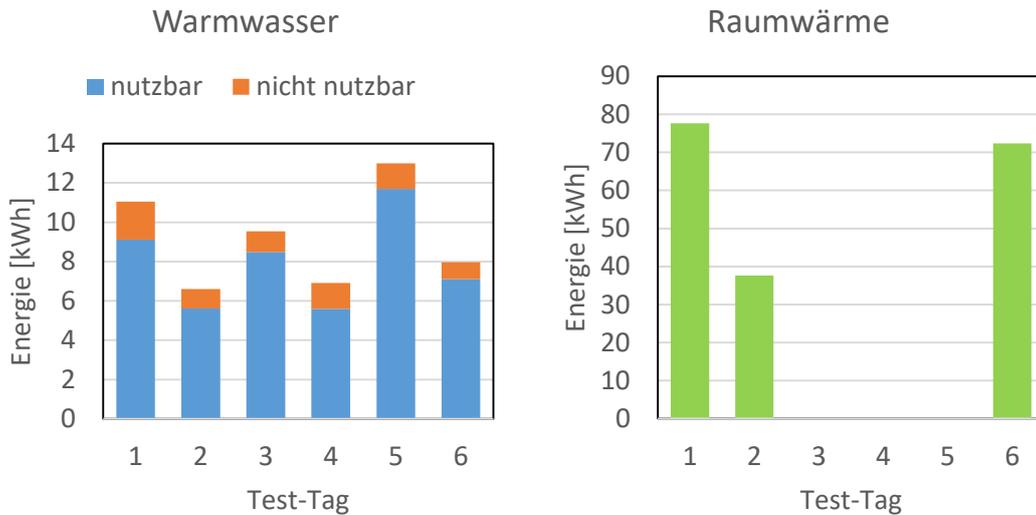


Abbildung 53: Bezug an Warmwasser und Raumwärme in kWh an den einzelnen Testtagen.

Die Lieferung von Raumwärme an das Gebäude war im Test freigegeben, d.h. es wurden keine Sollwerte zur Raumheizung vordefiniert. Von den vier Testtagen mit einer mittleren Außentemperatur < 15 °C (1 und 2 sowie 5 und 6) wurde an drei Tagen Wärme an das Gebäude geliefert. In Abbildung 54 ist der Bezug (In) und Verbrauch (Out) von elektrischer Energie in kWh während der einzelnen Testtage dargestellt. Der Haushaltsstrom ist durch das vorgegebene Lastprofil definiert, der PV-Ertrag wird weitestgehend durch die Wetterdaten bestimmt. Die Größen Netzbezug und –Einspeisung sowie der Verbrauch an elektrischer Energie durch das Heizungssystem werden durch das geprüfte System und dessen Regelstrategie bestimmt.

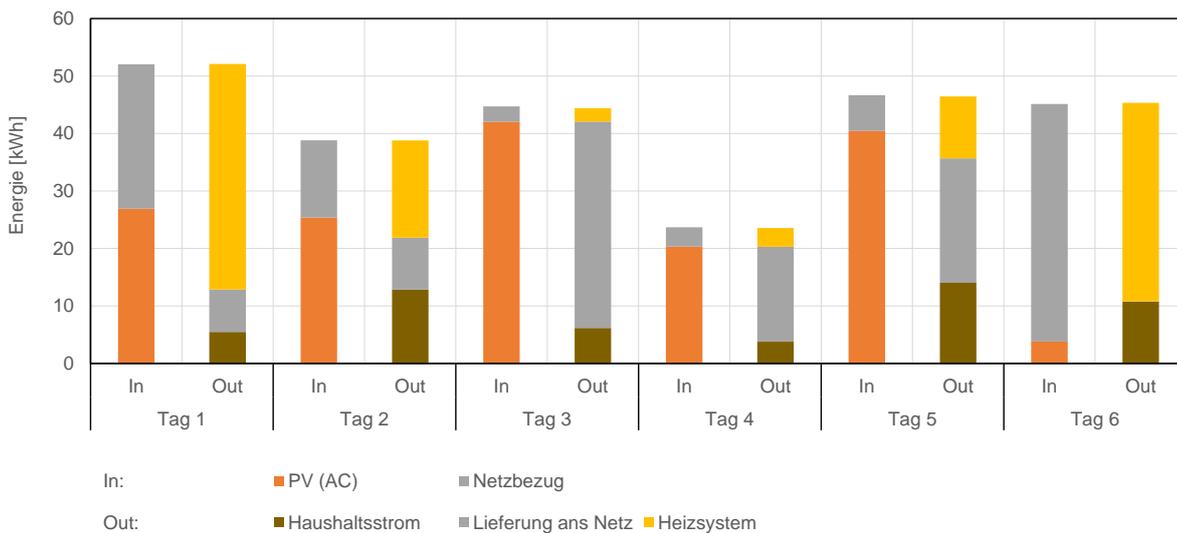


Abbildung 54: Elektrische Energie an den einzelnen Test-Tagen in kWh.

In Abbildung 55 wird die Aufteilung des Netzbezugs nach Verbrauchern gezeigt. Die Aufteilung erfolgt, wie in den im Projekt durchgeführten Simulationen, nach folgenden Prinzipien:

- PV-Strom wird prioritär für den Haushaltsstrom verwendet.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

- Wird durch die PV-Anlage mehr Strom produziert, als zur Deckung des Haushaltsstromes nötig ist, so kann dieser Strom als Überschuss für die Wärmepumpe verwendet werden. Der verbleibende Überschuss wird ins Netz eingespeist.
- Reicht der PV-Strom nicht, um zusätzlich den Bedarf der Wärmepumpe zu decken, so wird der Netzbezug zuerst der Wärmepumpe zugerechnet.

Auffällig ist, dass an den Tagen 3, 4 und 5 nahezu kein Strom vom Netz für das Heizungssystem bezogen wurde. Lediglich an Tag 6 wurde der Bedarf des Heizungssystems überwiegend mit Netzstrom gedeckt.

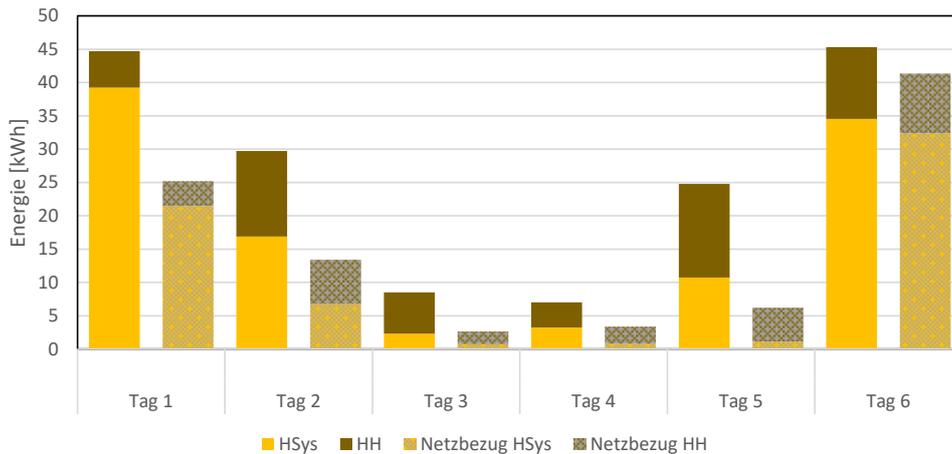


Abbildung 55: Netzbezug nach Verbrauchern.

In Abbildung 56 ist der PV-Ertrag sowie der PV-Überschuss an den 6 Test-Tagen dargestellt. Der Überschuss resultiert aus den Profilen für Solarstrahlung und Haushaltsstrombedarf. Die Differenz entspricht dem Eigenverbrauch für Haushaltsstrom. Neben dem PV-Überschuss ist auch die Netzeinspeisung dargestellt. Die Differenz aus diesen beiden Größen entspricht dem Eigenverbrauch für das Heizungssystem. Es ist deutlich zu sehen, dass an den Test-Tagen 1 und 2 mit Raumwärmebedarf ein sehr hoher Anteil an PV-Strom durch das Heizungssystem verbraucht wird.

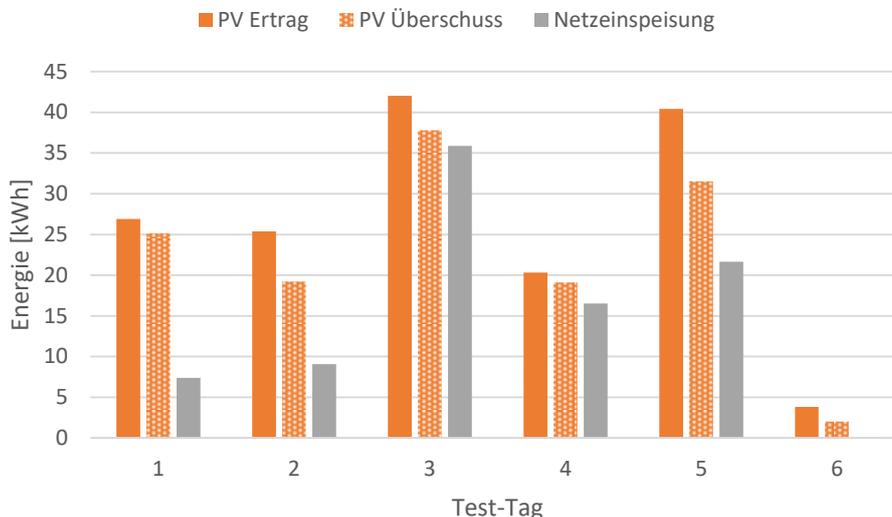


Abbildung 56: PV-Ertrag und -Überschuss sowie Netzeinspeisung im 6-Tages Test.

## 5.3.2 Zeitlicher Verlauf elektrischer Größen

Die drei Verläufe in Abbildung 57 zeigen die elektrischen Leistungsmesswerte für je zwei Tage, insgesamt also für die gesamten sechs Test-Tage. Die Daten wurden für die Grafik auf 15-Minuten Werte gemittelt. Die rot ausgezogene Linie stellt jeweils die Strom-Netzbilanz dar, wobei positive Werte Netzbezug und negative Werte Netzeinspeisung bedeuten.

Insgesamt wurde über den CCT eine Eigenverbrauchsquote von 43 % erreicht. Der Autarkiegrad beträgt 42.6 %. Für die gesamte Nutzenergie (thermisch und elektrisch) wurden 31.7 % ab Netz bezogen (Netzaufwandszahl), bei einem PV-Ertragsverhältnis von 99 %.

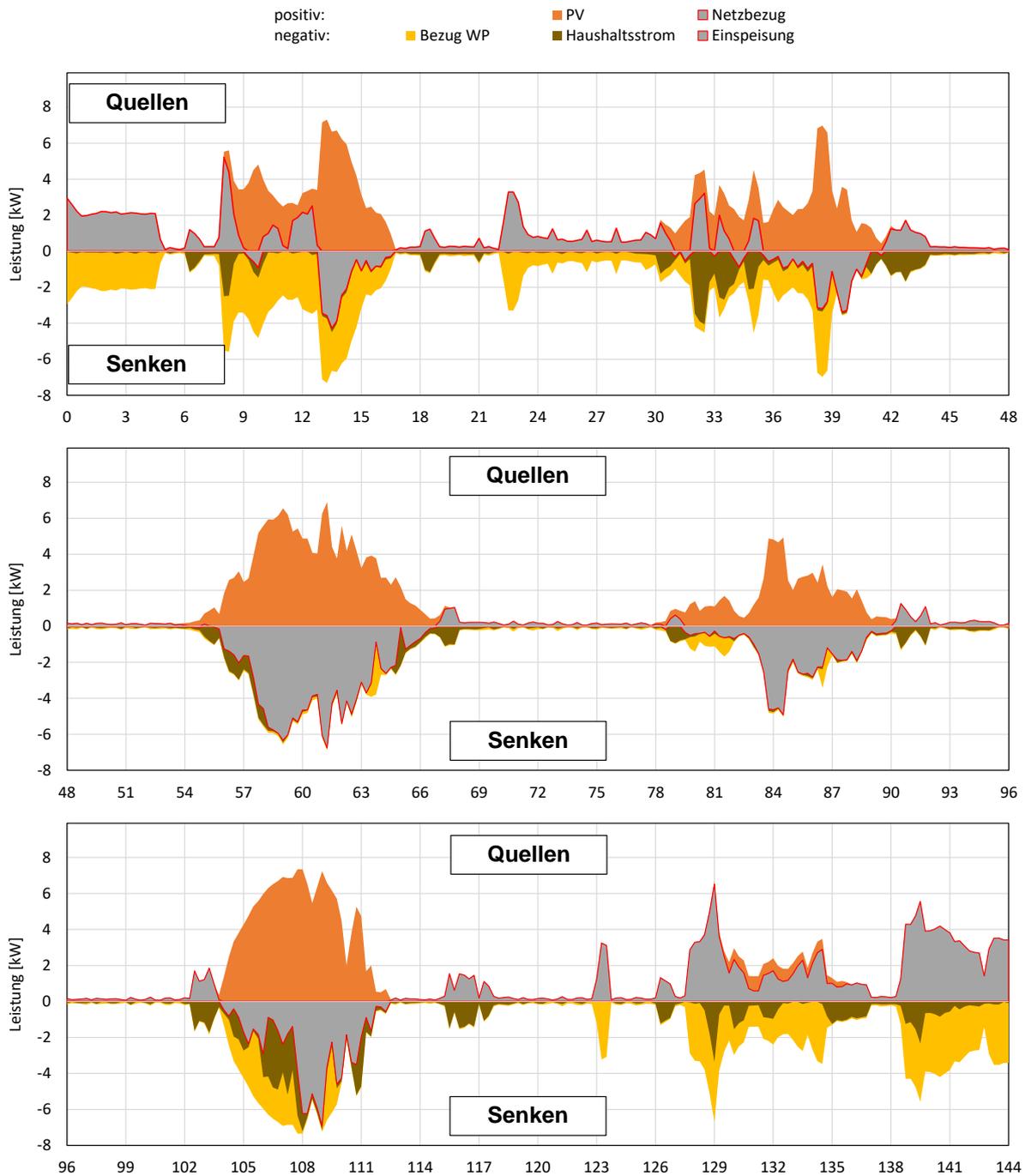


Abbildung 57: Elektrische Leistungsbilanz über die 6 Testtage auf Basis von 15-Minuten Mittelwerten.

## 6 Vergleich der Ergebnisse aus dem CCT-Test mit Simulationen

Der Systemtest, der im Projekt durchgeführt wurde (Abschnitt 5) sollte den Nachweis liefern, dass das entwickelte Heizungssystem auch im praxisnahen Labor-Betrieb die in den Simulationen gezeigten System-Kennzahlen erreichen kann. Eine einfache Skalierung der Ergebnisse des CCT auf Jahresresultate, welche auch einen direkt Vergleich mit den durchgeführten Jahres-Simulationen erlauben würde, war aufgrund nicht völlig identischer Randbedingungen (z.B. unterschiedlicher PV-Ertrag<sup>14</sup>) leider nicht möglich.

Daher wurde zur Bestätigung der Simulationsergebnisse ein anderer Weg gewählt. Dazu wurde in der Simulation der CCT-Test nachgebildet, um die Ergebnisse miteinander zu vergleichen. Hierfür wurden alle Randbedingungen, die im CCT verwendet wurden, im System-Simulationsmodell als zeitliche Verläufe im 1-Minuten-Intervall vorgegeben:

- Wetterdaten
- PV-Ertrag
- Haushalts-Stromverbrauch
- Wärmeverbrauch Heizkreis
- Warmwasser-Verbrauch

Die Ergebnisse dieser Berechnungen sind in Tabelle 16 im Vergleich zu den Resultaten des CCT dargestellt. Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung der Simulation mit den Messungen. Der gesamte Energieverbrauch  $W_{el,tot}$  ist in der Messung um ca. 3 % höher als in der Simulation. Der Netzbezug  $W_{el,grid}$  ist in der Simulation nur geringfügig niedriger (-1 %). Der Heizwärmebedarf und der PV-Ertrag stimmen genau überein, da hier die Messwerte aus dem CCT der Simulation vorgegeben wurden. Der Autarkiegrad  $SSR_{tot}$  und auch der Eigenverbrauchsanteil SCR ist im CCT etwas besser als in der Simulation.

Tabelle 16: Resultate des CCT im Vergleich zur Simulation (Summen über sechs Tage)

|                   |     | CCT    | Simulation |         |
|-------------------|-----|--------|------------|---------|
| $W_{el,tot}$      | kWh | 160.17 | 155.5      | (-3.0%) |
| $W_{el,sys}$      | kWh | 107.0  | 102.4      | (-4.5%) |
| $W_{el,sys,grid}$ | kWh | 63.3   | 62.2       | (-1.7%) |
| $W_{el,hh,grid}$  | kWh | 29.0   | 29.0       | (+0.1%) |
| $W_{el,grid}$     | kWh | 92.1   | 91.2       | (-1.0%) |
| $W_{el,pv}$       | kWh | 158.9  | 158.9      | (+0.0%) |
| $Q_{SH}$          | kWh | 187.6  | 187.6      | (+0.0%) |
| $SSR_{tot}$       | -   | 0.425  | 0.413      | (-2.8%) |
| SCR               | -   | 0.428  | 0.405      | (-5.8%) |

<sup>14</sup> Das in der Simulation verwendete PV-Modell lieferte etwas abweichende Werte im Vergleich zum PV-Emulator, der beim CCT verwendet wurde.

# Energieforschungsprogramm - 3. Ausschreibung

Klima- und Energiefonds des Bundes – Abwicklung durch die Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft FFG

Ein Vergleich der Ergebnisse für die einzelnen Testtage ist in Abbildung 58 dargestellt. Der Energieverbrauch des System  $W_{el,sys}$  stimmt an allen Tagen außer am Tag 6, an dem die Wärmepumpe etwas weniger lange im Betrieb ist, sehr gut überein. Der Energiebezug aus dem Netz  $W_{el,grid}$  ist am Tag 1 in der Simulation etwas höher und am Tag 6 etwas niedriger, ansonsten decken sich auch hier die Ergebnisse sehr gut.

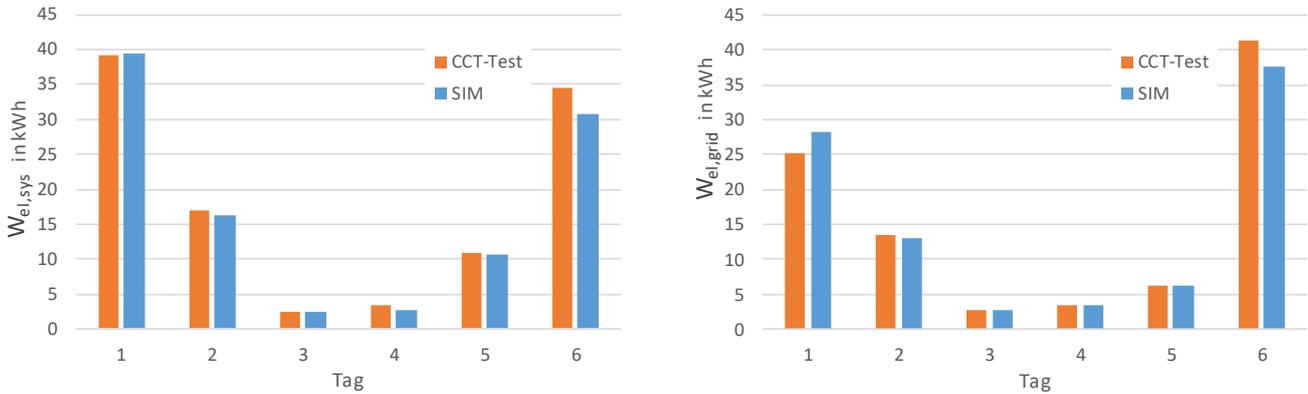


Abbildung 58: El. Energieaufnahme des Systems ( $W_{el,sys}$ ) und Energiebezug aus dem Netz ( $W_{el,grid}$ ) an den sechs Testtagen aus Simulation und Messung.

In Abbildung 59 ist der zeitliche Verlauf der gemessenen elektrischen Leistungsaufnahme des Systems ( $P_{el,sys}$ ) aus dem CCT jener aus der Simulation gegenüber gestellt. Die Werte aus der Simulation sind dabei an der x-Achse gespiegelt dargestellt, um einen besseren Vergleich zu ermöglichen. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Laufzeiten der Wärmepumpe und auch der Höhe der Leistungsaufnahme. Unterschiede ergeben sich allein schon aufgrund von Differenzen bei den Speichertemperaturen, die für die Regelung verwendet werden (siehe 2.7). So führt z.B. eine geringfügig höhere oder niedrigere Temperatur im Speicher zu einem früheren oder späteren Ein- oder Ausschalten der Wärmepumpe.

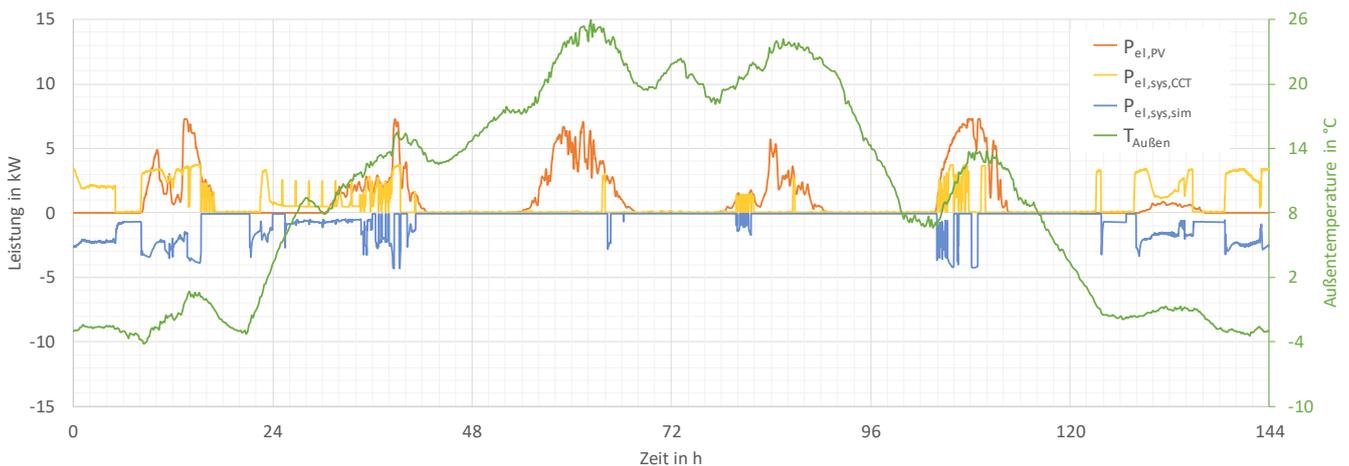


Abbildung 59: Vergleich der Leistungsaufnahme des Systems ( $P_{el,sys}$ ) im CCT und in der Simulation im Verlauf der sechs Testtage.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass das Systemmodell mit den parametrisierten Modellen für den Speicher (siehe 4.3) und die Wärmepumpe (siehe 3.3) eine sehr gute Prognose des Systemverhaltens und der Effizienz ermöglicht. Damit sollten die Einsparungen, die über die Simulationen in Abschnitt 2.11.1 berechnet wurden, auch im realen Betrieb möglich sein.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Außenluft/Wasser-Wärmepumpen werden häufig als Ersatz für ineffiziente Heizungssysteme auf Basis fossiler Brennstoffe in thermisch sanierten Gebäuden eingesetzt. Wenn bestehende Heizkörper-Wärmeabgabesysteme im Zuge einer thermischen Sanierung nicht ersetzt werden, begrenzen die notwendigen hohen Vorlauftemperaturen die Effizienz der Wärmepumpe. Für solche Gebäude wurde in diesem Projekt ein Wärme-Versorgungssystem für Raumheizung und Warmwasserbereitung bestehend aus einer spezialisierten Außenluft-Wärmepumpe, einem optimierten Kombi-Speicher und einer PV-Anlage entwickelt und analysiert. Durch eine intelligente Regelung wird durch gezielten Betrieb des Verdichters mit PV-Strom der Energiebezug aus dem Netz reduziert.

Methodisch wurden im Projekt mittels detaillierter Simulationen in TRNSYS verschiedene Konfigurationen des Systems und Regelungs-Strategien bewertet. Als System-Komponenten wurden eine spezialisierte Wärmepumpe mit dem natürlichen Kältemittel Propan und ein für den Betrieb mit der Wärmepumpe optimierter Kombi-Speicher entwickelt und im Labor detailliert messtechnisch analysiert. Die verwendeten Simulationsmodelle wurden anhand der Messdaten neu parametrisiert und verbessert. Unter Verwendung dieser Modelle erfolgte eine Bewertung des Gesamtsystems im Vergleich zu einem Referenzsystem, das ebenfalls in einem detaillierten Systemmodell abgebildet wurde. Abschließend wurde das entwickelte Komplettsystem in einem Hardware-in-the-loop-Test aufgebaut und getestet, um die über die Simulationen ermittelten Ergebnisse auch experimentell zu bestätigen.

Die Ergebnisse des Projekts zeigen, dass die Kombination aus Außenluft-Wärmepumpe und PV-Anlage eine Möglichkeit darstellt, den Stromverbrauch und die Betriebskosten des Heizungssystems in einem betrachteten sanierten Gebäude mit hohen Vorlauftemperaturen von maximal ca. 60 °C und einem Wärmebedarf (Raumheizung und Warmwasser) von etwa 15200 kWh deutlich zu reduzieren.

Mit der untersuchten Kombination aus angepasster Wärmepumpe, optimierter Einbindung eines Kombispeichers und dem gezielten Betrieb der Wärmepumpe mit Strom aus einer PV-Anlage mit 9.5 kWp ist gemäß den im Projekt durchgeführten Simulationen eine Reduktion des Stromverbrauchs aus dem Netz um 32 % gegenüber einem Referenzsystem mit gleich großer PV-Anlage möglich. Wird nur Strom aus dem Netz berücksichtigt, beträgt die System-Jahresarbeitszahl ( $SPF_{sys,grid}$ ) 3.8, was im Bereich einer Erdreich-Wärmepumpe in Kombination mit einem Fußboden-Heizungssystem (ohne PV) liegt.

Die Verwendung einer Wärmepumpe in Kombination mit einem Niedertemperatur-Heizungssystem sollte natürlich immer bevorzugt werden und würde in Kombination mit PV jedenfalls noch bessere Gesamtergebnisse erzielen. Werden ältere Radiator-Wärmeabgabesysteme im Zuge einer Sanierung nicht ausgetauscht, stellt eine Kombination mit PV aber eine attraktive Lösung dar, um deutlich Energie, CO<sub>2</sub>-Emissionen und Kosten einzusparen. Die Nettostromkosten (unter Berücksichtigung der ins Netz eingespeisten PV-Energie, inklusive Haushaltsstrom) können gemäß den Ergebnissen gegenüber dem Referenzsystem um 264 €/a gesenkt werden, wenn ein Strom-Bezugspreis von 0.18 €/kWh und eine Einspeisevergütung von 0.05 €/kWh angesetzt wird. Im Vergleich zum Referenzsystem ohne PV betragen die Kosteneinsparungen 946 €/a.

Berechnungen zur Amortisationszeit der PV-Anlage gegenüber dem gleichen System ohne PV-Unterstützung zeigen, dass durch eine intelligente Regelung des Systems die Amortisationszeit aufgrund zusätzlicher Einsparungen um ca. 4.5 Jahre verkürzt werden kann. In einer durchgeführten Variantenstudie wurde die kürzeste Amortisationszeit der PV-Anlage von 18.5 Jahren mit 5 kWp und einem Speichervolumen von 1 m<sup>3</sup> ermittelt, wobei hier keine Investitionsförderung für PV berücksichtigt wurde. Mit dieser Größe der PV-Anlage kann auch bereits das Projektziel von 25 % Reduktion des System-Energiebezugs aus dem Netz erreicht werden, im Vergleich zum Referenzsystem mit 9.5 kWp. Gegenüber dem Referenzsystem ohne PV beträgt die Reduktion 35 %.

Die Hauptkomponenten des entwickelten Systems wurden im Labor des IWT (Wärmepumpe) und des SPF (Speicher) getestet, wobei die Ergebnisse dieser Messungen bei der Parametrierung der verwendeten Simulationsmodelle berücksichtigt wurden. Das komplette Heizungssystem wurde am SPF in Rapperswil aufgebaut und dort in einem 6-tägigen Hardware-in-the-Loop-Systemtest getestet. Ziel dieses Tests war es, die korrekte Funktion der Regelung und der Interaktion der Komponenten zu überprüfen und die Ergebnisse der im Projekt durchgeführten System-Simulationen zu bestätigen. Ein Vergleich mit den Messdaten aus dem Test hat gezeigt, dass mit dem erstellten Systemmodell eine sehr gute Prognose des Systemverhaltens und der Effizienz möglich ist. Damit sollten die Einsparungen, die über die Simulationen berechnet wurden, auch im realen Betrieb möglich sein.

Die Preise für PV-Anlagen sind in den letzten Jahren deutlich gesunken und die Verkaufszahlen von Wärmepumpen im Allgemeinen und von Außenluft-Wärmepumpen im Speziellen verzeichnen hohe Zuwachsraten. Die im Projekt untersuchten Regelungs-Strategien zur besseren Nutzung von PV-Energie durch die Wärmepumpe können relativ einfach in Standardregler implementiert werden. Das hier betrachtete System mit einer spezialisierten Wärmepumpe und einer abgestimmten Speichereinbindung ist eine attraktive Möglichkeit für die Wärmeversorgung von sanierten Gebäude mit einem Wärmeabgabesystem auf Basis von Radiatoren. In Anbetracht des großen Bedarfs an thermischen Sanierungen und dem Ersatz von Heizungssystemen auf Basis fossiler Brennstoffe könnten derartige Systeme einen wichtigen Beitrag zu einer umweltfreundlicheren Energieversorgung leisten.

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] 'Energie in Österreich 2020 – Zahlen, Daten, Fakten', Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus, 2020. Accessed: Nov. 24, 2020. [Online]. Available: <https://www.bmk.gv.at/themen/energie/publikationen/zahlen.html>
- [2] Statistik Austria, 'Wohnen - Zahlen, Daten und Indikatoren der Wohnstatistik', 2019. Accessed: Nov. 24, 2020. [Online]. Available: [http://www.statistik.at/web\\_de/services/publikationen/7/index.html?includePage=detailedView&sectionName=Wohnen&publd=572](http://www.statistik.at/web_de/services/publikationen/7/index.html?includePage=detailedView&sectionName=Wohnen&publd=572)
- [3] I. Artola, 'Boosting Building Renovation: What potential and value for Europe?', Study for the ITRE Committee'. Directorate general for internal policies, 2016. Accessed: Jan. 14, 2021. [Online]. Available: [https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2016/587326/IPOL\\_STU\(2016\)587326\\_EN.pdf](https://www.europarl.europa.eu/RegData/etudes/STUD/2016/587326/IPOL_STU(2016)587326_EN.pdf)
- [4] M. Amtmann, 'Scientific Report D6.9: Reference buildings - The Austrian building typology, A classification of the Austrian residential building stock. IEE - Intelligent Energy Europe.' Österreichische Energieagentur – Austrian Energy Agency, 2010. Accessed: Sep. 08, 2020. [Online]. Available: [http://episcopo.eu/fileadmin/tabula/public/docs/scientific/AT\\_TABULA\\_ScientificReport\\_AEA.pdf](http://episcopo.eu/fileadmin/tabula/public/docs/scientific/AT_TABULA_ScientificReport_AEA.pdf)
- [5] R. Luthander, J. Widén, D. Nilsson, and J. Palm, 'Photovoltaic self-consumption in buildings: A review', *Applied Energy*, vol. 142, pp. 80–94, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.028.
- [6] TRNSYS 17, 'TRNSYS 17: a Transient System Simulation Program, Volume 4: Mathematical Reference. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison'. 2014.
- [7] C. Bales, A. Heinz, and M. Haller, 'Deliverable 7.1 - Definition of Boundary Conditions, FP7 project MacSheep (grant agreement 282825)', 2012.
- [8] Statista, 'Österreich - Wohnfläche pro Person in Hauptwohnsitzwohnungen 2019', *Statista*, 2020. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/512938/umfrage/wohnflaeche-pro-person-in-hauptwohnsitzwohnungen-in-oesterreich/> (accessed Nov. 09, 2020).
- [9] Tabula, 'TABULA WebTool', 2017. <http://webtool.building-typology.eu/?c=all#bm> (accessed Sep. 08, 2020).
- [10] R. Dott, M. Y. Haller, J. Ruschenburg, F. Ochs, and J. Bony, 'The reference framework for system simulations of the IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 Part B: buildings and space heat load'. 2013. Accessed: Sep. 10, 2020. [Online]. Available: [http://task44.iea-shc.org/data/sites/1/publications/T44A38\\_Rep\\_C1\\_B\\_ReferenceBuildingDescription\\_Final\\_Revision\\_d\\_130906.pdf](http://task44.iea-shc.org/data/sites/1/publications/T44A38_Rep_C1_B_ReferenceBuildingDescription_Final_Revision_d_130906.pdf)
- [11] LoadProfileGenerator, 'LoadProfileGenerator', 2017. <http://www.loadprofilegenerator.de/> (accessed Mar. 07, 2018).
- [12] N. D. Pflugradt, 'Modellierung von Wasser- und Energieverbräuchen in Haushalten', Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2016.
- [13] U. Jordan and K. Vajen, 'DHWcalc - Tool for the Generation of Domestic Hot Water (DHW) Profiles on a Statistical Basis'. Universität Kassel, Institut für Thermische Energietechnik, 2012.
- [14] M. Biberacher, 'Räumliche Modelle als Entscheidungsgrundlage für die Inwertsetzung regional verfügbarer Energiepotenziale zur CO<sub>2</sub>-neutralen Deckung des lokalen Wärmebedarfs'. 2010. Accessed: Oct. 08, 2020. [Online]. Available: <https://nachhaltigwirtschaften.at/de/edz/projekte/raeumliche-modelle-als-entscheidungsgrundlage-fuer-die-inwertsetzung-regional-verfuegbarer-energiepotenziale-zur-co-sub-2-sub-neutralen-deckung-des-lokalen-waermebedarfs.php>
- [15] E.-R. Schramek and H. Recknagel, *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik 07/08*. Oldenbourg Industrieverlag, 2007.

- [16] Holst S., 'TRNSYS-models for Radiator Heating Systems; Dynamic Radiator Model with Pipes (Type 162)'. 1996. Accessed: Nov. 03, 2020. [Online]. Available: [https://trnsys.de/static/641c965bac4f593c3b4cc569839a51c2/Type\\_361\\_362\\_320\\_en.pdf](https://trnsys.de/static/641c965bac4f593c3b4cc569839a51c2/Type_361_362_320_en.pdf)
- [17] 'Amtsblatt L239 der Europäischen Union, DELEGIERTE VERORDNUNG (EU) Nr. 812/2013'. Sep. 06, 2013. Accessed: Nov. 05, 2018. [Online]. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=OJ:L:2013:239:FULL&from=DE>
- [18] R. Dott *et al.*, 'Models of sub-components and validation for the IEA SHC Task 44/HPP Annex 38 Part C: heat pump models'. 2013. [Online]. Available: [https://www.iaa-shc.org/Data/Sites/1/publications/T44A38\\_Rep\\_C2\\_C\\_HeatPumpModels\\_Final\\_Draft\\_Revised\\_130610.pdf](https://www.iaa-shc.org/Data/Sites/1/publications/T44A38_Rep_C2_C_HeatPumpModels_Final_Draft_Revised_130610.pdf)
- [19] F. Hengel, A. Heinz, and R. Rieberer, 'Analysis of an air source heat pump with speed controlled compressor and vapor injection', in *11th IEA Heat Pump Conference*, 2014, pp. 1–15.
- [20] 'NTB Buchs | Institut für Energiesysteme IES - Wärmepumpen Testzentrum WPZ'. <https://www.ntb.ch/fue/institute/ies/wpz/pruefresultate-waermepumpen/> (accessed Feb. 06, 2018).
- [21] H. Drück, 'MULTIPOINT Store-Model for TRNSYS, Type340. Version 1.99F, March 2006'. 2006.
- [22] M. Y. Haller, 'Type 805: DHW heat exchanger, Version 1.1'. SPF Institute for Solar Technology, Rapperswil CH, 2007.
- [23] 'Datenblatt Thermic-Energy WP-TWS-1W 300-500, Auflage 02/17'. 2017.
- [24] 'Datenblatt Thermic-Energy EPS-200-5000, Auflage 02/17'. 2017.
- [25] 'Datenblatt Solar Module POLYKRISTALLIN OS275P, PEIMAR Solar Energy and LED Lighting, [www.peimar.com](http://www.peimar.com)'. 2018.
- [26] A. Heinz and R. Rieberer, 'Energetic and economic analysis of a PV-assisted air-to-water heat pump system for renovated residential buildings with high-temperature heat emission system', *Applied Energy*, vol. 293, p. 116953, Jul. 2021, doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116953.
- [27] A. Heinz, 'Application of Thermal Energy Storage with Phase Change Materials in Heating Systems', Dissertation, Graz University of Technology, Institute of Thermal Engineering, 2007.
- [28] A. Heinz and H. Schranzhofer, 'Type 840 - Model for the transient simulation of water- or PCM slurry-tanks with integrated PCM modules'. Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Dec. 18, 2007.
- [29] H. Mehling and L. F. Cabeza, *Heat and cold storage with PCM: An up to date introduction into basics and applications*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008. Accessed: Oct. 07, 2019. [Online]. Available: <https://www.springer.com/gp/book/9783540685562>
- [30] F-Chart Software, *Engineering Equation Solver*, [www.fChartSoftware.com](http://www.fChartSoftware.com). 2020.
- [31] JCGM, 'Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement'. 2008. Accessed: May 11, 2021. [Online]. Available: [https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM\\_100\\_2008\\_E.pdf/cb0ef43f-baa5-11cf-3f85-4dcd86f77bd6](https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM_100_2008_E.pdf/cb0ef43f-baa5-11cf-3f85-4dcd86f77bd6)
- [32] Austrian Standards Institute, 'ÖNORM EN 14511-2: 2015-11-15, Luftkonditionierer, Flüssigkeitskühlsätze und Wärmepumpen für die Raumbeheizung und -kühlung und Prozess-Kühler mit elektrisch angetriebenen Verdichtern - Teil 2: Prüfbedingungen'. Austrian Standards Institute, 2015.
- [33] C. Gwerder *et al.*, 'Horizontal Inlets of Water Storage Tanks With Low Disturbance of Stratification', *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 138, no. 5, p. 051011, Aug. 2016, doi: 10.1115/1.4034228.
- [34] M. Y. Haller, R. Haberl, and A. Reber, 'Stratification efficiency of thermal energy storage systems – A new KPI based on dynamic hardware in the loop testing - Part II: Test results', *Energy and Buildings*, vol. 202, p. 109366, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.109366.
- [35] J. Jenni, 'Speicher in Theorie und Praxis. Jenni Energietechnik AG, Oberburg bei Burgdorf.' 2000.

- [36] M. Y. Haller, R. Haberl, P. Persdorf, and A. Reber, 'Stratification Efficiency of Thermal Energy Storage Systems – A new KPI based on Dynamic Hardware in the Loop Testing - Part I: Test Procedure', *Energy Procedia*, vol. 155, pp. 188–208, Nov. 2018, doi: 10.1016/j.egypro.2018.11.056.
- [37] R. Haberl and M. Y. Haller, 'Concise Cycle Test, Beschreibung der Prüfmethode, Version 1.0, März 2018'. Mar. 2018. Accessed: Mar. 10, 2021. [Online]. Available: [https://www.spf.ch/fileadmin/user\\_upload/spf/Testing/Systeme/Kombisysteme/SPF\\_CCT-Methode\\_v1.0.pdf](https://www.spf.ch/fileadmin/user_upload/spf/Testing/Systeme/Kombisysteme/SPF_CCT-Methode_v1.0.pdf)

## 9 Kontaktdaten

### Projektleitung

Dr. Andreas Heinz

Email: [andreas.heinz@tugraz.at](mailto:andreas.heinz@tugraz.at)

Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz

Inffeldgasse 25b

8010 Graz

Website: [www.iwt.tugraz.at](http://www.iwt.tugraz.at)

### Projektpartner

SOLARFOCUS GmbH

DI Joachim Kalkgruber

Email: [jo.kalkgruber@solarfocus.at](mailto:jo.kalkgruber@solarfocus.at)

Website: [www.solarfocus.at](http://www.solarfocus.at)

SPF Institut für Solartechnik, OST – Ostschweizer Fachhochschule

Dr. Michel Haller

Email: [michel.haller@ost.ch](mailto:michel.haller@ost.ch)

Website: [www.spf.ch](http://www.spf.ch)