



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und
Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht vom 26. Juni 2019

LEWASEF

Leistungsgeregelte Wärmepumpenanlagen mit Solar-Eisspeicher und Fotovoltaik



Datum: 26. Juni 2019

Ort: Muttenz

Auftraggeberin:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Wärmepumpen und Kälte
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Kofinanzierung:

Viessmann (Schweiz) AG, 8957 Speitenbach

Auftragnehmer:

Fachhochschule Nordwestschweiz - FHNW
Institut Energie am Bau - IEBau
Hofackerstrasse 30
CH-4132 Muttenz
www.fhnw.ch/iebau

Autoren:

Ralf Dott, IEBau-FHNW, ralf.dott@fhnw.ch
Christof Ackermann, IEBau-FHNW, christof.ackermann@fhnw.ch
Manuel Koch, IEBau-FHNW, manuel.koch@fhnw.ch
Christoph Messmer, IEBau-FHNW, christoph.messmer@fhnw.ch
Thomas Afjei, IEBau-FHNW, thomas.afjei@fhnw.ch
Ralph Eismann, IEBau-FHNW, ralph.eismann@fhnw.ch

BFE-Bereichsleitung: Carina Alles, carina.alles@bfe.admin.ch

BFE-Programmleitung: Stephan Renz, renz.btr@swissonline.ch

BFE-Vertrags- und Projektnummer: SI/501141-01 / SI/501141

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

Bundesamt für Energie BFE

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen; Postadresse: CH-3003 Bern
Tel. +41 58 462 56 11 · Fax +41 58 463 25 00 · contact@bfe.admin.ch · www.bfe.admin.ch



Zusammenfassung

Im Projekt LEWASEF werden drei Konzepte zur Einbindung von Wärmepumpen und Solartechnik in kleineren Wohngebäuden untersucht. In AP1 wird die Kombination von Wärmepumpen mit Photovoltaik und Batterie untersucht, in AP2 von Solarthermie und Eisspeichern als Wärmequelle über einen Sole-Zwischenkreis und in AP3 das Potenzial von PVT-Kollektoren als Wärmequelle.

Eine statistische Auswertung der täglichen Über- und Unterproduktion der 5 kW_{peak} PV-Anlage in AP1 zeigt, dass eine Batteriekapazität von 3 – 7 kWh ausreicht zur Tagesspeicherung in einem Einfamilienhaus. Jahressimulationen mit einem Regler zur PV-Überschuss-Nutzung mit thermischer Überladung des Warmwasser-Speichers und der Fussboden-Heizung resultieren in einer Erhöhung des Eigendeckungsgrades von 47 auf 50%. Der Netzbezug wird somit um 1 bis 3 Prozentpunkte reduziert, die Netzeinspeisung um 1 bis 7 Prozentpunkte. Ein solcher Betriebsmodus erhöht die energetische Autarkie, verringert aber die Energieeffizienz. Labortests eines solchen Systems unter günstigen Bedingungen resultieren in einer Erhöhung der Eigennutzung von 47 auf 61% bei einem elektrischen Mehrverbrauch von 0.9 kWh/d.

Im AP2 wird Wasser als bestes Speichermedium für einen erdvergraben Latentspeicher identifiziert. Ein Schmelzpunkt von 0°C führt wegen der effizienten Nutzung von Erdwärme zur höchsten Systemeffizienz bei geringem Speichervolumen und erhöht die Jahresarbeitszahl um ca. 0.3 gegenüber Luft als einziger Wärmequelle. Die Vermeidung des elektrischen Aufwands für den Ventilator trägt mit einer Jahresarbeitszahldifferenz von 0.47 noch stärker zu einer guten Systemeffizienz bei und zeigt einen Ansatz zur Systemoptimierung.

AP3 zeigt, dass bei PVT-Kollektoren als direkte Wärmequelle für Wärmepumpen die thermische Leitfähigkeit im Modul sowie die Anbindung an die konvektiven Wärmegewinne entscheidend sind für eine gute Energieeffizienz. Pro 1 kW Heizleistung sollte ein UA-Wert der Kollektorfläche von 250 W/K erreicht werden.

Abstract

The LEWASEF project investigates three different concepts of solar heat pump systems in smaller residential buildings. Work package AP1 investigates the realization of heat pumps combined with photovoltaics and battery; work package AP2 the further optimisation and development of heat sources connected via intermediate brine circuit as well as the application in existing buildings. Work package AP3 focussed on the combined solar heat and electricity generation with PVT-modules.

A statistical analysis of daily-accumulated surplus or shortage of own generated electricity with a 5 kW_{peak} PV-system in AP1 shows a battery capacity of 3 – 7 kWh sufficient for a single family house. Simulations of the system heat pump plus photovoltaics plus battery show for a whole year due to an energy management system an increase of the self-consumption from 47 to 50%. This corresponds to a reduction of the grid electricity consumption in the range of 1 to 3 percentage points, while the reduction of the grid feed in is in the range of 1 to 7 percentage points. Such control strategy increases autarky but decreases energy efficiency. Laboratory test of such system show an increase in self-consumption from 47% to 61% accompanied with an additional electrical consumption of 0.9 kWh/d.

AP2 identifies water as best medium in a buried latent heat storage. A melting point of 0°C results due to the efficient usage of ground heat to the best system efficiency compared to other melting temperatures and increases the annual efficiency by 0.3 compared to air as exclusive heat source. Avoiding the electric effort for a fan in an air source heat pump increases the annual efficiency even stronger by 0.47 and hence shows an interesting approach for system optimisation.

AP3 shows the thermal conductivity inside the module as well as the accessibility of convective heat gains as key efficiency factors for PVT-collectors as direct heat source for a heat pump. For a good energetic efficiency, an UA-value of 250 W/K for the absorber area shall be reached per 1 kW heating capacity.



Abkürzungen und Symbole

T/θ/ϑ	Temperatur
S	Sole
L	Luft
W	Wasser
c_p	Spezifische Wärmespeicherkapazität bei konstantem Druck
η	Effizienz
Δ	Differenz
E	Elektrische Energie
P	Elektrische Leistung
Q	Thermische Energie
\dot{Q}	Thermische Leistung
h	Enthalpie
WP	Wärmepumpe
HP	Heat Pump
SC	Solar Collector
PV	Photovoltaik
PVT	Photovoltaisch-thermischer Kollektor
WW	Warmwasser
DHW	Domestic Hot Water
AC	Alternative Current
DC	Direct Current
JAZ	Jahresarbeitszahl
SPF	Seasonal Performance Factor
COP	Coefficient of Performance
SOC	State of Charge
EMS	Energie Management System
HIL	Hardware in the Loop
ERL	EnergyResearchLab des Institut Energie am Bau – FHNW in Muttenz



Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	3
Abstract	3
Abkürzungen und Symbole	4
Inhaltsverzeichnis	5
1. Einleitung	7
1.1. Motivation und Zielsetzung	7
1.2. Abgrenzung & Eingrenzung	7
1.3. Arbeitspakete	8
1.4. Nationale und internationale Zusammenarbeit	9
1.5. Projektbeteiligte und Dank	9
2. Grundlagen	10
2.1. Zusammenfassung Vorgängerprojekt SOFOWA	10
2.2. Referenz Wärmelasten für Simulationen	11
2.3. Referenz-Gebäude	13
2.4. Energetische Bewertungsmethodik	15
3. AP1 – Fotovoltaik, Wärmepumpe, Batterie	16
3.1. Untersuchte Systeme und grundsätzlicher Systemaufbau	16
3.2. Zusammenstellung und Dimensionierung der Komponenten	17
3.2.1. Komponenten	17
3.2.2. Datensätze	18
3.2.3. Jahresenergien	19
3.2.4. Tagesenergien	19
3.2.5. Profilanalyse und Batterie	21
3.2.6. Schlussfolgerungen	23
3.3. Labormessungen	24
3.3.1. Aufbau	24
3.3.2. Simulation/Emulation und “Hardware in the Loop” (HIL)	27
3.3.3. Untersuchte Hardware-Komponenten	30
3.3.4. Messgeräte	33
3.3.5. Randbedingungen	34
3.3.6. Reglerkonzepte	37
3.3.7. Messergebnisse	37
3.3.8. Schlussfolgerung der Messungen	42
3.4. Simulationen	43
3.4.1. Aufbau	43
3.4.2. Randbedingungen	44
3.4.3. Reglerkonzepte	46
3.4.4. Ergebnisse	47
3.5. Fazit AP1	63
4. AP2	65
4.1. Aufbau des Systems	66
4.1.1. Die Systemkonfiguration	66
4.1.2. Der Eisspeicher	66
4.1.3. Der Solarabsorber	67
4.2. Eisspeicher-Modellierung	69
4.2.1. Original-Modell	70
4.2.2. Sensitivitätsanalyse - Erdreichtemperatur	71
4.2.3. Sensitivitätsanalyse - Wasservolumen	72
4.2.4. Sensitivitätsanalyse - Phasenübergang	73
4.2.5. Schlussfolgerung Eisspeicher Modellierung	73
4.3. Luft/Sole-Wärmeübertrager – Labor-Messung	74
4.4. Luft/Sole-Wärmeübertrager – WT-Modell mit Kondensation	76
4.4.1. Anforderungen	76
4.4.2. Physikalische Grundlagen	76
4.4.3. Modellierung und Implementierung	77
4.4.4. Validierung	80
4.4.5. Diskussion	80



4.5.	Luft/Sole-Wärmeübertrager – Systemanalyse.....	81
4.6.	Potenzial höherer Schmelztemperaturen im erdvergrabenen Eisspeicher	82
4.7.	Fazit AP2	86
5.	AP3 – Photovoltaisch-Thermische Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe..	88
6.	Schlussfolgerungen	94
6.1.	Conclusions	96
	Literaturverzeichnis	98

1. Einleitung

1.1. Motivation und Zielsetzung

Im Projekt LEWASEF werden Grundlagen erarbeitet, um innovative und effiziente Wärmepumpenheizsysteme mittels Simulationen zu untersuchen. Ziel ist, standardisierte Systeme zur Verfügung zu haben, welche die ambitionierten Anforderungen an den Klimaschutz erfüllen können. Sowohl das vor 10 Jahren abgeschlossene BFE-Projekt «Standardschaltungen für Kleinwärmepumpenanlagen» wie auch das 2014 lancierte «Wärmepumpen-System-Modul» haben zum Ziel, durch optimal aufeinander abgestimmte Komponenten und standardisierte, strukturierte Abläufe die Systemintegration und damit die Anlageneffizienz fortwährend zu verbessern. Ein Ansatz zur Steigerung der Energieeffizienz und Integration von erneuerbaren Energien ist die Nutzung von Solarenergie (s. Abb. 1), entweder thermisch (ST) oder elektrisch (PV) oder beides kombiniert (PVT). Dazu sind geeignete Speicher (z.B. Wärmespeicher, Batterie, Eisspeicher) mit einer optimierten Lade- und Entladestrategie von Vorteil. LEWASEF möchte einen Beitrag leisten, damit abgestimmte Komponenten und effiziente Systemkonfigurationen für Kombinationen von Solartechnik und Wärmepumpen verfügbar sind. Aus der Arbeit im Projekt SOFOWA «Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik und Wärmepumpen» [1], welches auf eine eher breitere Abklärung der Systemkombinationen angelegt war, haben sich drei Stossrichtungen gezeigt, die für eine zukünftige, erneuerbare Wärmeversorgung vielversprechend sind. Diese wurden auch im Hinblick auf die Umsetzbarkeit der Konzepte an Bestandsgebäuden ausgewählt. Sie bilden die Basis der im Folgenden definierten Arbeitspakete für die weitere Untersuchung in LEWASEF.

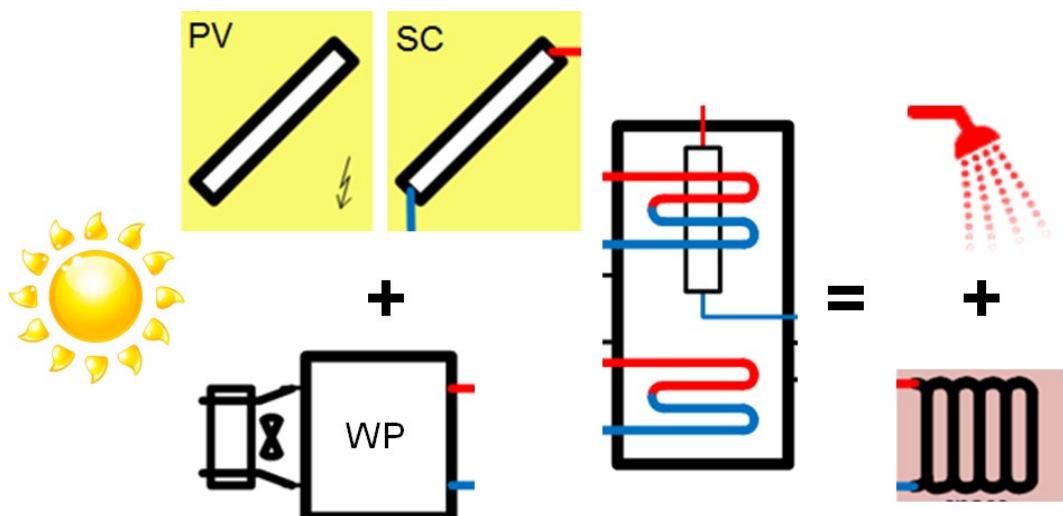


Abb. 1: LEWASEF – Systemkonzepte

1.2. Abgrenzung & Eingrenzung

Das Projekt LEWASEF befasst sich mit der Nutzung von gebäudeintegrierter Solartechnik in Kombination mit Wärmepumpen zur Beheizung von Wohngebäuden und der Bereitstellung von Trinkwarmwasser. Dabei werden sowohl die solarthermische als auch die photovoltaische Nutzung der Solarstrahlung zur Wärmeerzeugung betrachtet. Weiterhin wird eine Deckung des Haushaltstrombedarfs betrachtet. Als Wärmequelle für die Wärmepumpe wird neben der Solarstrahlung nur die Umgebungsluft in Betracht gezogen. Kombinationen mit Erdwärmesonden werden nicht betrachtet. Allenfalls eine Nutzung von oberflächennaher Erdwärme (<= 10 m Tiefe), welche sich aus der Nutzung eines in der Erde vergraben Eisspeichers ergibt, wird mit in Betracht gezogen. Der Fokus liegt auf der Analyse von Wärmeerzeugungs-Systemen für Wohngebäude, mit Einfamilienhäusern als konkreten Anwendungsfall. Die Wärmeverteilung wird soweit möglich für alle Betrachtungen gleich gehalten.

1.3. Arbeitspakete

Das Projekt LEWASEF teilt sich in drei Arbeitspakete auf:

1. Arbeitspaket AP1 – Photovoltaik + Wärmepumpe (Abb. 2)

Photovoltaik kombiniert mit leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen ist eine effiziente und vor allem finanziell attraktive Lösung für eine auf erneuerbaren Energien basierende Wärmeerzeugung. Dieser Ansatz ist flexibel einsetzbar. Dies gilt sowohl für die Gebäudetypen (Bestands- oder Neubauten) als auch für den zeitlichen Ablauf bei der Erneuerung. Im Fokus steht hier die praxistaugliche Umsetzung von PV-Strom in Wärme inklusive der Regelung, sodass eine optimierte Eigennutzung bei guter Einbindung in das lokale Stromnetz möglich wird.

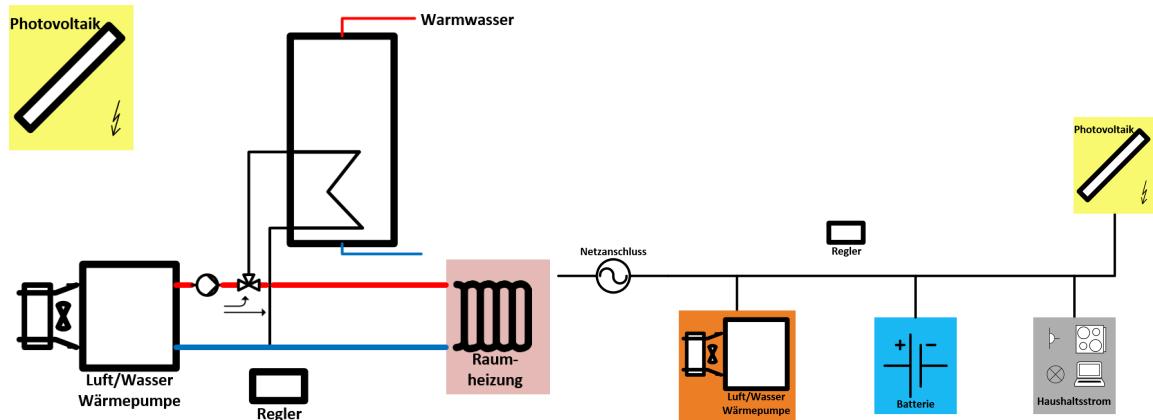


Abb. 2: LEWASEF – Systemkonzept Arbeitspaket 1, PV+WP (links hydraulisch, rechts elektrisch)

2. Arbeitspaket AP2 – Wärmequelle Eisspeicher, Solartechnik und Luftabsorber (Abb. 3)

Die Eisspeichersysteme haben gezeigt, dass auch mit einer vorwiegend auf der Wärmequelle Luft basierenden Wärmepumpen-Anlage eine sehr gute Effizienz erreicht werden kann [1]. Vor allem im Bereich bestehender Mehrfamilienhäuser ist die Verbreitung von Luft/Wasser-Wärmepumpen bisher wegen höherer Anforderungen an den Raumbedarf und den Schall schwieriger umsetzbar. Hier sollen die Erfahrungen und Kenntnisgewinne aus der Untersuchung der Solar-Eisspeicher-Systeme genutzt werden für die Evaluation von Luft-basierten Wärmepumpensystemen mit Sole-Zwischenkreis. Dabei sollen die wesentlichen Mechanismen für eine gute Effizienz, die Nutzung eines Luft/Sole-Wärmeübertragers sowie die Variation des Schmelzpunktes des Phasenwechselmaterials untersucht werden.

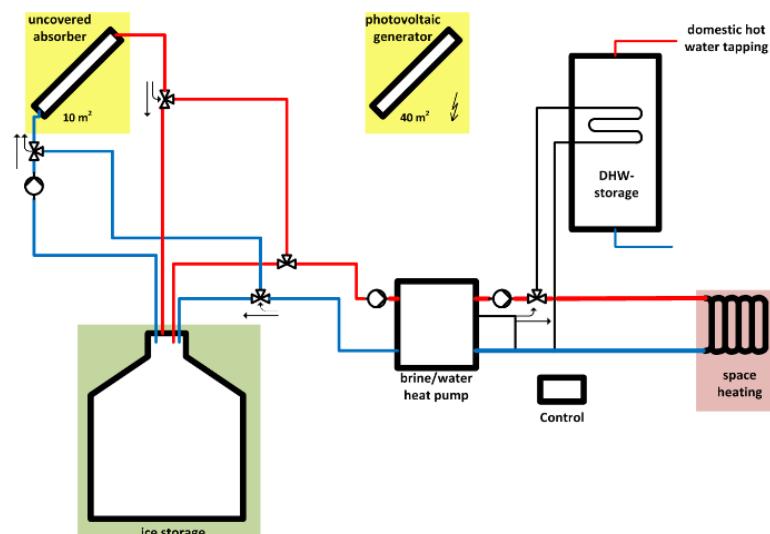


Abb. 3: LEWASEF – Systemkonzept Arbeitspaket 2, Integration von Wärmequellen

3. Arbeitspaket AP3 – Kombinierte solare Strom- & Wärmeerzeugung (Abb. 4)

Kombinierte Solarthermie/Photovoltaik-Kollektoren (PVT) bieten Potenzial für eine maximierte Energieerzeugung mit begrenzten Flächen. Eingesetzt als Quelle für die Wärmepumpe, können sie mit einem verhältnismässig niedrigen Kollektortemperatureniveau zu einem erhöhten elektrischen Ertrag führen. Eisspeicher stellen sich dabei als eine mögliche Komponente für einen sicheren und effizienten Wärmepumpenbetrieb dar. Ziel ist die Ermittlung der Systemkonfiguration und die Formulierung von Anforderungen an PVT-Kollektoren und soweit möglich eine Ableitung von generalisierten Auslegungsregeln für die Komponenten.

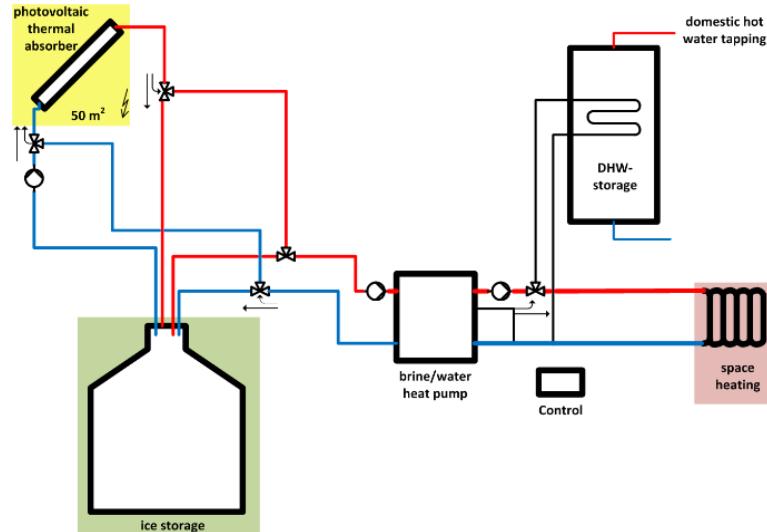


Abb. 4: LEWASEF – Systemkonzept Arbeitspaket 3, PVT als direkte Wärmequelle für die WP

1.4. Nationale und internationale Zusammenarbeit

Auf nationaler und teilweise auch internationaler Ebene erfolgt ein regelmässiger, informeller Austausch mit in thematisch ähnlichen Bereichen Aktiven an Tagungen und einzelnen Treffen. Der Austausch mit der Fachvereinigung Wärmepumpen Schweiz FWS ist über das Ressort "Qualitätssicherung Wärmepumpen" etabliert. Das Projekt erfolgt mit Unterstützung und in Zusammenarbeit mit der Viessmann Werke GmbH & Co. KG und der Viessmann (Schweiz) AG. Weiterhin erfolgt ein Austausch im Rahmen des Swiss Competence Center for Energy Research on Future Energy Efficient Buildings & Districts (SCCER FEEB&D).

1.5. Projektbeteiligte und Dank

Die Autoren bedanken sich insbesondere für die Unterstützung und Finanzierung durch das Bundesamt für Energie BFE. Das Projekt erfolgt weiterhin mit besonders verdankter finanzieller und materieller Unterstützung und in Zusammenarbeit mit der Viessmann Werke GmbH & Co. KG und der Viessmann (Schweiz) AG. Dank soll weiterhin gelten für die Zusammenarbeit mit den Beteiligten und die Unterstützung im Rahmen des SCCER FEEB&D (KTI.2014.0119). Mit der offenen und konstruktiven Zusammenarbeit trägt der Austausch zur fachlichen Abstützung und Qualitätssicherung der Projektergebnisse bei.



2. Grundlagen

Dieses Kapitel fasst die wichtigsten, über alle Arbeitspakete angewandten Grundlagen und Referenzen zusammen. Das Projekt LEWASEF schliesst an das Projekt SOFOWA an und es wird auf den dort erarbeiteten Ergebnissen und Grundlagen aufgebaut. Daher folgt eine kurze Zusammenfassung des Projektes SOFOWA sowie der dort erarbeiteten Referenz-Wärmelasten.

2.1. Zusammenfassung Vorgängerprojekt SOFOWA

Das Projekt SOFOWA [1] war international eingebunden in das Projekt "Solar and Heat Pump Systems" der Internationalen Energieagentur IEA (Task 44 im Solar Heating and Cooling Programme SHC & Annex 38 im Heat Pumping Technologies Programme HPT) [2] & [3] und in einen nationalen Austausch mit thematisch nahen Projekten. Unter Federführung des IEBau wurden in diesem Rahmen die Definition und Beschreibung von Referenz-Gebäuden [5] als einheitliche Wärmelasten [4] sowie ein Bericht über die mathematische Modellierung von Wärmepumpen [6] im Subtask C "Modeling and Simulation" beigesteuert.

Ein Vergleich basierend auf Simulationen charakterisierte die wichtigsten Eigenschaften von Wärmepumpen-Solar-Systemen mit Wärmenutzung aus der Umgebungsluft und Solarstrahlung. Betrachtet wurden drei Einfamilienhäuser mit einer Nutzung von 50 m² Dachfläche für Solarthermie oder Fotovoltaik. Eine reine solarthermische Nutzung der Dachfläche führt zum niedrigsten jährlichen Strombedarf. Allerdings ist somit keine solare Stromerzeugung möglich. Eine vollständig photovoltaische Dachnutzung kombiniert mit Luft/Wasser-Wärmepumpe weist im Vergleich die niedrigste Effizienz und niedrigsten Kosten auf. Mit guter Eigenstromnutzung resultiert ein Netzezug der nur 20-50% über dem der reinen Solarthermie liegt. Eine Reduktion des ganzjährigen Netzstrombezuges durch die Steigerung der winterlichen Systemeffizienz mit einem Solar-Eisspeicher-System ist von stärkerem Nutzen als hocheffiziente, thermische Solarkollektoren gleicher Fläche, welche vorwiegend den sommerlichen Wärmebedarf unterstützen. Die höchste Gesamteffizienz bei gleichzeitig höchstem solarem Strom-Überschuss kann theoretisch mit konvektiv guten photovoltaisch-thermischen-Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe erreicht werden. Entscheidend für eine gute Anlageneffizienz ist dabei eine gute Anbindung der Wärmequelle an die Wärmepumpe wie bei dem Solar-Eisspeicher-System. Die Kosten einer PVT-Eisspeicher-Anlage sind vergleichbar mit einer grossen Solarthermie-Anlage.

Die Analyse der Solar-Eisspeicher-Anlagen mit Simulationen zeigte, nachdem die Dimensionierung und Regelung optimiert waren, eine mit Erdwärmesonden vergleichbare Effizienz der Wärmeerzeugung mit Jahresarbeitszahlen zwischen 3.7 und 4.5. Grundlage für die Optimierung waren neu implementierte und mit Testdaten validierte Komponentenmodelle sowie eine Plausibilisierung der Wärmeerzeugungsanlage mit Feldmessdaten. Grundlegend wichtige Bausteine zum Erreichen einer guten Anlageneffizienz sind hohe konvektive Wärmegewinne am Solarabsorber für eine gute Effizienz im Wärmepumpen-Betrieb, die latenten Wärmegewinne aus dem Phasenübergang Wasser-Eis zur Begrenzung der Wärmepumpen-Quellentemperatur nach unten hin sowie die Erdreichwärmegewinne des Eisspeichers im Winter zur Sicherung der Verfügbarkeit einer guten Wärmequelle.

An einem im Aussenbereich des Labors regulär eingebauten Eisspeicher wurden die Erdreichwärmegewinne messtechnisch erfasst. Mit einem bis zur minimalen Eintrittstemperatur der Wärmepumpe durchgefrorenen Eisspeicher konnte das Konzept zur Sicherung der mechanischen Stabilität des Eisspeichers bestätigt werden. Die Gegenüberstellung einer vollständig vereisten Situation mit isolierender Abdeckung auf der Erdoberfläche gegenüber einer ohne eine solche zeigt einen um 30% höheren mittleren Wärmegewinn aus dem Erdreich für die nicht abgedeckte Situation. Nach einer Erwärmung des Wasserinhaltes um 2-3°C über die Erdreichtemperatur gleicht sich diese innerhalb von 7-9 Tagen wieder vollständig an die Erdreichtemperatur an.

2.2. Referenz Wärmelasten für Simulationen

Für Simulationen im Rahmen des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 wurden einheitliche Simulations-Wärmelasten definiert. Der Fokus des A38T44 lag auf der Untersuchung von solar-basierten Wärmepumpen-Wärmeerzeugern. Daher wurden zur besseren Vergleichbarkeit der Wärmeerzeugungssysteme einheitliche Wärmelasten definiert. Die Referenz-Wärmelasten und Simulations-Randbedingungen sind in zwei Berichten des A38T44 definiert. Teil A beschreibt die generellen Simulations-Randbedingungen [4], Teil B die Referenz-Heizwärmebedarf-Szenarien respektive Gebäude mit dem Wärmeabgabesystem [5]. Klimastationen für die Untersuchungen im A38T44 waren die Standorte Strassburg-FR (mittleres europäisches Klima), Helsinki-FI (kaltes Klima) und Athen-GR (warmes Klima). Für LEWASEF wird hieraus der Standort Strassburg verwendet.



Abb. 5: Standorte als Referenz für die verwendeten Klimadatensätze im A38T44

Die zu erzeugende Wärme wird aufgeteilt in die zwei Nutzungsbereiche Raumheizung und Trinkwarmwasserbereitung.

Für einheitliche Heizwärmebezugsprofile im Bereich Raumheizung ist ein Referenz-Gebäude mit einer Wohnfläche von 140 m² definiert, welches in drei Dämmqualitäten ausgeführt ist. Die Dämmstärken ergeben sich aus einem für den Standort Strassburg definierten Heizwärmebedarf von 15 kWh/m²/a, 45 kWh/m²/a respektive 100 kWh/m²/a.

Der Wärmebedarf für die Trinkwarmwasserbereitung ist über ein Entnahmeprofil definiert (siehe Tab. 1), angelehnt an das Entnahmeprofil-M des EU Mandat M/324 [7]. Dieses Tagesprofil ist für die Betrachtung in Jahressimulationen angepasst. Es wird einmal wöchentlich eine grosse Entnahme eingeführt, angelehnt an eine Badewannenfüllung. Weiterhin erfolgt eine Variation des Wärmebedarfs über das Jahr und eine Anpassung an den Standort, welche über eine variierende Kaltwassertemperatur bei definierter Entnahmetemperatur realisiert ist. Die mittlere tägliche Wärmemenge des entnommenen Trinkwarmwassers beträgt 5.845 kWh/d für den Standort Strassburg.



Nr.	start time (h:min)	Energy $Q_{dhw, std}$ (kWh)	Type	Flow Rate (L/h)	Min. Temp. $\theta_{dhw, set}$ (°C)
1	07:00	0.100	S	240	45
2	07:15	1.315	Sh	600	45
3	07:30	0.100	S	240	45
4	08:00	0.100	S	240	45
5	08:15	0.100	S	240	45
6	08:30	0.100	S	240	45
7	08:45	0.100	S	240	45
8	09:00	0.100	S	240	45
9	09:30	0.100	S	240	45
10	10:30	0.100	FC	240	45
11	11:30	0.100	S	240	45
12	11:45	0.100	S	240	45
13	12:45	0.300	DW	240	55
14	14:30	0.100	S	240	45
15	15:30	0.100	S	240	45
16	16:30	0.100	S	240	45
17	18:00	0.100	S	240	45
18	18:15	0.100	HC	240	45
19	18:30	0.100	HC	240	45
20	19:00	0.100	S	240	45
21	20:30	0.700	DW	240	55
22	21:15	0.100	S	240	45
23	21:30	1.315	Sh	600	45
Total		5.530			

Jeden 7. Tag ersetzt folgende Badewannenentnahme die abendliche Dusche:

23	21:30	3.520	Ba	600	45
----	-------	-------	----	-----	----

S = klein (small); Sh = Dusche (shower); FC = Boden putzen (floor cleaning);

DW = Geschirrwäsche (dish washing); HC = Haushalt (household cleaning);

Ba = Badewanne (bath tub)

Tab. 1: Trinkwarmwasser - Entnahmeprofil aus dem A38T44 [4]

Im Arbeitspaket AP1 werden weitere, teilweise stochastische Entnahmeprofile verwendet zur Analyse des Einflusses auf die Steuerung und Regelung zur Eigennutzung von PV-Strom.

2.3. Referenz-Gebäude

Das Referenz-Gebäude im A38T44 [5] ist als Einfamilienhaus mit einer Grundfläche von 140 m² definiert. Hieraus werden drei Wärmebedarfsprofile über die Variation des Dämmstandards abgeleitet. Die grundlegende Geometrie mit den Innenmassen, und damit die 140 m² Bezugsfläche, bleiben konstant. Die Gebäudedefinition ist abgeleitet von den Referenz-Gebäuden des IEA SHC Task 32. Im Folgenden werden die zentralen Eigenschaften der Referenz-Gebäude kurz zusammengefasst.

Die drei Dämmstandards mit zugehörigem Heizwärmeverbrauch sind wie folgt charakterisiert:

- SFH15: ein aktueller Neubau mit hoher energetischer Qualität der Gebäudehülle, welches den Standards MINERGIE-P [8] und Passivhaus [9] entspricht.
- SFH45: ein aktueller Neubau, der die gesetzlichen Mindestanforderungen erfüllt.
- SFH100: ein Bestandsgebäude mit nur geringem Wärmeschutz.

Die Abkürzung SFH entstammt dem englischsprachigen Begriff für Einfamilienhaus (SingleFamilyHouse). Die Zahl entspricht dem Heizwärmeverbrauch für den Standort Strassburg in kWh/m²/a. Das Referenz-Gebäude besteht aus zwei Stockwerken mit Schrägdach und steht auf dem Erdboden auf. Abb. 6 zeigt eine Ansicht des Referenz-Gebäudes.

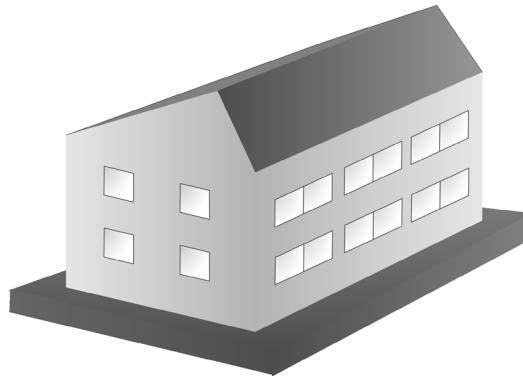


Abb. 6: Ansicht des A38T44-Referenz-Gebäudes [5]

Tab. 2 und Tab. 3 fassen in einer Übersicht die Flächenmasse und die Wärmedurchgangskoeffizienten der Referenz-Gebäude zusammen. Die Grundfläche innen beträgt einheitlich 140 m² für alle Gebäudetypen. Die unterschiedliche Dämmstärke wirkt sich auf die Außenmasse des Gebäudes aus.

	Gebäude	Süd-Dach	Nord-Dach	Giebelwand	Traufwand	Boden
Innenfläche	alle	54.6 m ²	26.4 m ²	45.7 m ²	56.0 m ²	70.0 m ²
Aussenfläche	SFH15	59.7 m ²	28.9 m ²	55.9 m ²	66.8 m ²	86.8 m ²
	SFH45	58.8 m ²	28.4 m ²	54.3 m ²	65.1 m ²	83.8 m ²
	SFH100	57.5 m ²	27.8 m ²	52.0 m ²	62.8 m ²	79.4 m ²

Tab. 2: Flächenmasse des A38T44-Referenz-Gebäudes

	Aussenwand	Boden	Zwischen-decke	Dach	Innenwand	Fenster
SFH15	0.182	0.135	0.649	0.162	0.885	1.0
SFH45	0.286	0.173	0.649	0.197	0.885	1.5
SFH100	0.667	0.278	0.649	0.575	0.885	3.0

Tab. 3: Wärmedurchgangskoeffizienten des A38T44-Referenz-Gebäudes in W/m²/K



Die Wärmeverluste zum Erdreich werden basierend auf einem Ansatz aus der ISO/DIS 13370 [10] bestimmt.

Die Frischluftzufuhr wird definiert über einen 0.4-fachen Luftwechsel pro Stunde als Grundlüftung. Für das SFH45 und SFH100 wird dieser Luftwechsel ohne Wärmerückgewinnung als direkte Außenluftzufuhr definiert. Für das SFH15 wird eine Wärmerückgewinnung mit einem Wärmerückgewinnungsgrad von 60% definiert. Zusätzlich wird, vorwiegend zur Vermeidung einer sommerlichen Überhitzung, ein Luftaustausch über Fensteröffnung abhängig von einem Zeitplan, einer Außentemperatur- und einer Innentemperaturschwelle definiert.

Die Fenster werden, ebenso zur Vermeidung einer sommerlichen Überhitzung, abhängig von der solaren Einstrahlung, einer Außentemperatur- und einer Innentemperaturschwelle, verschattet.

Die Abwärme von Personen und Geräten werden über je ein festes 24-Stunden-Profil berücksichtigt.

Zu der Definition des Gebäudes als Referenz-Wärmelast gehört in diesem Fall auch die Festlegung eines Wärmeabgabesystems. Somit sind neben der zu liefernden Wärmemenge auch die zu liefernden Temperaturen im hydraulischen Heizsystem definiert und vergleichbar. Die Gebäude SFH15 und SFH45 sind mit einer Fußbodenheizung mit Auslegungs-Vorlauftemperatur von 35°C, das SFH100 mit einem Radiatoren-System mit einer Auslegungs-Vorlauftemperatur von 55°C ausgestattet. Für das Wärmeabgabesystem ist eine Basis-Regelstrategie definiert. Diese dient auch der Überprüfung einer Implementierung der Referenz-Gebäude.

Im Arbeitspaket AP1 wird eine weitere, ähnliche Gebäudedefinition verwendet, welche dort beschrieben ist.

2.4. Energetische Bewertungsmethodik

Die energetische Bewertung der Anlageneffizienz erfolgt basierend auf den Bilanzgrenzen- und Arbeitszahl-Definitionen des A38T44, wie in [2], [3] & [18] ausführlich dargelegt. Insbesondere werden die folgenden Definitionen für die Jahresarbeitszahl SPF verwendet:

SPF_{bst} (nachfolgend JAZ) - Die von der Wärmepumpe und der Solarthermie erzeugte und für Nutzer oder Nutzwärmespeicher bereitgestellte Wärme wird bilanziert und durch allen zur Bereitstellung dieser Wärme erforderlichen Aufwand dividiert. Somit sind Speicherverluste und Aufwände zur Übergabe der Wärme nicht berücksichtigt.

$$SPF_{bst} = \frac{\int (\dot{Q}_{SC,H} + \dot{Q}_{HP,H} + \dot{Q}_{BU,H}) dt}{\int (P_{el,SC,H} + P_{el,SC,C} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,BU} + P_{el,CU}) dt} \quad (GI.1)$$

SPF_{SHP+} - Die Bilanzgrenze beinhaltet alle Komponenten des Systems von der Erzeugung bis zur Nutzung. Die Nutzwärme für Raumheizung und Trinkwarmwasser wird dividiert durch alle Aufwände zur Wärme-Bereitstellung und -Übergabe.

$$SPF_{SHP+} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW}) dt}{\int (P_{el,SC,H} + P_{el,SC,C} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,BU} + P_{el,CU} + P_{el,SH} + P_{el,DHW}) dt} \quad (GI.2)$$

EN - Der Komplementärwert des Verhältnisses aller in Netz eingespeister elektrischer Energie zu aller von der Photovoltaik produzierten Energie.

$$EN = 1 - \frac{\int P_{el,push} dt}{\int P_{PV} dt} \quad (GI.3)$$

ED - Der Komplementärwert des Verhältnisses aller vom Netz bezogener elektrischer Energie zu aller vom System verbrauchten elektrischen Energie.

$$ED = 1 - \frac{\int P_{grid,pull} dt}{\int (P_{el,SC,H} + P_{el,SC,C} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,BU} + P_{el,CU} + P_{el,SH} + P_{el,DHW} + P_{el,Dom}) dt} \quad (GI.4)$$

Variablen

SPF	Seasonal Performance Factor	JAZ	Jahresarbeitszahl
EN	Eigennutzung	ED	Eigendeckung
\dot{Q}	th. Leistung in W	P	elektrische Leistung in W

Indizes

bSt	vor dem Speicher (before storage)	Solaranlage und Wärmepumpe plus Wärmeverteilung und -übergabe (solar and heat pump + heat distribution system)	
HP	Wärmepumpe	SHP+	
SC	Solar Kollektor	DHW	Warmwasser
BU	el. Notfall-Heizstab	C	Niedertemperatur
SH	Raumheizung	el	elektrisch
H	Hochtemperatur	push	Netzeinspeisung
CU	Regler	pull	Netzbezug
Dom	Haushalt		

Unter **erzeugte Wärme** wird diejenige Wärme verstanden, welche von den Wärmeerzeugern auf Nutztemperaturniveau bereitgestellt wird.

Der **Wärmebedarf** ist diejenige Wärmemenge, welche am Ort des Nutzens erforderlich ist um die Qualitätsanforderungen (Raumtemperatur, Warmwasser-Entnahme) einzuhalten.

Die elektrische Energiebilanz verwendet folgende Begriffe:

- **Netzstrombezug** ist alle Elektrizität, die aus dem Stromnetz bezogen wird.
- **PV-Eigennutzung** ist diejenige tagesweise bilanzierte elektrische Energiemenge, die am Gebäude durch PV erzeugt wird und in der Wärmeerzeugung durch die Solarthermie- oder Wärmepumpen-Anlage selbst genutzt werden kann. In diesem Projekt wird noch keine Nutzung für Haushaltsstrom berücksichtigt.
- **PV-Überschuss** ist die am Gebäude durch PV erzeugte elektrische Energiemenge, die nicht als PV-Eigennutzung bilanziert wird.

3. AP1 – Fotovoltaik, Wärmepumpe, Batterie

Fotovoltaik kombiniert mit leistungsgeregelten Luft/Wasser-Wärmepumpen ist eine effiziente, finanziell attraktive und flexible Lösung für eine auf erneuerbaren Energien basierende Wärmeerzeugung. Die Nutzung von selbst erzeugtem Photovoltaik-Strom, sowie sich ergebende Konsequenzen für den lokalen Elektrizitätsnetzausbau sind aktuell viel diskutierte Themen. Dieser Ansatz ist flexibel einsetzbar. Das gilt sowohl für die Gebäudetypen (Bestands- oder Neubauten) als auch für den zeitlichen Ablauf bei der Anlagen-Errichtung oder -Erneuerung (erst Wärmeerzeugung, dann Solartechnik, oder umgekehrt). Im Fokus des Projektes steht die praxistaugliche Umsetzung solcher Lösungen, die eine optimierte Eigennutzung ermöglichen und in das lokale Stromnetz gut eingebunden werden können.

Eine noch offene Frage in der Umsetzung der Kombination Photovoltaik mit leistungsgeregelter Wärmepumpe ist die zeitdynamische Umsetzung der Solarstrahlung in Wärme und anhand welcher Messgröße / Informationsschnittstelle die Wärmepumpe auf die Änderung der Solarstrahlung reagiert. Der Schwerpunkt liegt hier auf regelungstechnischen Aspekten, die eine Einbindung in eine vollständig erneuerbare Stromversorgung mit grossem Anteil PV-Strom und der Einbindung ins lokale Stromnetz unterstützen (Untersuchung in Simulationen und im Labor ERL). Bei der Kombination mit Photovoltaikanlagen stellt sich auch die Frage nach der Systemauslegung für eine hohe Eigennutzung des Solarstromes (z. Bsp. Warmwasserbetrieb tagsüber bei konventionell dimensioniertem Speicher). Dem Aspekt der angepassten Anlagendimensionierung widmen sich schon verschiedene andere Projekte, daher wird im LEWASEF-Projekt die Anlagendimensionierung klassisch gewählt und nicht variiert.

3.1. Untersuchte Systeme und grundsätzlicher Systemaufbau

Die folgenden Abbildungen zeigen den grundsätzlichen hydraulischen (Abb. 7) und elektrischen (Abb. 8) Aufbau der betrachteten Anlage. Hydraulisch wird eine klassische Wärmepumpenanlage ohne Pufferspeicher betrachtet. Als wärmespeichernde Elemente stehen ein klassisch dimensionierter Warmwasser-Registerboiler und die thermische Gebäudemasse insbesondere der Fußbodenheizung zur Verfügung.

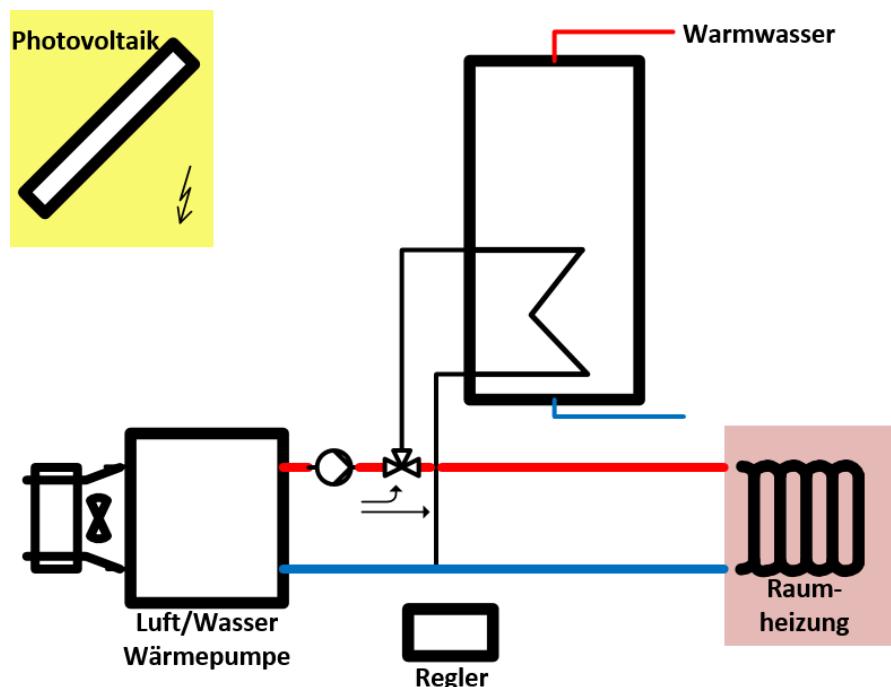


Abb. 7: Systemschema der Kombination Photovoltaik + Luft/Wasser-Wärmepumpe

Auf der elektrischen Seite sind die Elemente Photovoltaik-Anlage, Haushaltsgeräte, Batterie und Wärmepumpe am elektrischen Hausnetz angeschlossen.

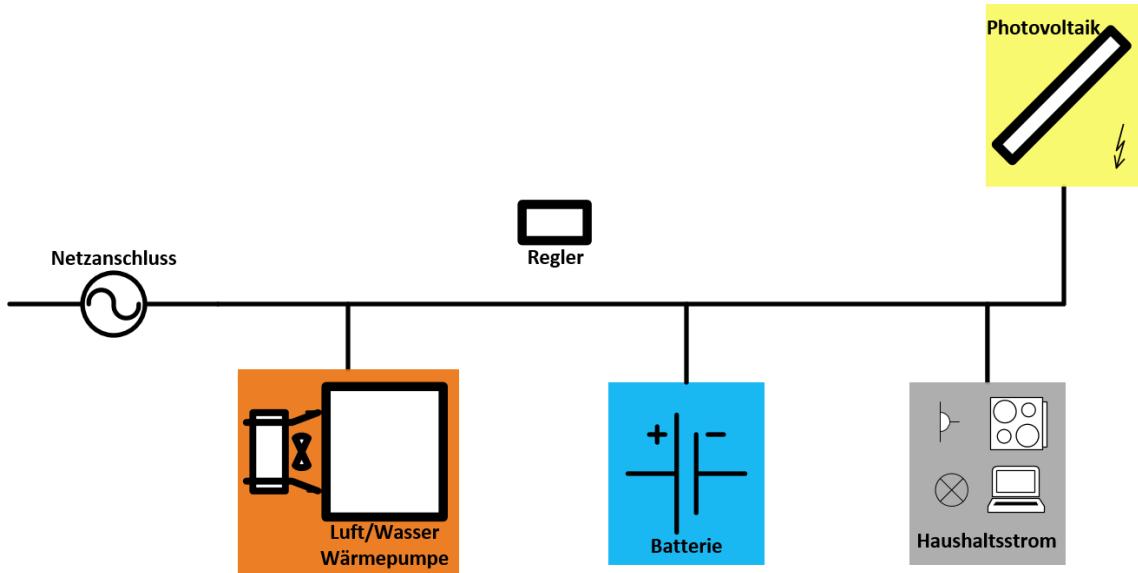


Abb. 8: Vereinfachtes elektrisches Prinzipschema der Kombination Photovoltaik + Luft/Wasser-Wärmepumpe

Eine detaillierte Beschreibung der Komponenten erfolgt in den folgenden Kapiteln.

3.2. Zusammenstellung und Dimensionierung der Komponenten

Zu Beginn der Arbeiten im AP1 wurde die Zusammenstellung und Dimensionierung der Komponenten definiert und auf eine sinnvolle Abstimmung untereinander überprüft. Dies wird in diesem Teilkapitel dargestellt. Hierfür wird die Gesamtanlage in einem detaillierten Simulationsmodell mit konventioneller Bedarfsregelung abgebildet und für einen Jahreszeitraum simuliert. Die Modelle sind teilweise noch vereinfacht abgebildet gegenüber den weiteren Untersuchungen im Labor oder den weiteren Simulationen. Die gewählten Randbedingungen für die Vorstudie in Kapitel 3.2 weichen noch leicht von denjenigen der detaillierteren Untersuchungen ab und sind daher separat ausgewiesen. Schwerpunkt ist die Überprüfung der Komponenten-Zusammenstellung und -Dimensionierung.

3.2.1. Komponenten

Gebäude

Das verwendete Gebäude entspricht einem Einfamilienhaus mit einer Wohnfläche von 160 m² mit einem über die Mindestanforderungen hinausgehenden Dämmstandard und einer Wärmeübergabe mit einer Fußbodenheizung (interne Bezeichnung «EFH 2016 KFW 40 mittel FBH», kurz «EFH-KFW40»). Des Weiteren verfügt das Gebäude über eine Lüftung mit einem 0.4-fachen Luftaustausch pro Stunde und einer Wärmerückgewinnung von 80% sowie eine automatische Verschattung in Abhängigkeit der Raumtemperatur. Die Wärmeübergangskoeffizienten sind in Tab. 4 dargestellt.

	Fläche [m ²]	U-Wert [W/m ² K]	UA-Wert [W/K]
Wände und Dach			82
Fenster	19	1.3	24.7
Boden	70	0.2	14

Tab. 4: Wärmedurchgangskoeffizienten des Gebäudes EFH 2016 KFW 40 mittel FBH



Wärmepumpe und Zusatzheizung

Die Wärmepumpe basiert auf dem linearisierten Kennfeld einer generischen Luft-Wasser-Wärmepumpe mit einer nominalen Leistung von 6 kW und einem COP von 3.5 bei 2°C Außenluft-Temperatur und 35°C Vorlauftemperatur. Die Zusatzheizung arbeitet binär mit einer Leistung von 6 kW. Dieses Modell wird später durch ein Modell ersetzt, welches der auch im Versuch eingesetzten Wärmepumpe Vitocal 200-S AWB-M-E-AC 201.D06 entspricht.

Warmwasser-Speicher

Als Warmwasser-Speicher wird ein Viessmann Vitocell 100-V CVW mit einem Volumen von 390 Litern und einer Registerfläche von 4 m² verwendet.

Regler

Für die Überprüfung der Anlagenkonfiguration und Dimensionierung wurde ein einfacher Wärmepumpen-Regler aus dem vorhergehenden Projekt SOFOWA übernommen und leicht angepasst. Ein neuer Regler, welcher zusätzlich Informationen von der PV-Anlage und der Batterie berücksichtigt wurde im Verlauf dieses Projekts entwickelt und getestet.

PV-Anlage und Wechselrichter

Die PV-Anlage ist nach Süden ausgerichtet mit einer 30° Neigung und hat eine Spitzenleistung von 5000W. Der Wechselrichter hat 9000 W Spitzenleistung und eine mittlere Effizienz von 90.4%.

Batterie

Die Batterie hat eine nutzbare Kapazität von 7.5 kWh. Die Lade- und Entladeeffizienz beträgt je 95%. Die maximale Ein- und Ausgangsleistung beträgt 6000W. Einen konstanten Grundverbrauch gibt es nicht.

3.2.2. Datensätze

Klimadaten

Es wird ein Datensatz über drei Jahre für die Stadt Würzburg, Bayern verwendet, welche mit einem Längengrad von 49°48' N als repräsentativ für das Klima in Zentraleuropa angenommen wird. Die Durchschnittstemperatur gemäss Datensatz beträgt 10.2 °C.

Warmwasser-Entnahmeprofil

Das Entnahmeprofil entspricht dem «European Tapping Cycle EN 13203, M» aus der Carnot-Bibliothek mit einer Entnahmleistung von 5.845 kWh pro Tag.

Haushalts-Stromprofil

Es wird ein stochastisches Haushalts-Stromprofil mit einem Gesamtenergiebezug von 2500 kWh/Jahr mit einer Minuten-Auflösung verwendet, zu sehen in Abb. 9. Die Medianleistung beträgt 103 W bei einer Spitzenleistung von 11.34 kW.

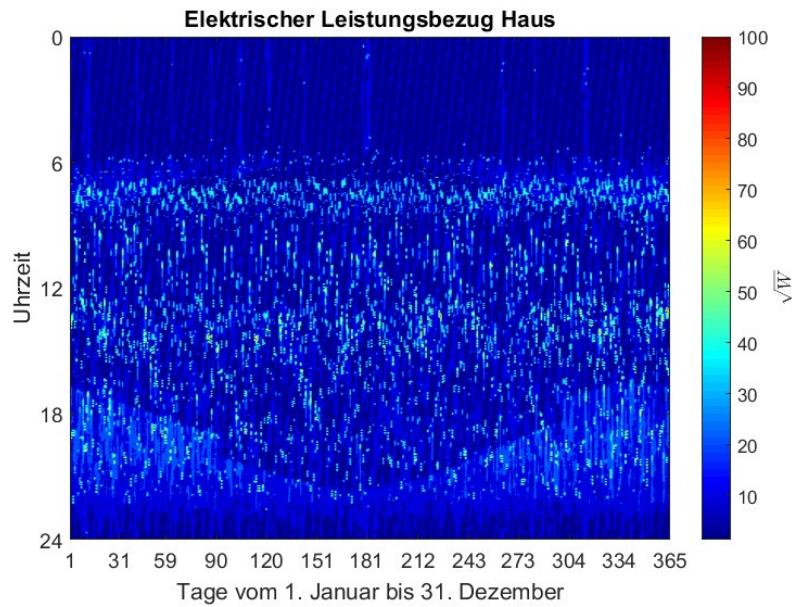


Abb. 9: *Haushaltsstrom über ein Jahr*

3.2.3. Jahresenergien

Wie in Tab. 5 ersichtlich, liegt der elektrische Energiebezug des Gesamtsystems Haus in der aktuellen Konfiguration 457 kWh über der eigenen Erzeugung. Das Defizit beträgt weniger als 10% der Produktion sowie des Verbrauchs. Die PV-Anlage kann daher als angemessen dimensioniert betrachtet werden.

elektr. Energie	kWh / Jahr
PV-Einspeisung	4940
Haushaltsstrom	2500
Wärmepumpe	2860

Tab. 5: *Jahres-Energiebilanz*

3.2.4. Tagesenergien

In Abb. 10 sind die Energiebilanzen der Komponenten PV, WP und Haushaltsstrom pro Tag dargestellt. Bemerkenswert sind vor allem die hohen Schwankungen in den Tagesenergien der PV-Anlage im Sommer und der Wärmepumpe im Winter.

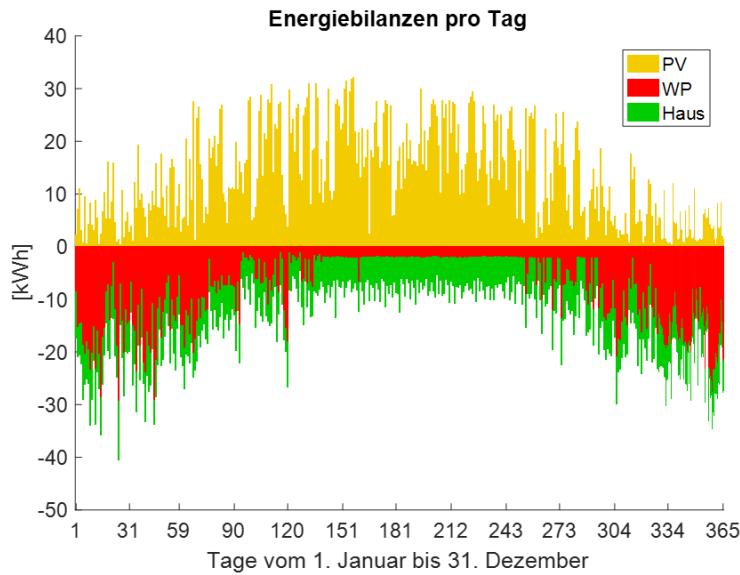


Abb. 10: Tägliche elektrische Energie für PV, WP und Haushalt

Im Gegensatz zur obigen Grafik wurde für Abb. 11 die zufällige Gleichzeitigkeit von Produktion und Verbrauch beachtet, indem die momentane Über- und Unterproduktion in Minutenstufen separat zu Tageswerten kumuliert wurden. Verglichen mit der getrennten Betrachtung haben sich die Energiemengen leicht reduziert (andere Skala der Y-Achse). Es zeigt sich jedoch, dass Produktion und Verbrauch in hoher zeitlicher Auflösung (Minutenstufen) grösstenteils zeitlich getrennt sind und die hohen Schwankungen in den Tagesenergien auch hier sichtbar werden.

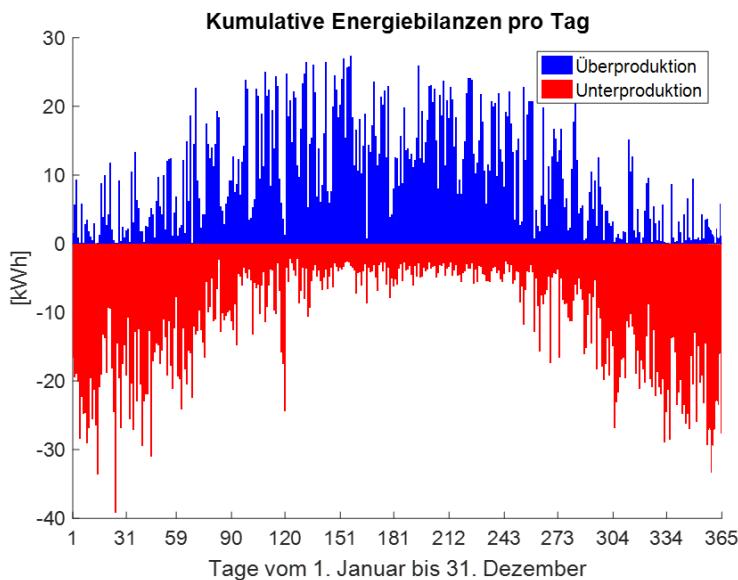


Abb. 11: Tägliche nicht direkt verbrauchte Über- und Unterproduktion der PV-Anlage

Für Abb. 12 wurde von den kumulativen Energiebilanzen pro Tag jeweils der kleinere Wert genommen und in einem Histogramm dargestellt. Dies hat eine hohe Relevanz für die Dimensionierung einer Batterie als Tagesspeicher. Da die Batterie primär als Tagesspeicher agieren soll, wäre es wenig sinnvoll, Überproduktion zu speichern, welche nicht innerhalb eines Tages verbraucht wird oder Speicherkapazität anzulegen, welche nicht innerhalb eines Tages gefüllt wird.

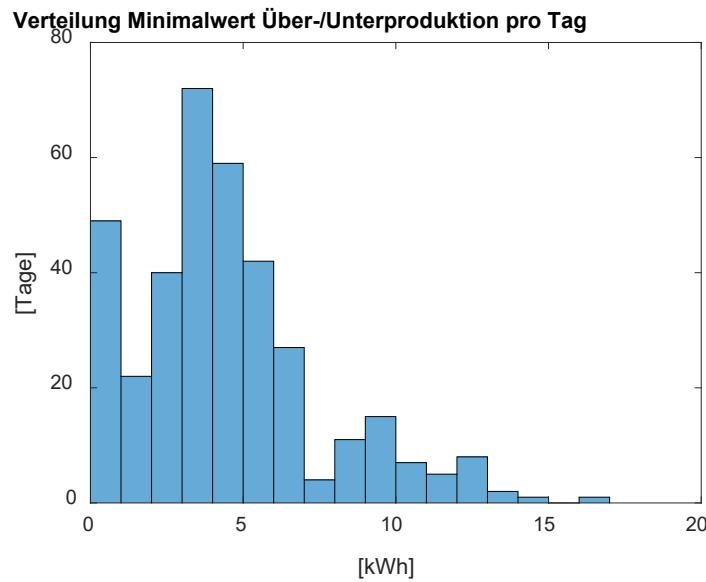


Abb. 12: Statistische Verteilung täglicher nicht direkt verbrauchter Über- und Unterproduktion der PV-Anlage

Basierend auf dieser Analyse wäre eine nutzbare Batteriekapazität von ca. 7 kWh zu empfehlen. Eine Verdoppelung dieser Kapazität würde voraussichtlich nochmals leichte Gewinne bringen.

3.2.5. Profilanalyse und Batterie

Basierend auf der vorhergehenden Analyse der Randbedingungen kann angenommen werden, dass die verwendete Batterie mit einer nutzbaren Kapazität von 7.5 kWh gut dimensioniert ist.

Abb. 13 veranschaulicht die Wirkung der Batterie. Ohne Batterie wäre der Netzbezug gleich der Unterproduktion und die Netzeinspeisung gleich der Überproduktion. Bei der aktuellen Konfiguration reduziert die Batterie die Netzinteraktion um 40%. Eine testweise Verdoppelung der Batteriekapazität resultierte in einer Reduktion der Netzinteraktion um 45%.

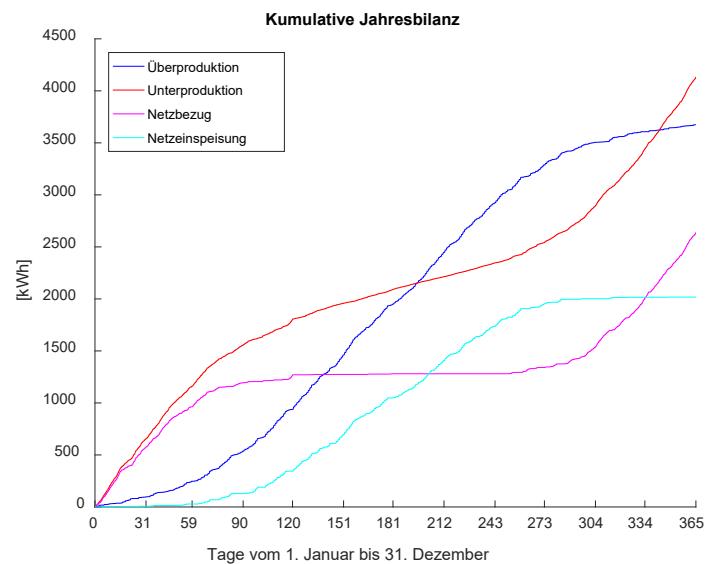


Abb. 13: Kumulative Über- und Unterproduktion sowie Netzbezug und -einspeisung

In Abb. 14 ist der SOC der Batterie im Verlauf des Jahres dargestellt. Die Batterie ist deutlich häufiger leer als voll, was mit der leichten Unterproduktion in der Jahresbilanz einhergeht.

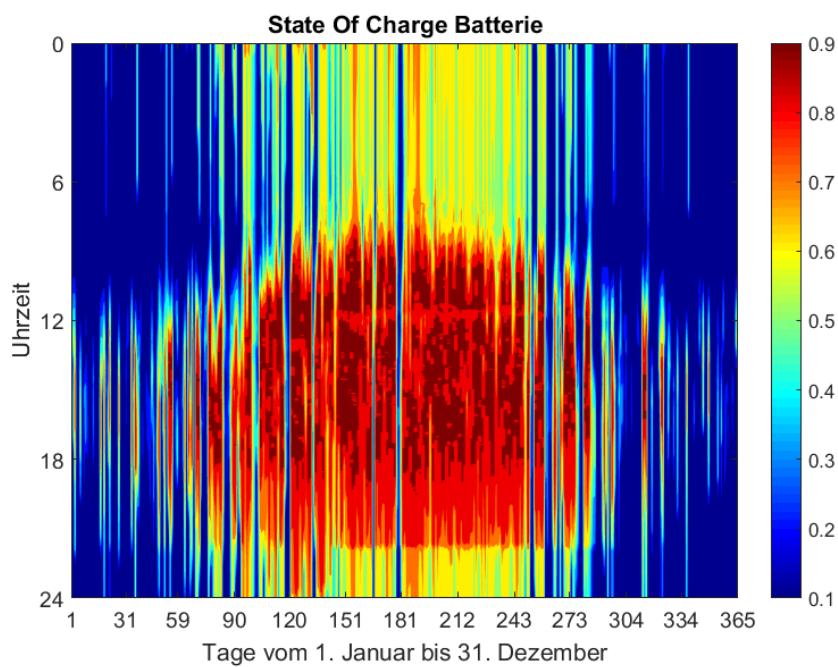


Abb. 14: State of Charge der Batterie über ein Jahr

Abb. 15 zeigt die zeitliche Verteilung des Ladezustands der Batterie. Insgesamt ist die Batterie einen Grossteil des Jahres im gewünschten, teilweise geladenen Zustand. Die Leistungsbegrenzung von 6000 W wird für die Einspeisung nie (PV: 5000 W Spitzenleistung) und für den Bezug nur sehr selten erreicht.

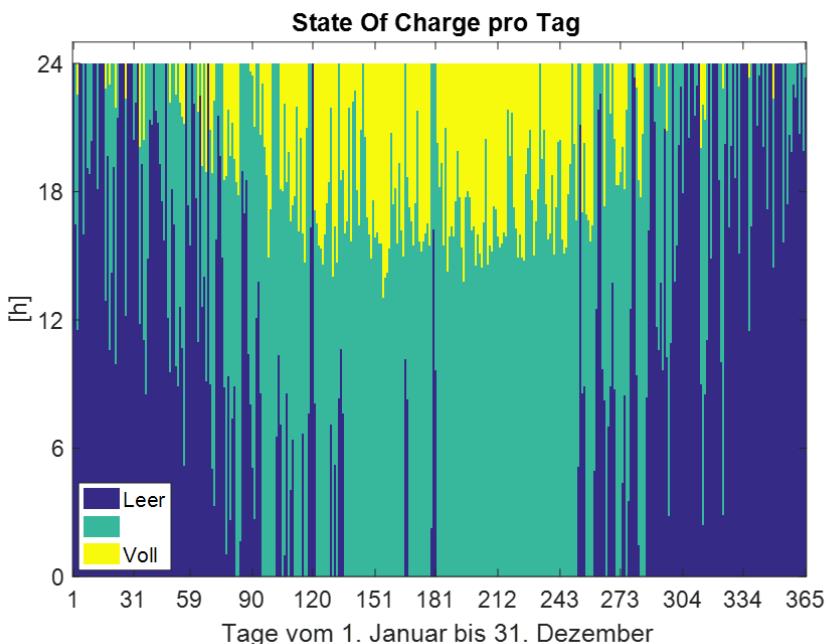


Abb. 15: Zeitliche Verteilung des Batteriezustands zwischen voll, leer und teilweise voll

In Abb. 16 ist die Netzinteraktion eines Jahres mit der Standard-Batterie dargestellt.

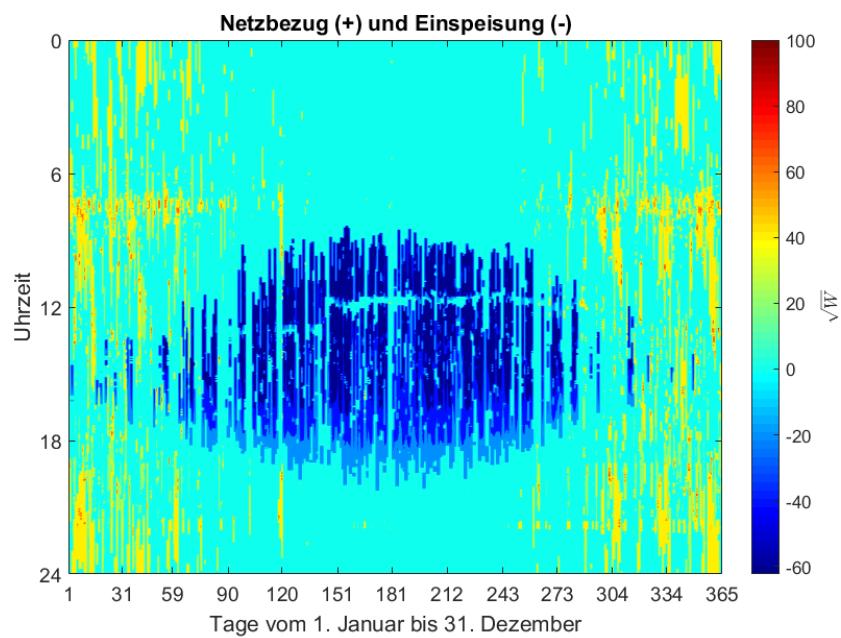


Abb. 16: Netzbezug und -einspeisung über ein Jahr

3.2.6. Schlussfolgerungen

Insgesamt kann gesagt werden, dass die so gewählten Komponenten des Systems gut aufeinander abgestimmt sind und alle Komponenten in ihrem Arbeitsbereich betrieben werden.

3.3. Labormessungen

Ziel der Labormessungen ist es, Erfahrungen mit dem Aufbau eines Systems WP+PV+Batterie zu sammeln, in einem Praxistest die Umsetzung und Wirkung einer Eigennutzungsregelung zu analysieren sowie die Güte der Umsetzung von PV-Strom in Wärme zu bewerten.

3.3.1. Aufbau

Für die Laboruntersuchungen des AP1 wurde ein Gesamtsystem Photovoltaik + Luft/Wasser-Wärmepumpe + Batterie in einem Test-Hausnetz mit emulierten elektrischen Haushaltslasten realisiert. Hierdurch können die Einflüsse der fluktuierenden Stromerzeugung mit Photovoltaik, des nicht-planbaren Haushaltsstrombezuges und die Wirkung einer PV-Strom-Pufferung über eine Batterie untersucht werden.

Die Labormessungen, welche in mehrtägigen Prüfzyklen erfolgen, dienen zudem der Beurteilung der kurzzeitdynamischen Effekte und Güte der Umsetzung von PV-Strom in Wärme.

Der Systemaufbau im Labor beinhaltet folgende Komponenten und ist in den Abbildungen Abb. 17 und Abb. 18 dargestellt:

- leistungsgeregelte Split-L/W-Wärmepumpe in dynamisch betriebener Klimakammer
- dynamisch emulierter Wärmebezug für Raumheizung
- Warmwasser-Speicher aus dem Warmwasser-Entnahmen nach ErP-Entnahmeprofil entnommen werden
- elektrisches Test-Hausnetz mit Bilanzierung, das nur über die Netzanschlussstelle mit dem elektrischen Labornetz verbunden ist
- PV-Modul-Emulator mit realem Wechselrichter
- elektrischer Lastemulator für Haushaltsstrom
- Batterie mit Wechselrichter
- Bedarfsregelung mittels Komponenten-Einzelregler oder systemübergordnete Regelung mit einem Energie Management System (EMS)

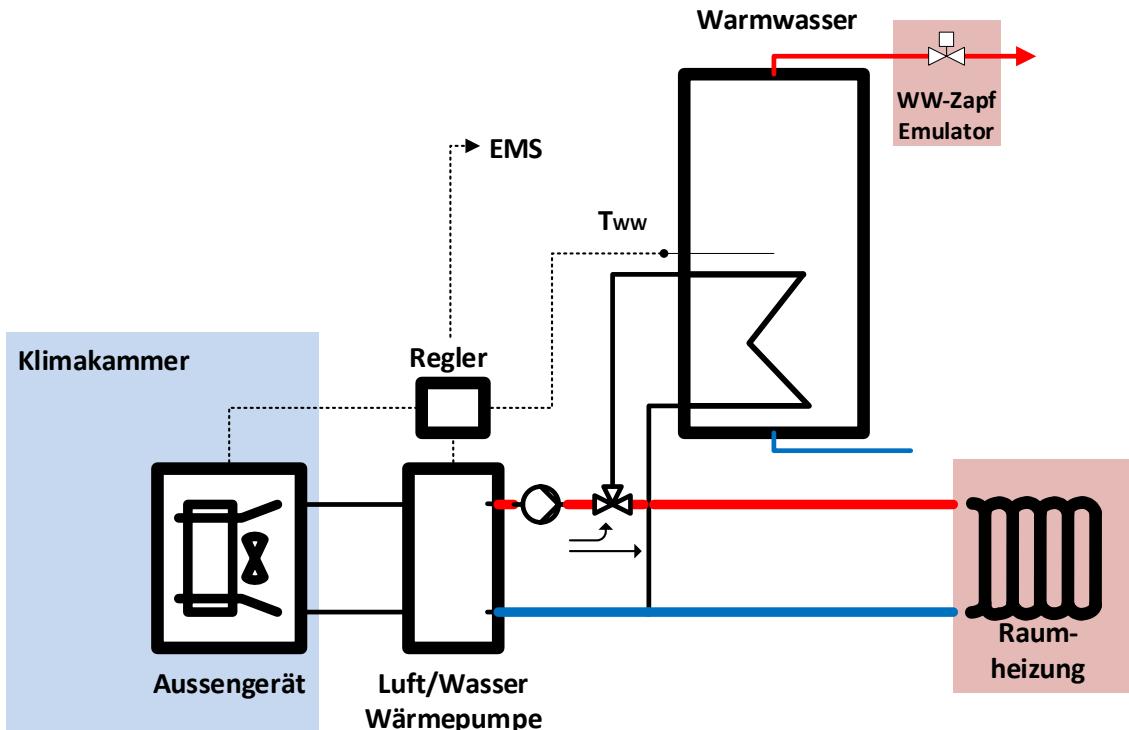


Abb. 17: Hydraulisches Prinzipschema des Messaufbaus

Abb. 17 zeigt das vereinfachte Hydraulische Schaltungsprinzip der Luft/Wasser-Wärmepumpenanlage. Es wurde bewusst eine einfache hydraulische Schaltung gewählt, damit die Einflüsse der elektrischen und Regelungstechnischen Umsetzung auf die Wärmeseite klar sichtbar werden.

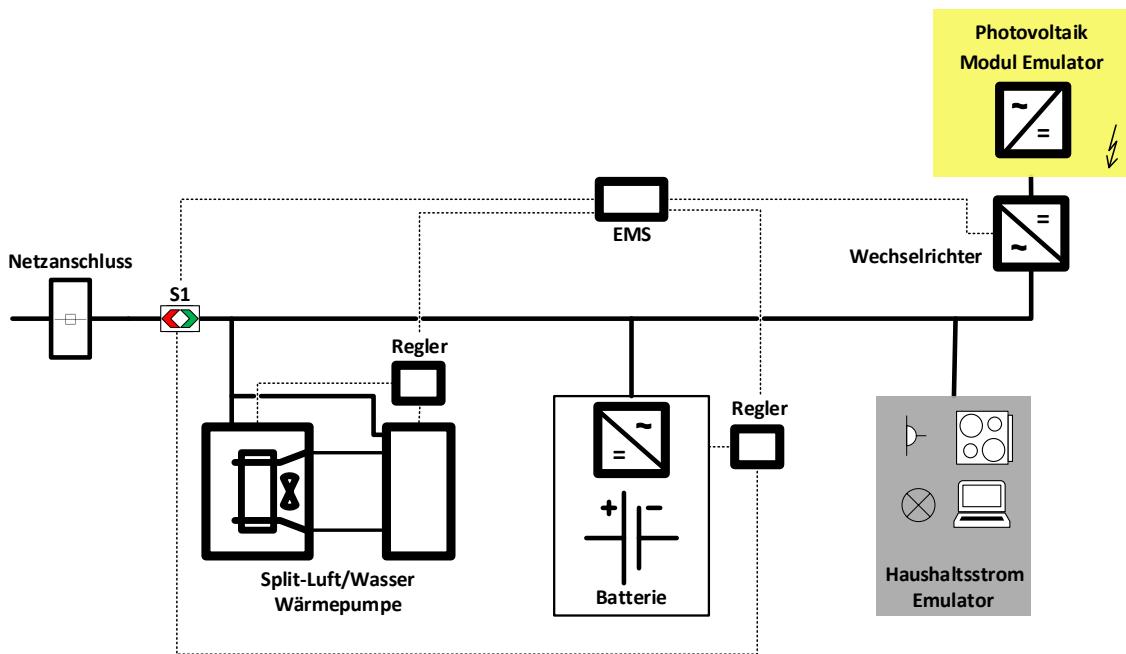


Abb. 18: Elektrisches Prinzipschema des Messaufbaus

Abb. 18 zeigt das elektrische Prinzipschema des Messaufbaus. Es beinhaltet ein vereinfachtes, aber vollständiges, elektrisches Test-Hausnetz, damit die realen Einflüsse auf die Geräte, deren Regler und das EMS abgebildet sind. Das EMS erhält Informationen des Photovoltaik Wechselrichters, der Batterie und der Wärmepumpe. Mit einem Energy-Meter (S1) misst das EMS die gesamte Stromaufnahme des Hausnetzes und kann so den Haushaltsstrom ermitteln.

Für die Messtechnische Erfassung der elektrischen Größen wurden zusätzliche Messpunkte in den Aufbau integriert, welche in Abb. 19 MS1-5 dargestellt sind. Für all diese Messpunkte wurden die Messgrößen Wirkleistung, Spannung, Strom und Leistungsfaktor pro Phase aufgezeichnet, wovon lediglich die elektrische Wirkleistung ausgewertet wurde. Die internen Messgrößen der Komponenten werden ebenfalls mitgeologt.

- MS1) Messstelle direkt am «virtuellen» Hausanschlusspunkt. Diese misst die aufgenommene Leistung als positive Werte und die abgegebene Leistung als negative Werte. Die Leistungen werden pro Phase und als Summenleistung ermittelt.
- MS2) Messstelle der Wärmepumpe. Diese teilt sich in den Messpunkt für die Ausseneinheit und den Messpunkt für die Inneneinheit auf. Als Summe der beiden Punkte resultiert die Gesamtleistungsaufnahme der Wärmepumpe.
- MS3) Messstelle der Batterie. Diese Messstelle misst die abgegebene Leistung der Batterie als positive und die aufgenommene Leistung als negative Werte.
- MS4) Messpunkt des Haushaltsstroms. Der Haushaltsstrom belastet alle drei Phasen. Demnach ist diese Messstelle dreiphasig ausgeführt.
- MS5) Messpunkt des PV-Wechselrichters. Der PV-Wechselrichter speist seine Leistung dreiphasig in das Hausnetz ein. Die Messstelle ist dreiphasig ausgeführt.

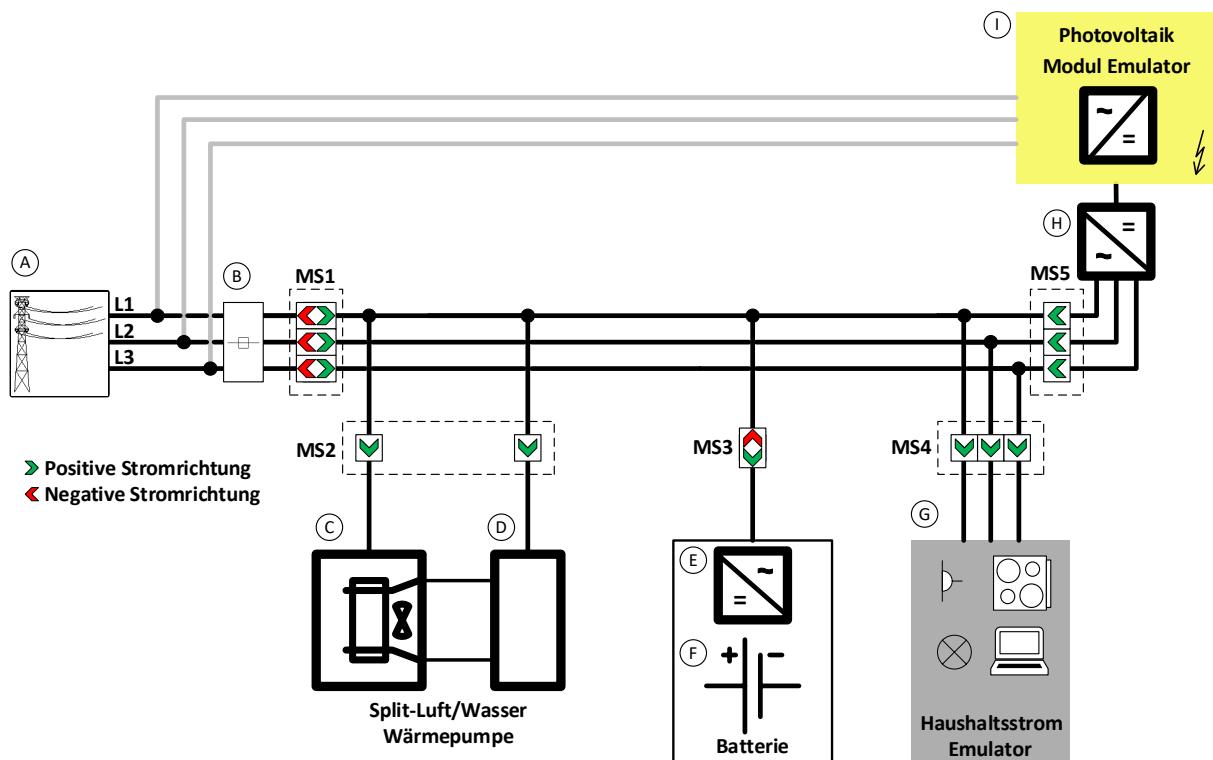


Abb. 19: Elektrische Verschaltung der Komponenten und Darstellung der Messstellen

- A) Stellt den Anschluss an das externe Stromnetz dar.
 B) Dieser Punkt im System widerspiegelt bei einem realen Hausnetz den Hausanschluss:
 --> hier «virtueller» Hausanschluss.
 C) Dies ist die Ausseneinheit der Split-Luft/Wasser Wärmepumpe (Viessmann Vitocal 200S) und beinhaltet den Lüfter, den Verdampfer und den Kompressor. Sie ist elektrisch über Phase 1 ins System eingebunden.
 D) Die Inneneinheit der Split-Luft/Wasser Wärmepumpe (Viessmann Vitocal 200S AWB-E-AC 201.D08) besteht aus dem Regler, der Umwälzpumpe, dem Kondensator und dem Umschaltventil. Die Inneneinheit ist ebenfalls über die Phase 1 ins System eingebunden. Der interne Durchlauferhitzer wird nicht verwendet.
 E) Der Batteriewechselrichter (SMA Sunny Island) ist einphasig über Phase 1 ins System eingebunden. Er übernimmt das Lademanagement der Batterie. Im bedarfsgeregelten Testfall regelt dieser die Batterie mithilfe der Messwerte von S1 in Abb. 18.
 F) Die Batterie (LG RESU 6.5) ist DC-seitig mit dem Batteriewechselrichter verbunden. Das Lademanagement wird vom Batteriewechselrichter übernommen. Die Sicherheitsfunktionen übernimmt der Laderegler der Batterie.
 G) Der Haushaltsstrom wird mittels Phasenanschnitt-Dimmern und einem Durchlauferhitzer emuliert. Die abgegebene Wärme kann im hydraulischen System des ERL wiederverwendet werden. Es kann eine Leistung bis zu 7.2 kW emuliert werden.
 H) Beim PV-Wechselrichter (SMA Sunny Tripower 5000TL-20) handelt es sich um ein dreiphasiges Modell.
 I) Anstelle von realen PV-Modulen wird der PV-Wechselrichter mit einem PV-Emulator betrieben. Dieser ist mit einer DC-Quelle (Regatron TopCon Quadro) realisiert, welche über einen sogenannten Solar Array Simulator verfügt. Mithilfe dieses Solar Array Simulators kann ein Array aus PV-Modulen definiert werden. Für die Tests wurde ein Array mit den folgenden Eckdaten definiert:
 Modultyp: CSi (kristallines Silizium)
 Leerlaufspannung des Feldes $U_{0\text{Feld}}$: 600V



Kurzschlussstrom des Feldes IK_{Feld} : 11.57A

P_{max} : 5000W

Für den Testablauf benötigt der PV-Emulator nur die Globalstrahlung (senkrecht auf die Module) und die Temperatur der Module. Aufgrund dieser Angaben erzeugt der Emulator das Verhalten des definierten Solar Arrays.

Genauere Angaben zu den Systemkomponenten und den Messmitteln den Kapiteln 3.3.3 und entnommen 3.3.4 werden.

3.3.2. Simulation/Emulation und “Hardware in the Loop” (HIL)

Die «Hardware in the Loop» (HIL)-Komponenten, wie z.B. die Wärmepumpe sind mithilfe von Emulatoren in das untersuchte System eingebunden. Der Sekundärkreis der Wärmepumpe für Heizbetrieb wurde dabei an den sogenannten Gebäude-Emulator angeschlossen, welcher das Gebäude und dessen Heizungsabgabesystem nachbildet. Der Sekundärkreis für Warmwasser wurde auf den realen Warmwasserspeicher geführt.

Eine Klimakammer stellt die Außenbedingungen für das Split-Aussengerät nach.

Den thermohydraulischen Emulatoren, wie dem Gebäude-Emulator sind jeweils PID-Software-Regler für Durchfluss, Rücklauf- / und Tanktemperaturen, sowie untergeordnete Kaskadenregler für Kühl- und Heizleistung zugeordnet, welche die Stellventile über eine CAN-Bus Verbindung ab einem Leitrechner ansteuern.

Diese Regler erhalten dynamisch ändernde Sollwerte, welche mit einer Matlab/Simulink®-Echtzeit-Simulation mit Carnot-Blocksatz erzeugt werden.

Die Klimakammer besitzt PID-Software-Regler für die Zuluft-Temperatur und -Feuchte, die die Stellventile für Heiz- und Kühlregister ansteuern und die Stellgröße für den Luftbefeuchter ausgeben. Die vorhandene Kälteanlage für Minustemperaturen wurde bei den Tests im Plustemperaturbereich nicht benötigt.



Abb. 20: Gebäude-Heizungsabgabe-Emulator

Simulation

Die Echtzeit-Anlagensimulation verrechnet Sensoreingänge mit den Modellen zu neuen Ausgangs- sowie Stellgrößen.

Sämtliche relevanten Messgrößen werden zur Laufzeit visualisiert und in einer Messwert-Datenbank zwecks späterer Auswertung gespeichert. Die Wärmeströme werden jeweils aus gemessenen Volumenströmen, Temperaturdifferenzen und Stoffdaten berechnet.

Das Prinzipschema in Abb. 22 zeigt die Gesamtanlagenkonfiguration mit dem oberen Leitrechner-Bereich für Datenverarbeitung, Simulation, Regelung und Ansteuerung der Emulatoren.

Die Emulatoren für Haushaltstrom- und PV-Module besitzen eigene Regelungen. Hier reichen die Sollwertvorgaben als elektrische Leistungen bzw. solare Einstrahlung und PV-Modultemperatur.

Die physikalisch vorhandenen Komponenten sind gemäss Herstellerangaben kommunikationsmäßig miteinander verbunden.

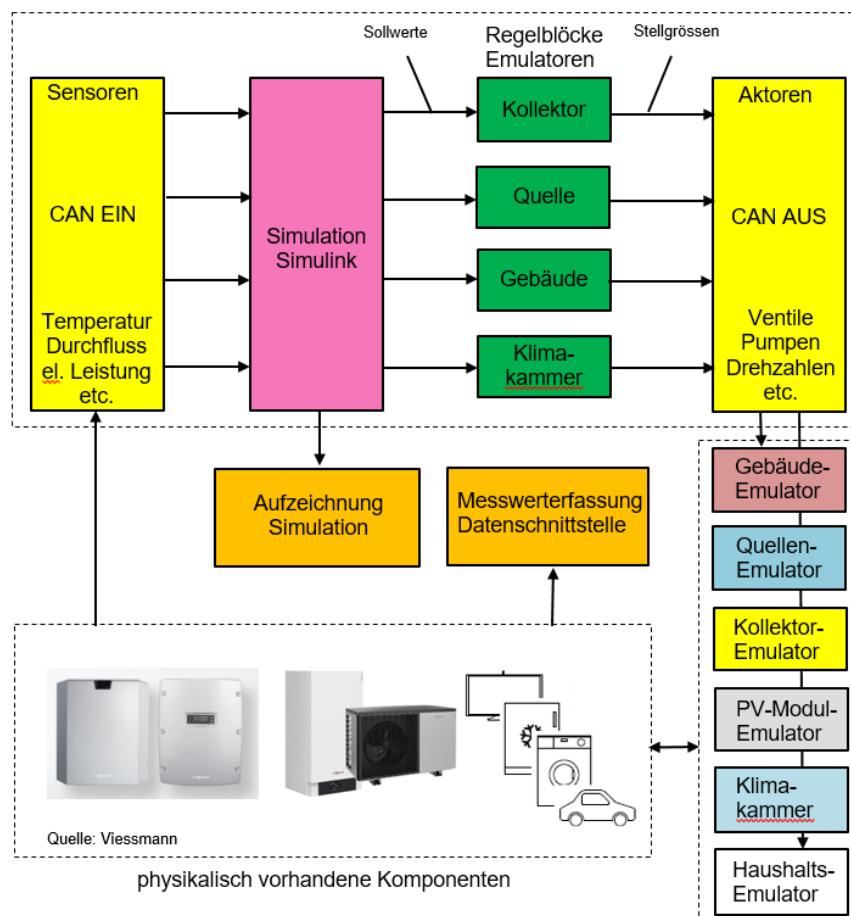


Abb. 21: Prinzipschema Simulations- und Emulationstechnik für die HIL-Messungen



Vorbereitungen zur HIL Messung

Vor jedem Start einer HIL-Messung wird eine mehrtägige Vorsimulation durchgeführt, um korrekte Startwerte (Wert und zeitliche Ableitung) für Raumtemperatur, Heizungsrücklauf-Temperatur etc. zur Verfügung zu haben (sogenannte Final States). Bei der folgenden HIL-Messung und Simulation werden die Daten dann als Startwerte (Initial States) eingelesen.

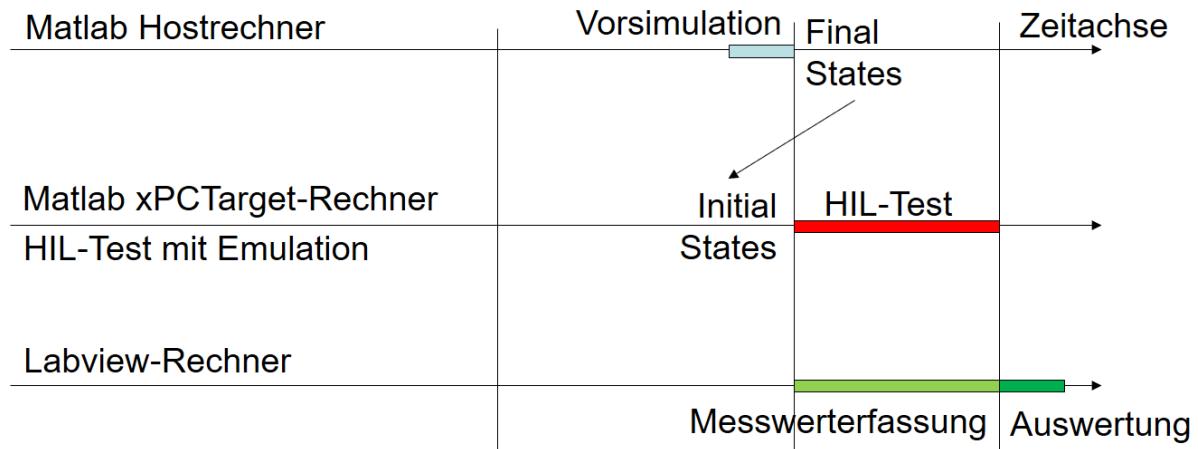


Abb. 22: Darstellung des Messablaufes mit Vorsimulation und anschliessender HIL-Messung

Der Testverlauf wird mithilfe von Labview-Visualisierungen verfolgt. Nachfolgend ist die Maske des Test-Hausnetzes mit den elektrischen Leistungen und ihren Fließrichtungen als Beispiel aufgeführt.

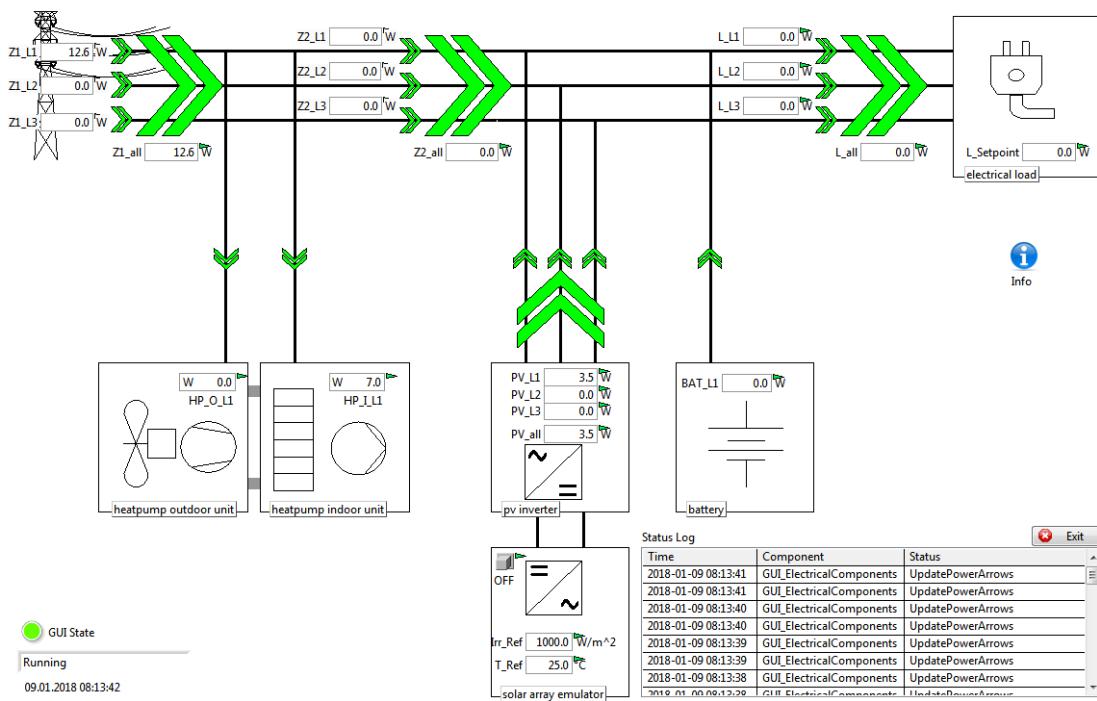


Abb. 23: Labview-Visualisierung der elektrischen Leistungen (WP, PV, Batterie und Haushaltsstrom)

3.3.3. Untersuchte Hardware-Komponenten



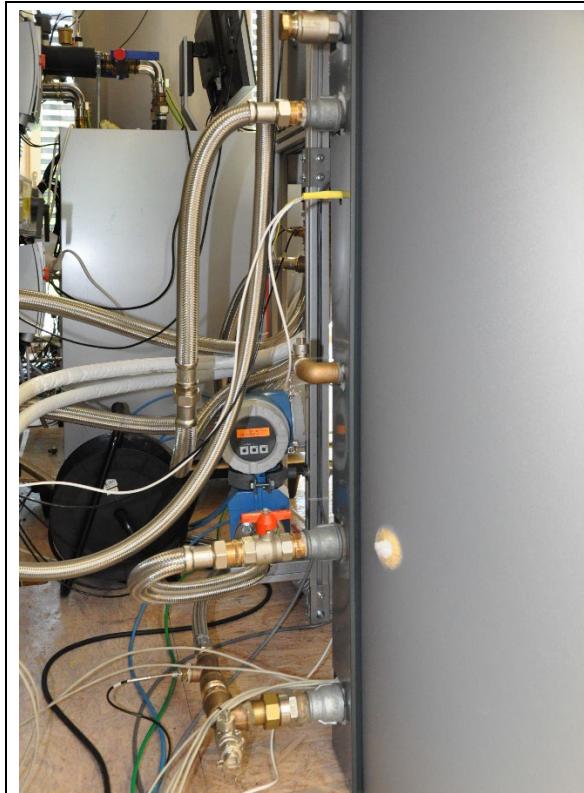
Inneneinheit Split-Luft/Wasser
Wärmepumpe Viessmann
Vitocal 200-S AWB-E-AC 201.D08

Instrumentierung Heizbetrieb:
Heizvolumenstrom mit Vor- und Rücklauf-
Temperaturmessung
Mit Auslesung und Messwertspeicherung
der Wärmepumpenregler-Informationen

Warmwasserspeicher
Viessmann Vitocell 100-V (CVW)
Inhalt 390 Liter

Instrumentierung:
Zapfvolumenstrom mit Temperatur-
messungen für Warmwasserbezug und
Kaltwassereintritt

Abb. 24: Wärmepumpen-Inneneinheit mit Warmwasserspeicher



Warmwasserspeicher Viessmann Vitocell
100-V (CVW) Inhalt 390 Liter

Instrumentierung Warmwasserbereitung:
Ladevolumenstrom mit Vor- und Rücklauf-
Temperaturmessung

Speichertemperaturmessung für Regler
mittels NTC10 kOhm Fühler

Schichtungsmessung mit sechs extern an
Stahltank geklebten Temperaturen-
Messfühlern PT100 1/3DIN 3L

Abb. 25: Warmwasserspeicher Viessmann Vitocell 100-V (CVW) Rückansicht



Ausseneinheit Split-Luft/Wasser
Wärmepumpe Viessmann
Vitocal 200-S AWB-E-AC 201.D06
Instrumentierung:

Erfassung der Luftzustände (Temperatur und Feuchte) vor und nach dem Verdampfer
Messung des Temperaturfeldes vor dem Verdampfer mittels eines 3x3 Matrixfeldes mit PT100 1/3DIN 4L

Abb. 26: Wärmepumpen-Ausseneinheit instrumentiert in der Klimakammer



Hausanschluss und Verteiler mit Emulatoren für den Haushaltsstrombezug.
Regelung der Haushaltsstrom-Emulatoren mittel Beckhoff SPS.

Messung der elektrischen Leistungen mittels Beckhoff Leistungsklemmen und Stromspulen.

Abb. 27: Hausverteilereinheit mit Energy-Metern, SPS-Steuerung, Messwandlern und Haushaltsstrom-Emulatoren



Regatron Topcon Quadro regelbare DC-Quelle zur Emulation des PV-Modulfeldes bis 10kW

Solar Array Simulator zur PV-Modul Emulation mit Kennlinien-basiertem Spannungs- und Strom verlauf.

Als Sollwertvorgabe dienen solare Einstrahlung in Modulebene und die Modultemperatur.

Abb. 28: PV-Emulator unten mit Modul-Kennlinien-Ansteuerungssoftware (Regatron Topcon Quadro)



SMA Sunny Tripower 5000TL-20

Abb. 29: PV-Wechselrichter



Vitocharge Batteriestation mit Stromspeicher LG RESU 6.5 und Remote Control Einheit

Abb. 30: Vitocharge Batteriestation mit Stromspeicher und Remote Control Einheit



3.3.4. Messgeräte

Gerät/Funktion	Spezifikation	Messprinzip	Messgröße	Einheit	Messgenauigkeit
SPS-Steuerung	Beckhoff CX5120				
Leistungsmessklemmen	Beckhoff KL3403	Spannung: Direktabgriff Strom: Stromwandler	Elektrische Leistung Strom Spannung	W A V	Messfehler: 0,5 % bezogen auf den Messbereichsendwert (U, I), 1 % berechnete Werte
Aufsteck-stromwandler	WAGO 855-2701	Induktiv, Trafoprinzip	Strom	A	Genauigkeitsklasse 1
Referenz Leistungsmesser	Infratek 106A	Spannung: Direktabgriff Strom: Hallsensoren	Elektrische Leistung Strom Spannung	W A V	±(0.1 % Ablesung +0.01 % Bereich)

Tab. 6: **Messgeräte Hausnetz**

Gerät/Funktion	Spezifikation	Messprinzip Fühler	Messgröße	Einheit	Messgenauigkeit
Volumenstrom-Messer	E+H Promag 50P	Magnetisch Induktiv	Durchfluss	l/Min	+/-0.5% vom MW
Temperaturfühler / Messklemmen	WAGO 750-461	PT100 3L	Temperatur	°C	+/-0.1°C

Tab. 7: **Messgeräte Wärmepumpen- Inneneinheit und Warmwasserspeicher**

Gerät/Funktion	Spezifikation	Messprinzip Fühler	Messgröße	Einheit	Messgenauigkeit
Temperatur- und Feuchtesonden Ein-/Austritt Klimakammer Ein-/Austritt Wärmepumpe	Rotronic HC2A-S Messumformer: HF535-WBB61XX	HC2A-S Pt100 Kl. A Hygrometer® IN-1	Temperatur Feuchte	°C %rF	±0,1 °C bei -7...30 °C ±0,8 %rF bei 23 °C und 10, 35, 80 %rF
Temperatur Matrixfeld Verdampfer-Eintritt	NI Compact Fieldpoint	8 x PT100 1/3 DIN 4L	Temperatur	°C	+/-0.1°C

Tab. 8: **Messgeräte Wärmepumpen-Ausseneinheit und Klimakammer**

3.3.5. Randbedingungen

Damit ein Energiemanagementsystem (EMS) eine möglichst grosse Wirkung hat, und die Wirkung somit in der Auswertung sichtbar ist, sollen die Randbedingungen der Labormessungen so aufgesetzt sein, dass die elektrische Tages-Energiebilanz ausgeglichen ist. Wenig Spielraum haben und wenig aussagekräftig sind Situationen im Sommer, wenn ein genereller Stromüberschuss vorliegt, und im Winter, wenn ein genereller Strommangel vorliegt. Interessant sind also Situationen in der Übergangszeit mit ausgeglichener, elektrischer Tagesenergiebilanz, welche die Möglichkeit und den Nutzen der Lastverschiebung zeigen.

Möglichkeiten

Zur Auswahl der Wetterdaten wurden alle Tage des Normdatensatzes für die Stadt Strasbourg nach Tagesmitteltemperatur und kumulativer Solareinstrahlung arrangiert und nach Jahreszeit sortiert. Dabei wurden diejenigen Tage hervorgehoben, an welchen die Temperatur am Anfang und am Ende des Tages nahe zusammenliegen, was eine rundere Verkettung der Tage in der Simulation ermöglicht. Aus den verbliebenen Tagen wurden insgesamt zehn ausgewählt, welche jeweils extreme und durchschnittliche Bedingungen für ihre jeweilige Jahreszeit wiedergeben, hervorgehoben in Abb. 31.

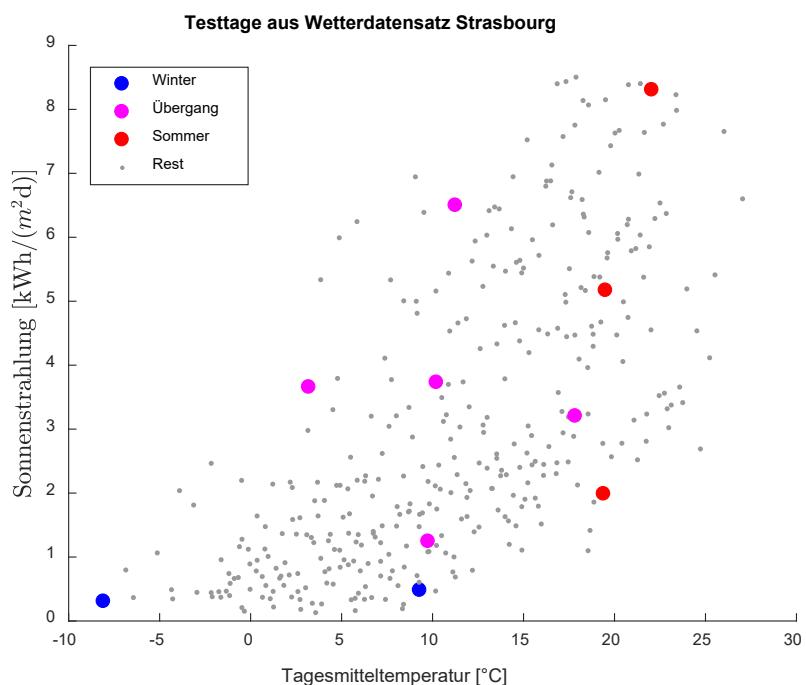


Abb. 31: Temperatur- und Einstrahlungsbilanz aller Tage. Ausgewählte Tage hervorgehoben.

Für die Haushaltsstrom-Profile wurden aus einem Jahresdatensatz drei Tage mit tiefer, mittlerer und hoher Energiesumme ausgewählt, zu sehen in Tab. 9.

Haushaltsstrom-Profile		
Tief	«HH-T»	3.98 kWh/d
Mittel	«HH-M»	6.62 kWh/d
Hoch	«HH-H»	10.74 kWh/d

Tab. 9: Haushaltsstrom-Profile

Für die Warmwasser-Profile wurden die Profile M, L und XL aus der Norm EN 13203 in Betracht gezogen. Tab. 10 zeigt einen energetischen Vergleich dieser Profile.

Warmwasser-Entnahmeprofil Übersicht			
M	«WW-M»	5.85 kWh _{WW} /d	~3.0 kWh _{el} /d
L	«WW-L»	11.63 kWh _{WW} /d	~5.0 kWh _{el} /d
XL	«WW-XL»	19.07 kWh _{WW} /d	~8.0 kWh _{el} /d

Tab. 10: Warmwasser-Profile

Anspruch

Die Wetterprofile wurden primär nach einem Ausschlussverfahren gewählt. Sommertage benötigen keine Raumheizung und haben oft einen massiven Überschuss an PV-Strom. An Wintertagen steht meistens sehr wenig PV-Strom zur Verfügung und die Wärmepumpe ist einen Grossteil des Tages aktiv um den Wärmebedarf der Raumheizung zu decken. In beiden Fällen hat ein Energie-Management-System EMS wenig Handlungsspielraum. Deshalb wurde die Auswahl des Wetterprofils auf einen Übergangstag eingeschränkt. Da das exakte Verhalten des EMS nicht bekannt war und die kurze Testdauer die Anwendung statistischer Methoden einschränkt, wurde die Auswahl auf einen Tag mit zeitlich konzentrierter Sonneneinstrahlung begrenzt. Für einen solchen Tag kann die wünschenswerte Reaktion des EMS definiert und beobachtet werden: Eine Verschiebung des Wärmepumpen-Betriebs auf die sonnigen Stunden. Für die Haushaltsstrom- und Warmwasserprofile wurden Varianten mit durchschnittlichem energetischem Volumen gewählt.

Auswahl

Für die Messungen wurde das Profil eines Übergangstags mit bewölktem Morgen und sonnigem Nachmittag («Ü-sN») mit Tagesmitteltemperatur von 13.1°C und einer kumulativen solaren Einstrahlung von 3.7 kWh/m² ausgewählt, zu sehen in Abb. 32.

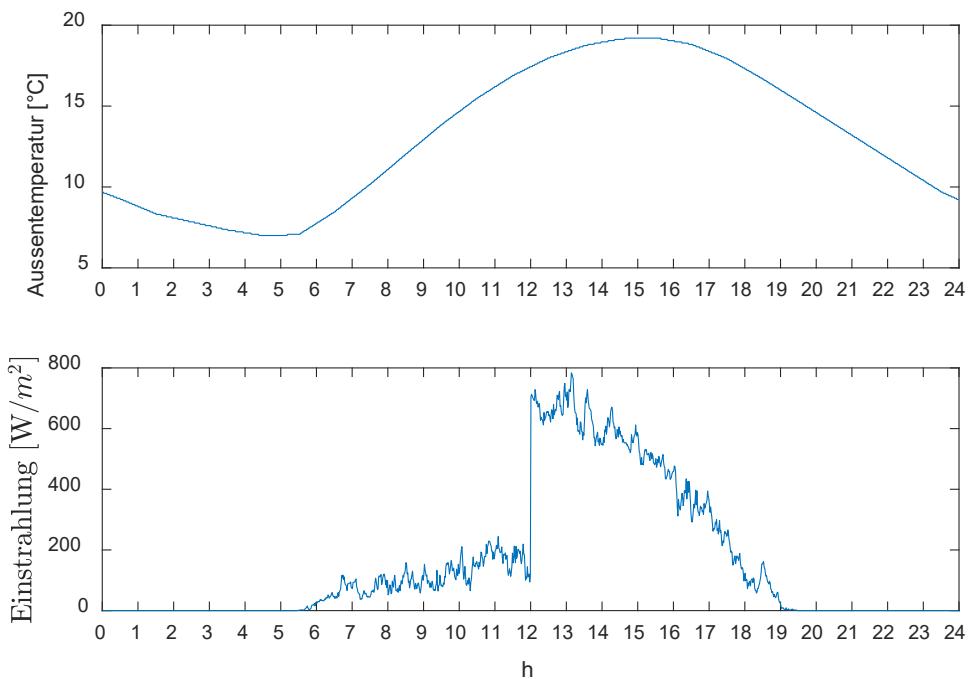


Abb. 32: Temperatur- und Einstrahlungs-Verlauf des Testtags «Ü-sN»

Für den Warmwasser-Entnahme wurde das Profil «WW-M» aus der EN 13203 mit einer Gesamtenergie von 5.85 kWh/Tag ausgewählt, zu sehen in Abb. 33.

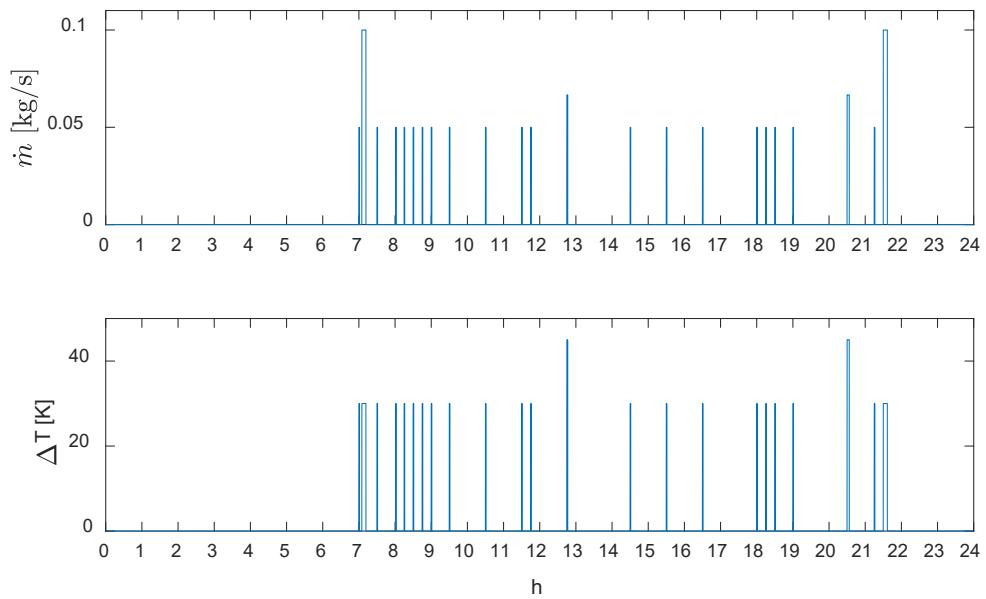


Abb. 33: Warmwasser-Entnahmeprofil WW-M

Für alle Messungen wurde das Tagesprofil des Haushaltsstroms «HH-M» mit 6.62 kWh Gesamtenergie, zu sehen in Abb. 34.

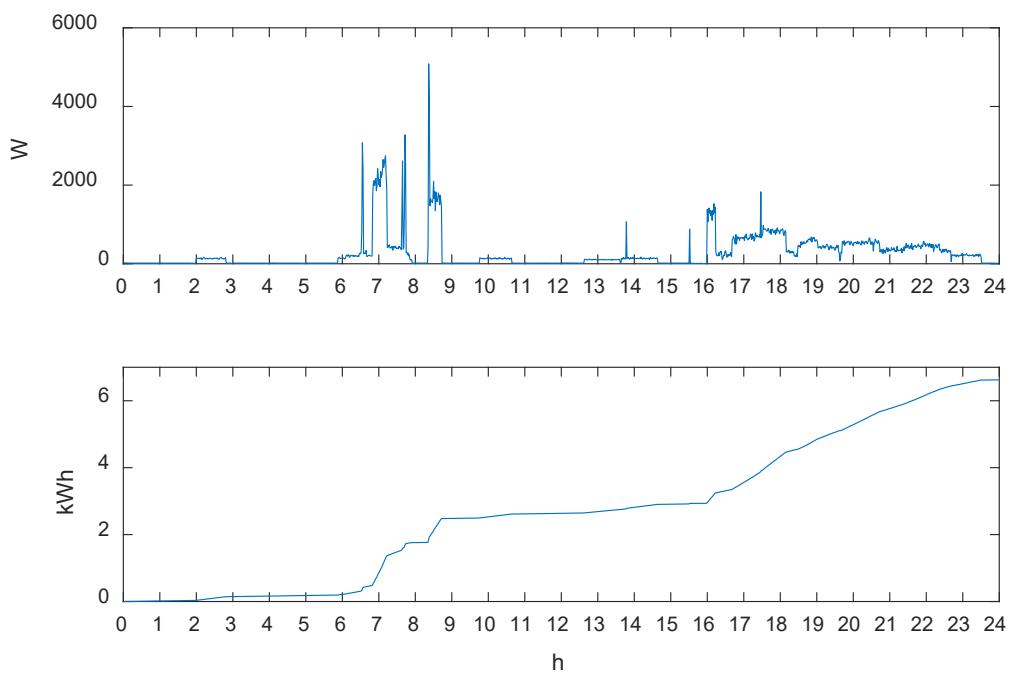


Abb. 34: Haushaltsstrom-Profil HH-M



Energiebilanz

Unter der abschätzenden Annahme, dass die PV-Anlage pro 1 kWh/m² solarer Einstrahlung und pro Tag 5 kWh Elektrizität liefert, ergeben sich die Energiebilanzen in Tab. 11. Die Bilanz ist leicht positiv, was bedeutet, dass das EMS in der Lage sein sollte, eine relativ hohe Eigendeckung zu erreichen.

Wetter	PV-Produktion [kWh/Tag]	HH-Strom [kWh/Tag]	WP-Strom [kWh/Tag]	Bilanz [kWh/Tag]
Ü-sN	18	6.6	3.0	+8.4

Tab. 11: *Energiebilanz des ausgewählten Testtags*

Gebäude

Für alle Messungen wurde das Gebäudemodell «EFH-KFW40» aus Kapitel 3.2.1 verwendet.

Bestimmung Messdauer

Aufgrund des hohen Aufwands der Labormessungen wurde die Messdauer bewusst kurz angesetzt. Zur Beurteilung der Reproduzierbarkeit der Messung sind mindestens drei auswertbare Tage wünschenswert. Testmessungen haben gezeigt, dass das System einen Tag benötigt um einzuschwingen. Daher wurde die Testdauer auf vier Tage festgelegt.

3.3.6. Reglerkonzepte

Folgende Betriebsmodi der Gebäudesteuerung wurden untersucht:

Ohne EMS (Bedarfsregelung)

Der Regler reagiert auf die Vorlauftemperatur der Heizung, welche gemäss Außentemperatur gesteuert wird, und die Temperatur des Warmwasser-Speichers.

Mit EMS

Die Regelung der Raumheizung reagiert auf die Vorlauftemperatur, gleich wie ohne EMS. Die Aufladung des Warmwasserspeichers erfolgt jedoch prädiktiv auf einer Aufzeichnung der elektrischen und thermischen Bilanz der letzten drei Tage. Wird eine Phase mit PV-Überschuss erwartet, wird der Warmwasserspeicher aufgeladen, auch wenn seine Temperatur noch nicht auf den gesetzten Minimalwert gesunken ist. Des Weiteren wird der Warmwasserspeicher bei ausreichendem PV-Überschuss über seine gesetzte Maximaltemperatur hinaus erhitzt. Für den Start der Messungen wurden die dreitägigen Energiebilanzen jeweils mittels Simulationen generiert und in das System geladen.

3.3.7. Messergebnisse

In Tab. 12 sind die durchgeführten Messungen aufgelistet. Variiert wurden jeweils der Regelalgorithmus und die Testdauer. Wetterbedingungen, Nutzerprofile und Hardware waren konstant.

Fall	Randbedingungen			Einstellungen		
	Wetter	Wasser	Strom	Batterie	Regler	Testdauer
A	Ohne EMS	Ü-sN	WW-M	HH-M	5.9 kWh	Ohne EMS
B	Mit EMS	Ü-sN	WW-M	HH-M	5.9 kWh	Mit EMS

Tab. 12: *Durchgeführte Labormessungen*

Zusammenfassend sind in Tab. 13 und Tab. 14 die täglichen Eigennutzungs- und Eigendeckungsgrade in % angegeben. Mit dem EMS ist jeweils eine Erhöhung beider Werte um ca. 14% zu beobachten. Die Resultate des ersten Tages werden durch das Einschwingen des Systems verzerrt. Die Resultate der folgenden Tage sind jeweils relativ konstant, mit Schwankungen im Bereich weniger Prozent.

Fall	Tag 1	Tag 2	Tag 3	Tag 4
Messung A (ohne EMS)	52	49	45	47
Messung B (mit EMS)	62	61	61	61

Tab. 13: Eigennutzung [%]

Fall	Tag 1	Tag 2	Tag 3	Tag 4
Messung A (ohne EMS)	53	53	52	52
Messung B (mit EMS)	57	66	67	67

Tab. 14: Eigendeckung [%]

Abb. 36 und Abb. 37 zeigen eine Auswahl elektrischer und thermischer Verläufe beider Messungen über die Testdauer. Die Phasen mit erhöhtem Strombedarf in den Morgenstunden der ersten Testtage reflektieren das Einschwingen der Gebäudetemperatur. Klar zu sehen in Abb. 37 ist die Verschiebung des Wärmepumpen-Einsatzes zur Warmwassererzeugung auf die Phase mit elektrischem Überschuss am Nachmittag sowie die resultierende Erwärmung des Warmwasserspeichers über das normale Temperaturband von 40°C bis 50°C hinaus. Bemerkenswert sind die praktisch identischen Verläufe der Ladezustände der Batterie. Die vorgezogene Warmwasserladung setzt erst ein, wenn die Batterie vollständig aufgeladen ist. Der relevanteste Wert aus Sicht eines Netzbetreibers ist die Reduktion hoher Bezugs- und Einspeiseleistungen. Abb. 35 zeigt die Verteilung der absoluten Leistung an Netzpunkt mit und ohne EMS. Es ist eine deutliche Reduktion der Häufigkeit hoher Leistungen zu sehen.

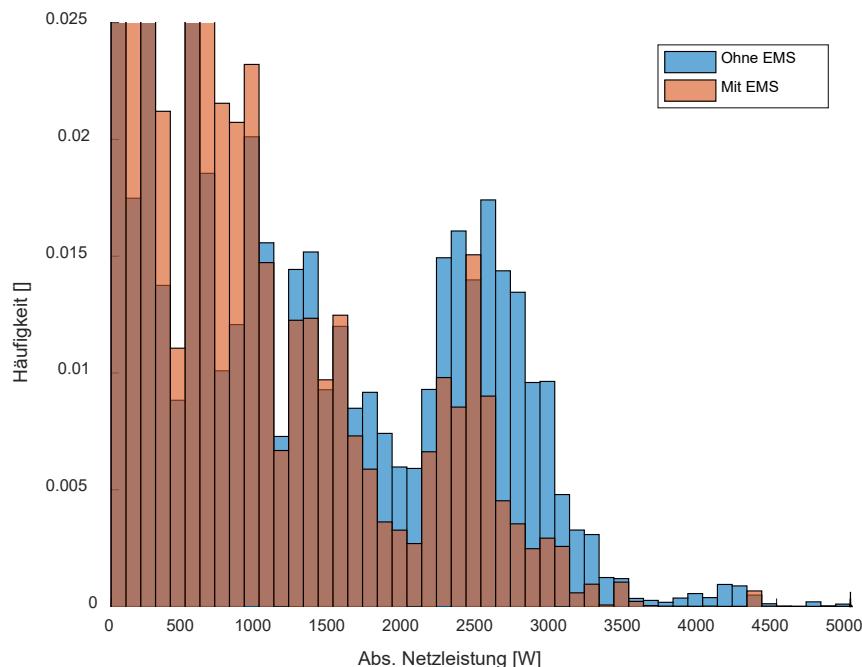


Abb. 35: Häufigkeit der absoluten Leistungen am Netzpunkt mit und ohne EMS

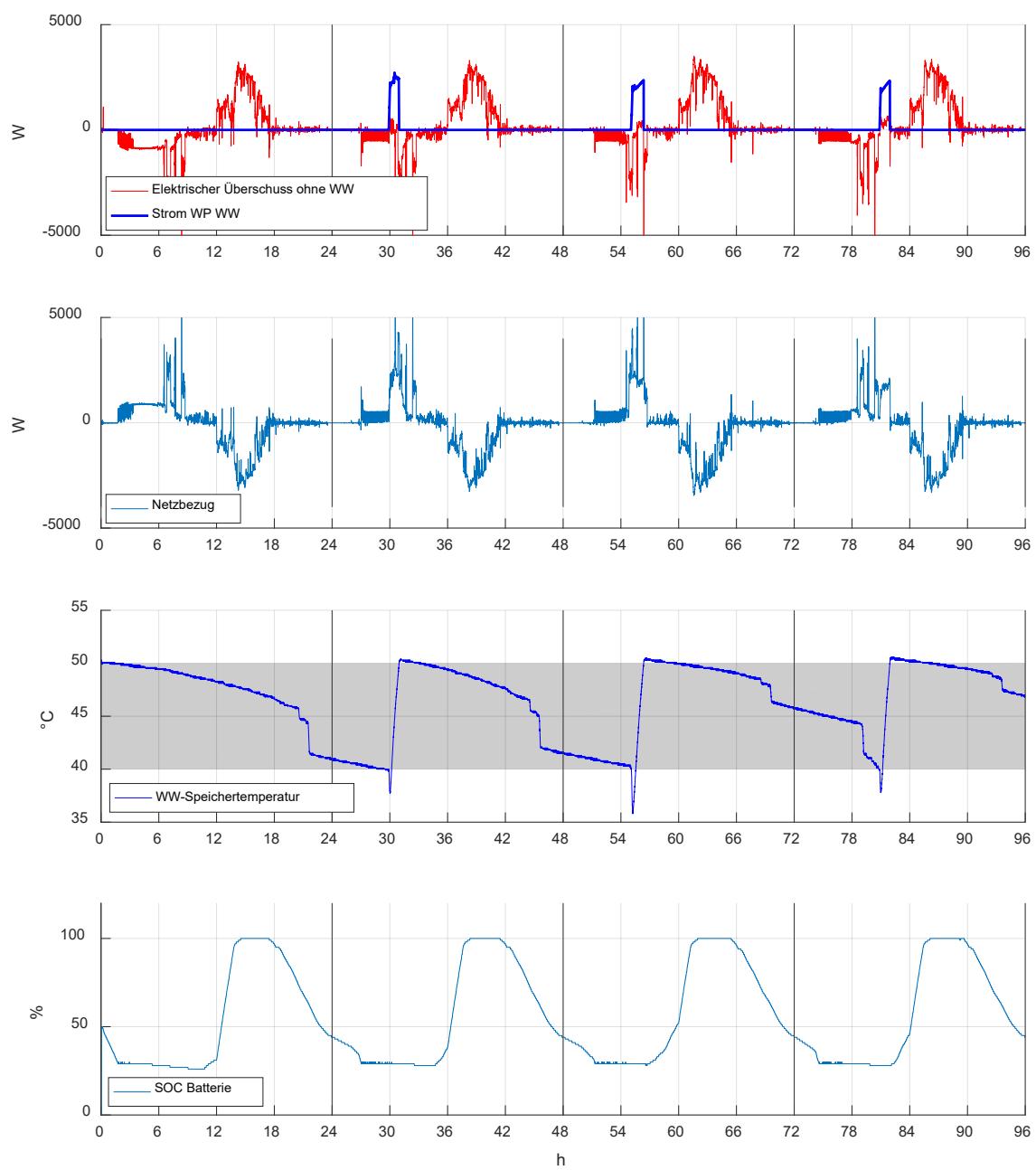


Abb. 36: *Messung A (ohne EMS)*

- (1) **Elektrischer Überschuss ohne Warmwasser und WP-Strom für Warmwasser**
- (2) **Netzbezug (bzw. Einspeisung, negativ)**
- (3) **Temperatur des Warmwasser-Speichers am Sensor**
- (4) **State of Charge der Batterie**

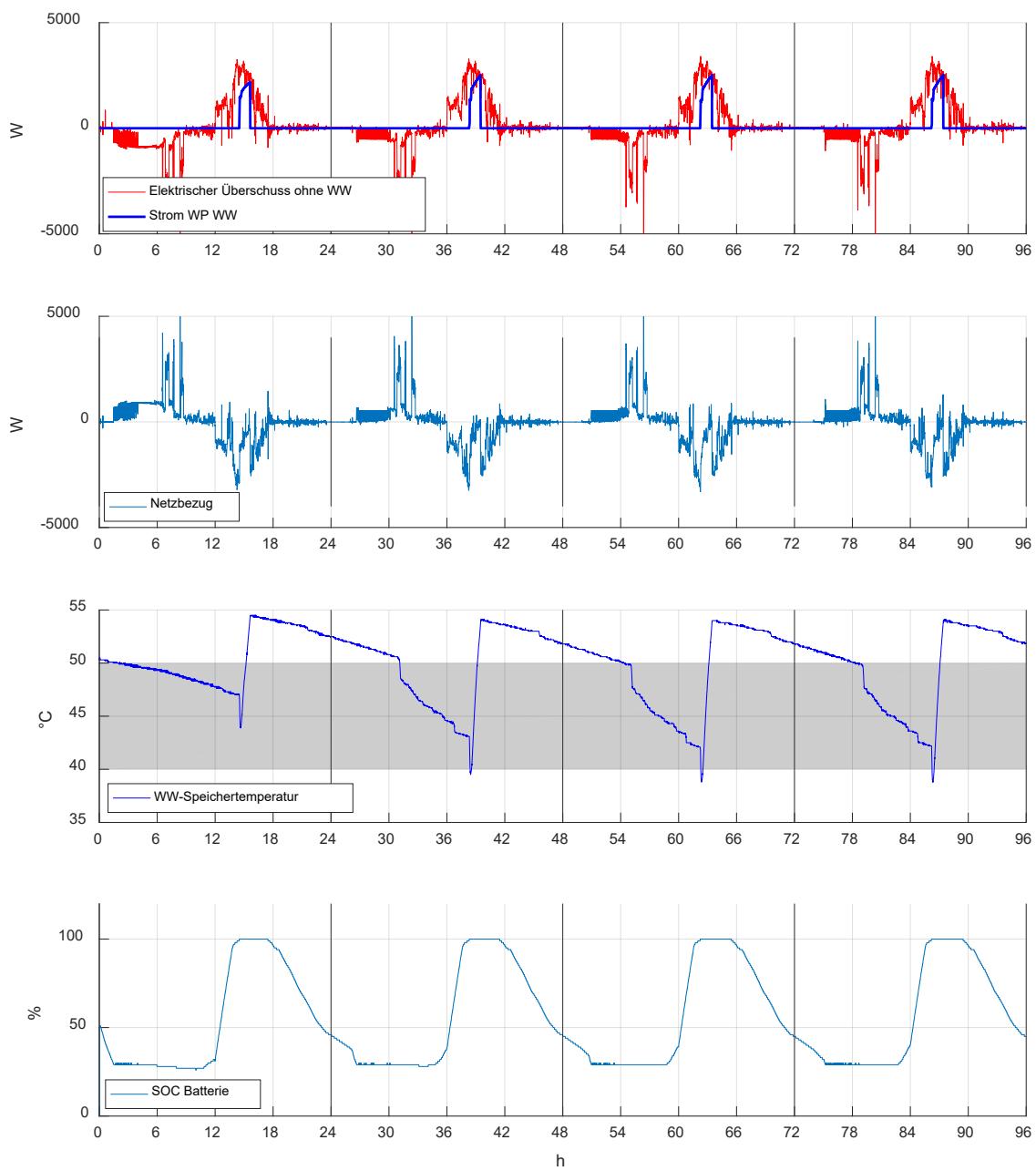


Abb. 37: **Messung B (mit EMS)**

- (1) **Elektrischer Überschuss ohne Warmwasser und WP-Strom für Warmwasser**
- (2) **Netzbezug (bzw. Einspeisung, negativ)**
- (3) **Temperatur des Warmwasser-Speichers am Sensor**
- (4) **State of Charge der Batterie**

Batterieeffizienz

Mit der Zustandsgleichung der Batterie auf DC-Seite in Gl.5 sowie den Gleichungen Gl.6 und Gl.7 ergibt sich die Formulierung der AC-seitigen Ladeleistungen in Gl.8. Mit $\eta_{Belade} \& \eta_{Entlade} = konst$ ergibt sich die integrierte Formulierung der Batteriebilanz in Gl.9.

$$P_{Belade,DC} - P_{Standby,DC} - P_{Entlade,DC} = \frac{d(SOC)}{dt} * E_{Batterie,max-min} \quad (Gl.5)$$

$$P_{Belade,DC} = \eta_{Belade} * P_{Belade,AC} \quad (Gl.6)$$

$$P_{Entlade,AC} = \eta_{Entlade} * P_{Entlade,DC} \quad (Gl.7)$$

$$\eta_{Belade} * P_{Belade,AC} - P_{Standby} - \frac{P_{Entlade,AC}}{\eta_{Entlade}} = \frac{d(SOC)}{dt} * E_{Batterie,max-min} \quad (Gl.8)$$

$$\eta_{Belade} * \int_{t1}^{t2} P_{Belade} - \left((t2 - t1) * P_{Standby} \right) - \frac{1}{\eta_{Entlade}} * \int_{t1}^{t2} P_{Entlade} = (SOC_{t2} - SOC_{t1}) * E_{Batterie,max-min} \quad (Gl.9)$$

Unter der Annahme, dass die nutzbare Batteriekapazität dem nominalen Wert von 5.9 kWh beträgt, wurde die Effizienz der Batterie auf die Werte in Tab. 15 bestimmt. Abb. 38 vergleicht eine auf diesen Werten basierende Simulation mit einer der Labormessungen, welche für die Identifikation der Parameter verwendet wurde. Auffallend sind der Unterschied zwischen Lade- und Entladeeffizienz sowie die hohe Stand-by-Leistung, welche den Stromverbrauch des internen Reglers abbildet.

Ladeeffizienz	96 %
Entladeeffizienz	88 %
Stand-by-Leistung	15 W

Tab. 15: Effizienz der Batterie

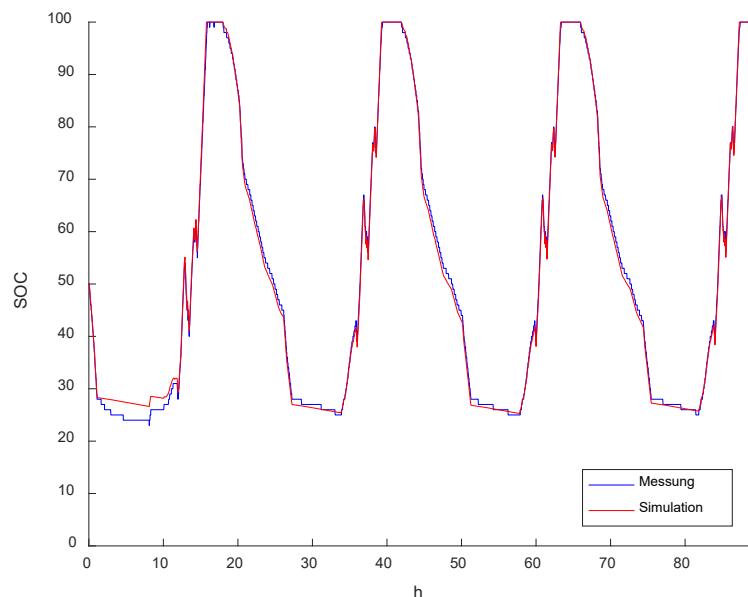


Abb. 38: SOC-Messung und Simulation mit identifizierten Parametern



3.3.8. Schlussfolgerung der Messungen

Die Messungen zeigen die Funktionalität des evaluierten EMS. Die prädiktive Ladung des Warmwasserspeichers erhöht die Systemautarkie unter den gewählten Randbedingungen signifikant. Basierend auf den Resultaten in Abb. 45 kann angenommen werden, dass dieser Effekt für ein Gebäude ohne Batterie nochmals deutlich stärker wäre.

Die Resultate über die einzelnen Messtage sind sehr konstant. Daher ist die Testdauer von vier Tagen angemessen. Es bleibt abzuklären, in welchem Mass diese Schlussfolgerungen auf Tests mit weniger eindeutigen Randbedingungen übertragbar sind.



3.4. Simulationen

In den Simulationen wird der Einfluss von Gebäudetyp, Regelprinzip, Warmwasser-Entnahme, Haushaltsstrom, Batterie-Kapazität- und -Maximalleistung untersucht. Dabei wird die Dimensionierung der Komponenten im Normalfall nicht angepasst und somit der Einfluss der Randbedingungen und Regler aufgezeigt.

3.4.1. Aufbau

Die Simulationen wurden mit der Carnot Toolbox, Version 6.2 [12], auf Matlab/Simulink R2016b [11] durchgeführt. Eine Ausnahme stellt das Modell der Wärmepumpe dar, welches am Institut Energie am Bau entwickelt wurde. Im Folgenden werden die Hauptkomponenten des Modells erläutert:

Hydraulik

Die Massenströme werden durch die Pumpenmodelle vorgegeben. Die Modellierung vernachlässigt hydraulisch-dynamische Effekte und Wärmeverluste in den Leitungen.

Gebäude

Das Modell des Gebäudes besteht aus zwei thermischen Massen. Eine für das Heizungssystem und eine für die restliche Gebäudemasse. Es werden sowohl der konvektive Wärmeaustausch mit der Umgebung wie auch solare Einstrahlung beachtet. Die innere Thermodynamik des Gebäudes ist jedoch rein konvektiv modelliert. Dieses Gebäudemodell wurde für alle vier Referenzgebäude aus Kapitel 2.3 und Kapitel 3.2.1 verwendet.

Wärmepumpe

Die Modellierung der Wärmepumpe basiert auf thermischen und elektrischen Kennfeldern in Abhängigkeit der Eingangstemperatur auf Quellenseite, der Ausgangstemperatur auf Lastseite sowie einer Teillast-Vorgabe. Des Weiteren beinhaltet das Modell je eine thermische Masse für die Quellen- und die Lastseite. Das Aussengerät arbeitet binär mit einer vorgegebenen Fördermenge und elektrischen Leistung. Die Wärmepumpe verfügt über eine binäre elektrische Zusatzheizung.

Warmwasser-Speicher und -Entnahme

Der Warmwasser-Speicher hat ein Volumen von 390 L, wird über einen Helix-Wärmetauscher geladen und durch direkten Massenaustausch entladen. Die Stratifizierung des Wassers wird über eine Diskretisierung des Speichers in 10 Schichten beachtet. Bei einer Entnahme wird Wasser aus dem Speicher bezogen und mit Kaltwasser aus einer idealisierten Quelle auf die Zieltemperatur gemischt.

Photovoltaik und Inverter

Die nominale Leistung der PV-Anlage beträgt 5 kW_p. Die abgegebene Leistung berechnet sich aus der nominalen Leistung, der Intensität und dem Einfallwinkel der Strahlung sowie einem Temperatur-Verlustkoeffizienten, welcher als lineare Funktion der einfallenden Strahlung modelliert wurde. Der Inverter hat im relevanten Bereich Verluste von ca. 2%.

Batterie

Die Batterie wurde als einfacher Integrator mit einer Kapazität, einem Leistungslimit sowie einer Lade- und Entlade-Effizienz modelliert. Alterung, Standby-Verluste und Temperaturabhängigkeiten wurden vernachlässigt. Die Lade- und Entlade-Effizienz lag konstant bei je 95%, was einer modernen Batterie in gutem Zustand entspricht.

Regler

Die Wärmepumpe wird über eine Ein-Aus-Logik mit dynamischer Teillast geregelt. Als Eingangsgröße kann sowohl die Vorlauf- wie auch die Rücklauftemperatur gewählt werden. Des Weiteren ist für die Vorlaufregelung ein Angebots-Betrieb möglich, welcher ab einem gewissen Überangebot an PV-Strom die Solltemperatur des Warmwasser-Speichers und der Raumheizung erhöht.

3.4.2. Randbedingungen

Für die Jahressimulationen wurde ein Wetterdatensatz für die Stadt Strasbourg (FR) in Minutenauflösung verwendet. Die durchschnittliche Temperatur betrug 11°C, die jährliche solare Einstrahlung 1102 kWh/m². Abb. 39 zeigt die durchschnittliche Temperatur und kumulative solare Einstrahlung pro Tag.

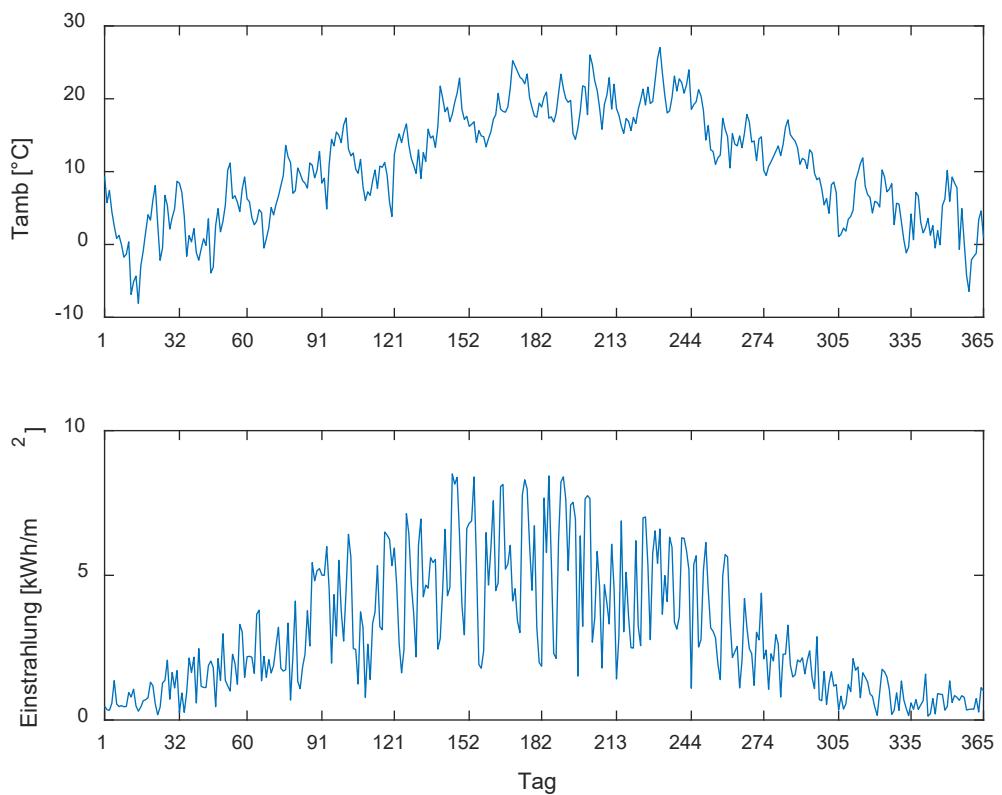


Abb. 39: Tägliche Temperaturen und Einstrahlung über ein Jahr

Für den Haushalts-Strombezug wurden drei Profile verwendet, zu sehen in Tab. 16. Die Profile «HH-33» und «HH-25» sind stochastisch. Für das Profil «HH-M» wurde das Stromprofil «HH-M» von den Labormessungen für das gesamte Jahr täglich wiederholt.

Haushaltsstrom-Profil	Energiebezug in kWh/Jahr	Notiz
HH-33	3385	Stochastisch. Unterbruch im Sommer
HH-25	2500	Stochastisch.
HH-M	2416	Tagesprofil repetiert.

Tab. 16: Verwendete Haushaltsstrom-Profile

Abb. 40 zeigt die kumulativen Energiemengen in Abhängigkeit der Bezugsleistung für alle drei Profile. Abb. 41 zeigt die gleichen Profile normiert. Es ist zu sehen, dass die Profile «HH-33» und «HH-M» einen grösseren Anteil der Gesamtenergie bei tieferen Leistungen beziehen als das Profil «HH-25».

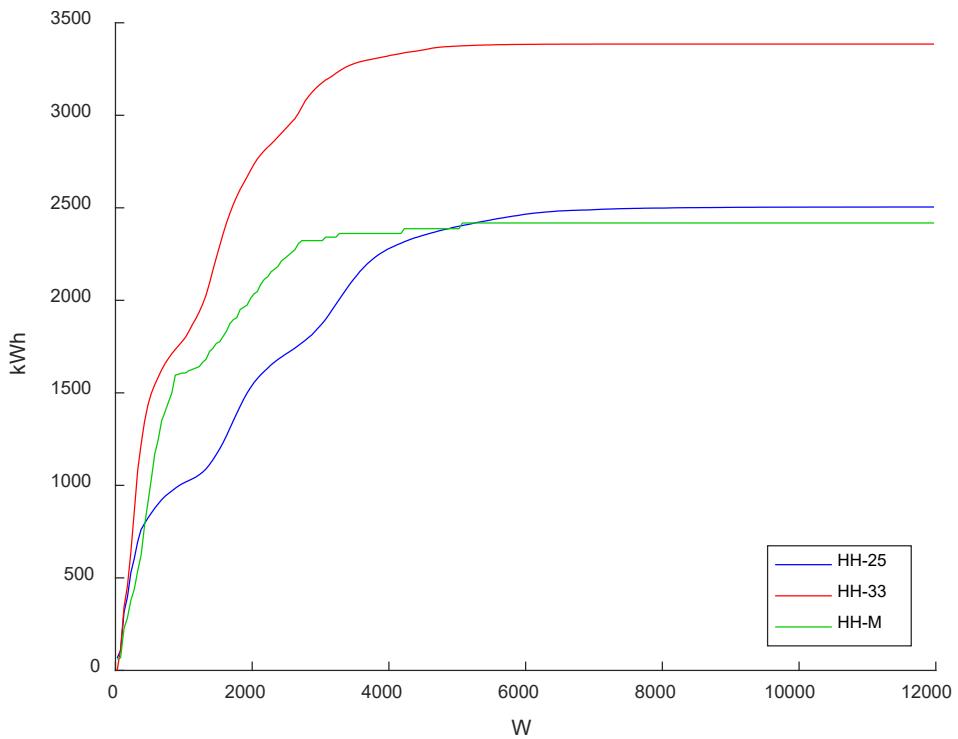


Abb. 40: Kumulative Energiemengen bei elektrischer Leistung

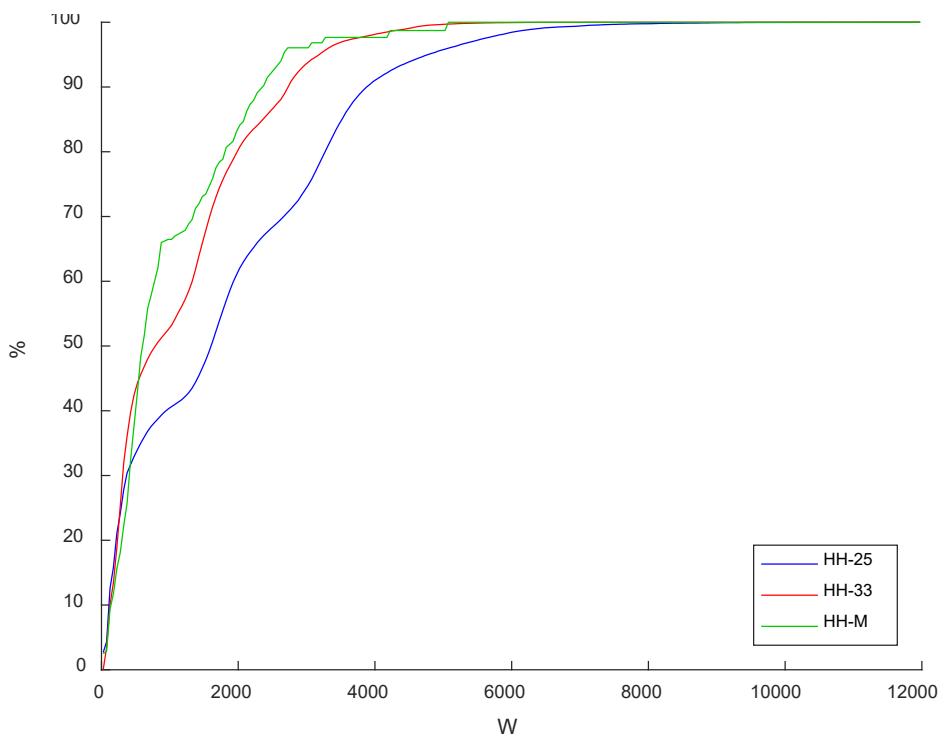


Abb. 41: Normierte kumulative Energiemengen bei elektrischer Leistung



Insgesamt wurden sieben Warmwasser-Entnahmeprofile verwendet, zu sehen in Tab. 17. Davon waren drei stochastisch mit einem Bezugsunterbruch von ca. 3 Wochen im Sommer. Von den restlichen vier Profilen wurden die Profile WW-M und WW-L der EN 13203 für Warmwasser-Entnahmeprofile entnommen und für das gesamte Jahr täglich wiederholt. Die Profile WW-Mm und WW-Ma sind Modifikationen des Normprofils WW-M, für welche die zwei grossen Beziehe pro Tag auf den Morgen (m) oder Abend (a) verschoben wurden.

WW-Entnahmeprofil	Energieentnahme kWh/Tag	Notiz
WW-120	4.182	Stochastisch. Unterbruch im Sommer. $\Delta T = 30K$
WW-160	5.576	Stochastisch. Unterbruch im Sommer. $\Delta T = 30K$
WW-200	6.970	Stochastisch. Unterbruch im Sommer. $\Delta T = 30K$
WW-M	5.845	Nach EN 13203
WW-Mm	5.845	Basierend auf EN 13203. Verschiebung auf Morgen.
WW-Ma	5.845	Basierend auf EN 13203. Verschiebung auf Abend.
WW-L	11.630	Nach EN 13203

Tab. 17: *Verwendete Warmwasser-Profile*

3.4.3. Reglerkonzepte

Bedarfsregelung, Vorlauf

Der Regler reagiert auf die Raumtemperatur, die Rücklauftemperatur der Heizung und die Temperatur des Warmwasser-Speichers. In Abhängigkeit davon werden sowohl die Teillast der Wärmepumpe wie auch der Massenstrom der Zirkulationspumpe geregelt.

Angebotsregelung, Vorlauf

Der Regler ist gleich aufgebaut wie die entsprechende Bedarfsregelung, mit dem Unterschied, dass ab einer PV-Überproduktion von 1500 W die Solltemperaturen der Heizung und des Warmwasser-Speichers um 1 K bzw. 7.5 K erhöht werden.



3.4.4. Ergebnisse

Es wurden 32 Jahressimulationen durchgeführt und ausgewertet. Dabei wurden Gebäudetyp, Regelprinzip, Warmwasser-Entnahme, Haushaltsstrom, Batteriekapazität- und Maximalleistung variiert. Tab. 18 zeigt eine Übersicht aller Varianten. Es ist zu bemerken, dass die Leistung der Wärmepumpe für die Simulationen mit dem Gebäude SFH 100 verdoppelt wurde. Des Weiteren wurden die Regelparameter teilweise angepasst, da dieses Gebäude über Radiatoren verfügt und nicht über eine Fußbodenheizung wie die anderen.

		Hardware				Nutzer	
	Name	Gebäude	Regler	Batterie		Wasser	Strom
1a	Standard	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
1b	Standard	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
2a	Gebäude klein	SFH 15	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
2b	Gebäude klein	SFH 15	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
3a	Gebäude gross	SFH 100	Bedarf VL Rad	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
3b	Gebäude gross	SFH 100	Angebot VL Rad	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
4a	Batterie klein	SFH 45	Bedarf VL	3.0 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
4b	Batterie klein	SFH 45	Angebot VL	3.0 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
5a	Ohne Batterie	SFH 45	Bedarf VL	0.0 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
5b	Ohne Batterie	SFH 45	Angebot VL	0.0 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-33
6a	Batterie hohe Leistung	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	5.0 kW	WW-160	HH-33
6b	Batterie hohe Leistung	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	5.0 kW	WW-160	HH-33
7a	Strom tief	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-25
7b	Strom tief	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-160	HH-25
8a	Wasser stochastisch tief	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-120	HH-33
8b	Wasser stochastisch tief	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-120	HH-33
9a	Wasser stochastisch hoch	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-200	HH-33



9b	Wasser stochastisch hoch	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-200	HH-33
10a	Wasser repetitiv Mitte	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-M	HH-33
10b	Wasser repetitiv Mitte	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-M	HH-33
11a	Wasser repetitiv Morgen	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-Mm	HH-33
11b	Wasser repetitiv Morgen	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-Mm	HH-33
12a	Wasser repetitiv Abend	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-Ma	HH-33
12b	Wasser repetitiv Abend	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-Ma	HH-33
13a	Wasser repetitiv gross	SFH 45	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-L	HH-33
13b	Wasser repetitiv gross	SFH 45	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-L	HH-33
14a	Analog ERL (Kap. 3.3.5)	EFH-KFW40	Bedarf VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-L	HH-M
14b	Analog ERL (Kap. 3.3.5)	EFH-KFW40	Angebot VL	5.9 kWh	2.3 kW	WW-L	HH-M

Tab. 18: Durchgeführte Simulationen

Die nachfolgenden Auswertungen zeigen die Sensitivität der Änderung eines Parameters bzw. einer Komponente gegenüber den Standard-Varianten (1a und 1b).

Gebäudetyp

Wie erwartet zeigt die Variation des Gebäudes in Abb. 42 eine Erhöhung von Eigennutzung und Netzbezug sowie sinkende Eigendeckung und Netzeinspeisung für grössere Gebäude. Verglichen mit der Bedarfsregelung zeigt die Angebotsregelung tieferen Netzbezug und Netzeinspeisung sowie höhere Eigennutzung und Eigendeckung.

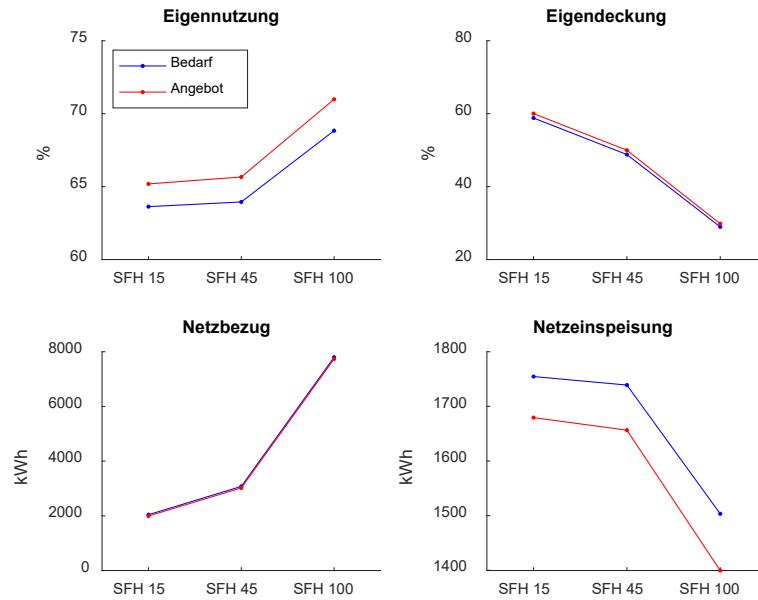


Abb. 42: Resultate nach Gebäudetyp

Vergleicht man die über das Jahr gemittelten Tagesverläufe für den PV-Überschuss in (d.h. die Differenz zwischen PV-Produktion und Haushalts-Verbrauch) mit der elektrischen Leistung der Wärmepumpe in Abb. 43, sieht man eine leichte Erhöhung der mittleren WP-Leistung mit dem Angebotsregler in den frühen bis mittleren Überproduktions-Stunden.

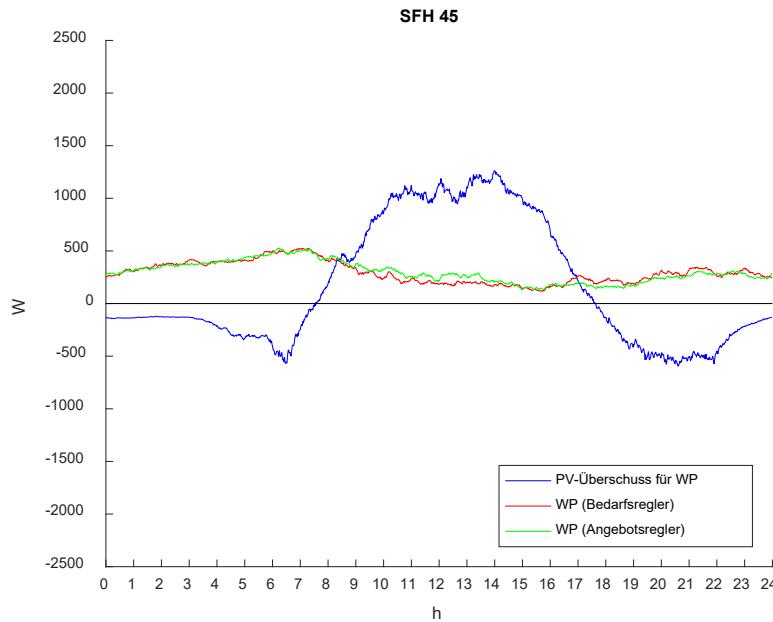


Abb. 43: Leistungsverlauf, Simulationen 1a/b

Abb. 44 zeigt die Leistung der Wärmepumpe aufgeteilt nach Raumheizung und Warmwasser. Es ist zu sehen, dass der Unterschied zwischen den Reglern primär auf Seite der Warmwasser-Produktion liegt.

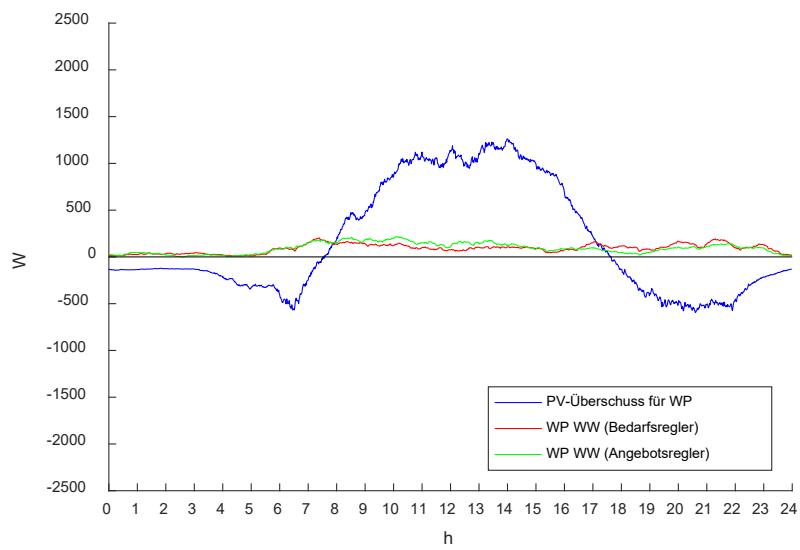
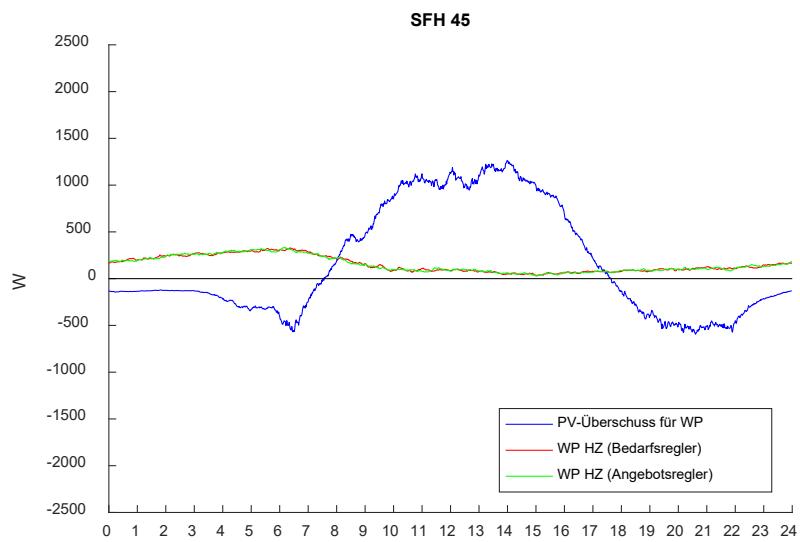


Abb. 44: Leistungsverlauf, Simulationen 1a/b, aufgeteilt nach Raumheizung und Warmwasser

Batteriekapazität

Die Variation der Batteriekapazität in Abb. 45 zeigt einen grossen Einfluss der Kapazität auf alle Kennzahlen. Zu bemerken ist der stark sinkende Grenznutzen zusätzlicher Batteriekapazität oberhalb einer gewissen Grösse. Wie bei der Variation des Gebäudes hat der Angebotsregler tieferen Netzbezug und Einspeisung sowie höhere Eigennutzung und Eigendeckung.

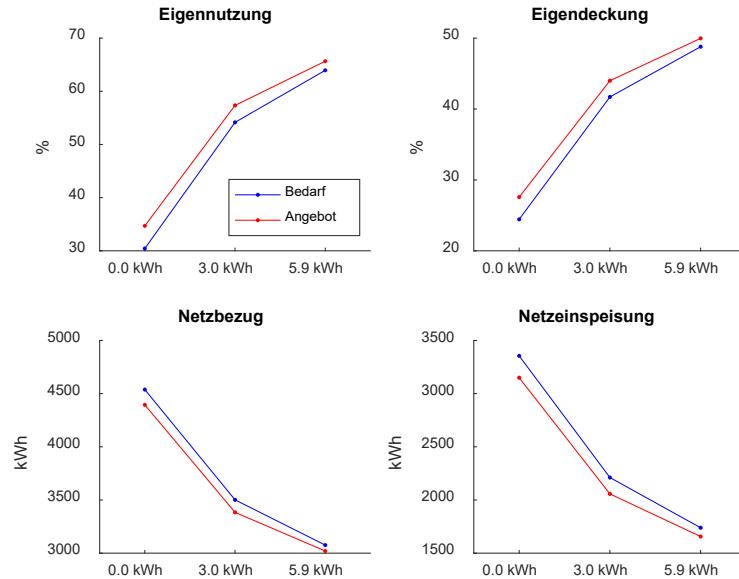


Abb. 45: Resultate nach Batteriekapazität

Maximale Batterieleistung

Die Erhöhung der maximalen Leistung der Batterie in Abb. 46 resultiert in einer leichten Erhöhung von Eigendeckung, Eigennutzung und Netzeinspeisung. Überraschenderweise ist der Netzbezug bei der leistungsfähigeren Batterie gleich für den Angebotsregler und höher für den Bedarfsregler. Eine mögliche Erklärung wären höhere Batterieverluste. Der Einfluss des Reglers ist gleich wie in den obigen Fällen.

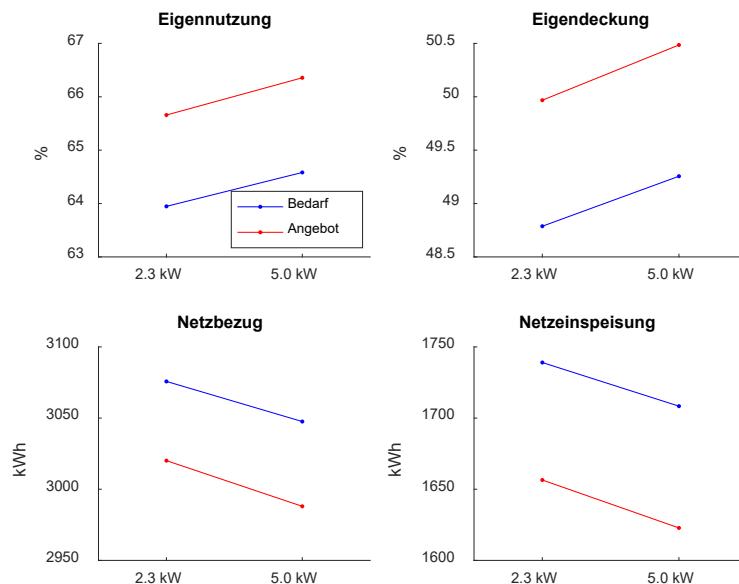


Abb. 46: Resultate nach maximaler Leistung der Batterie

Warmwasser-Menge und Haushaltsstrom

Die Erhöhung der Warmwasser-Entnahme in Abb. 47 und des Haushaltsstroms in Abb. 48 zeigen die erwarteten Resultate. Mit mehr Verbrauch steigen Netzbezug und Eigennutzung während Netzeinspeisung und Eigendeckung sinken. Auch der Einfluss des Reglers entspricht dem üblichen Muster.

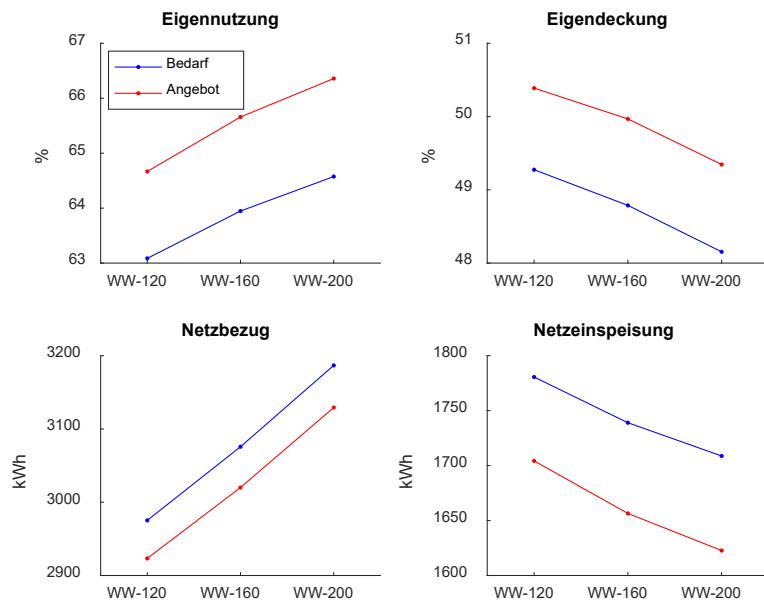


Abb. 47: Resultate nach Warmwasser-Entnahmemenge

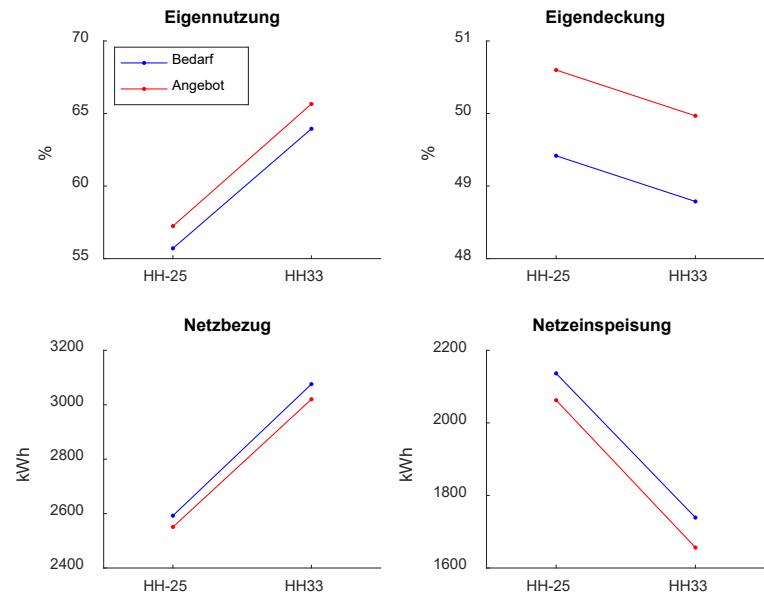


Abb. 48: Resultate nach Haushaltsstrom-Profil

Warmwasser-Entnahmezeit

Die Variation der Entnahmezeit des Warmwassers in Abb. 49 (Konzentration am Morgen, verteilt, Konzentration am Abend) zeigt einige interessante Effekte. Mit dem Bedarfsregler hat das verteilte Entnahmeprofil höheren Netzbezug und Netzeinspeisung sowie tiefere Eigennutzung und Eigendeckung als die beiden konzentrierten Profile. Mit dem Angebotsregler sieht man für das verteilte Profil jedoch einen stärkeren Effekt als für die konzentrierten Profile, welches die oben beschriebene Tendenz teilweise umkehrt.

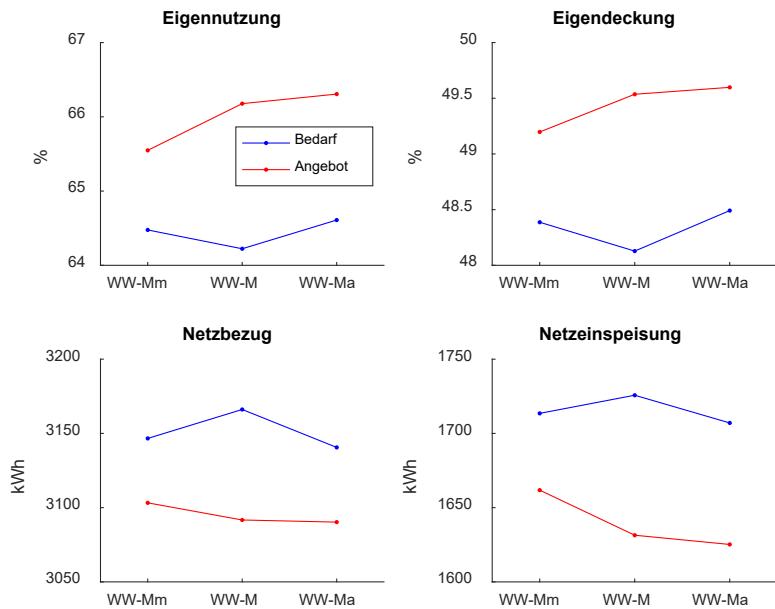


Abb. 49: Resultate nach Warmwasser-Entnahmzeiten

Betrachtet man die über das Jahr gemittelten Tagesverläufe, lässt sich der unterschiedliche Einfluss der Angebotsregelung teilweise erklären. Bei der am Morgen konzentrierten Entnahme in Abb. 50 sieht man kaum einen Unterschied zwischen den beiden Reglern. Der Warmwasser-Speicher wird geleert und muss aufgeladen werden, bevor die PV-Produktion ein relevantes Mass erreicht.

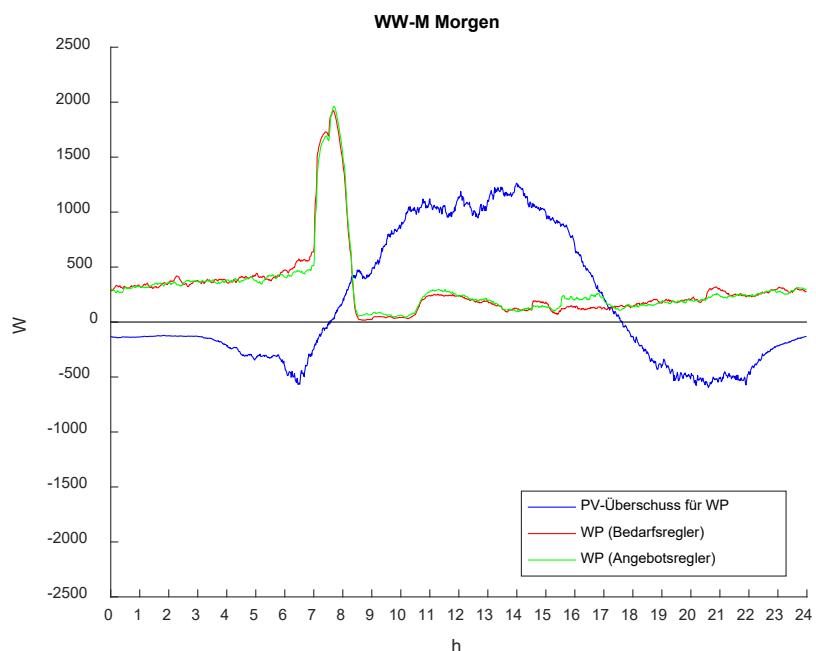


Abb. 50: Leistungsverlauf, Simulationen 11a/b

Bei der verteilten Entnahme in Abb. 51 und der Konzentration am Abend in Abb. 52 sieht man eine deutliche Senkung der WP-Spitzen und eine lange, niedrige Erhöhung in den Stunden mit hoher PV-Produktion.

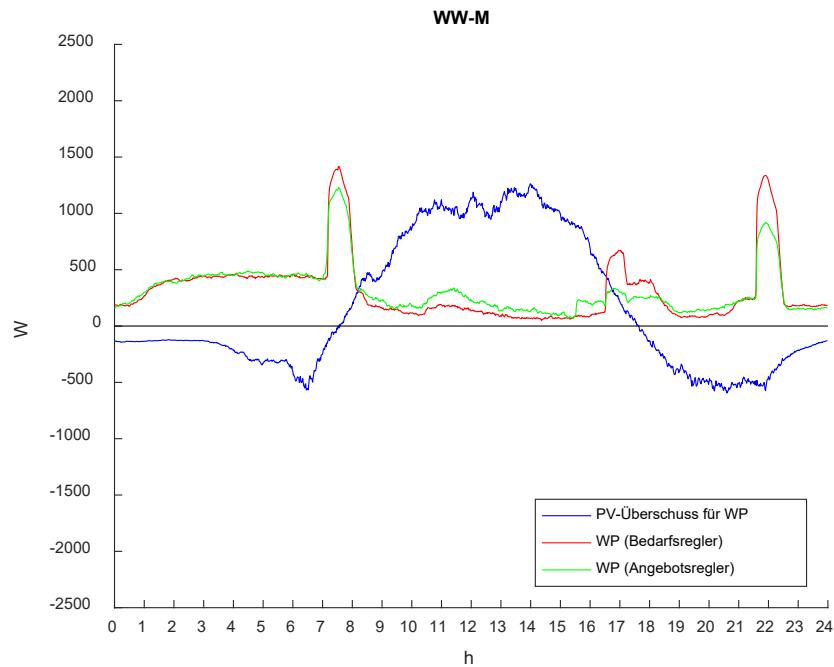


Abb. 51: Leistungsverlauf, Simulationen 10a/b

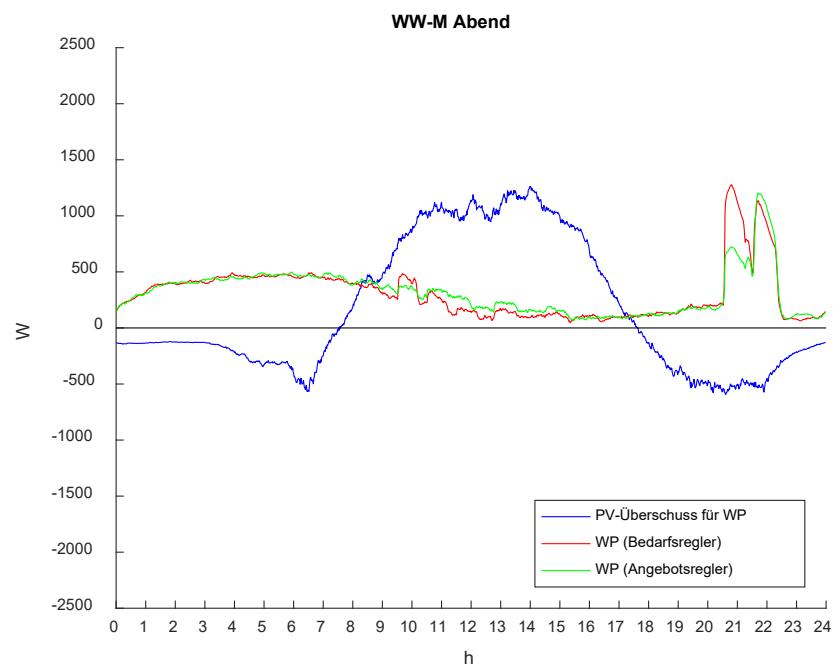


Abb. 52: Leistungsverlauf, Simulationen 12a/b

Abb. 53 zeigt den Stromverbrauch der Wärmepumpe aufgeteilt nach Raumheizung und Warmwasser. Wie schon beim stochastischen Warmwasser-Profil in Abb. 44 ist zu sehen, dass der Unterschied grösstenteils bei der Warmwasser-Produktion liegt.

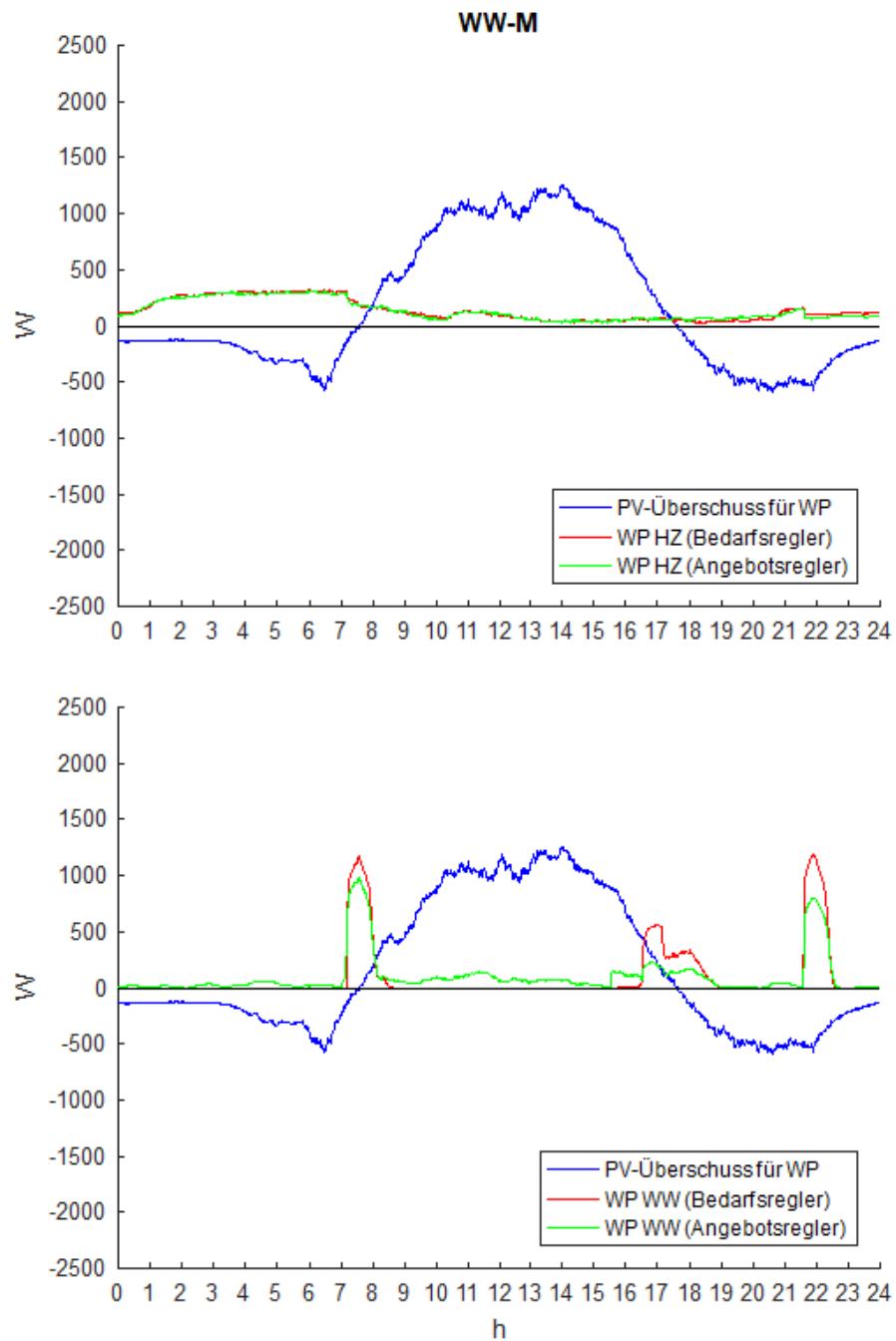


Abb. 53: Leistungsverlauf, Simulationen 10a/b, aufgeteilt nach Raumheizung und Warmwasser

Grösse Warmwasser-Entnahme

Abb. 54 zeigt die beiden Varianten der Simulationen mit erhöhtem Warmwasser-Entnahme. Bemerkenswert sind bei beiden die geringen Unterschiede der Effizienzkennzahlen zwischen Bedarf- und Angebotsregelung. Ein direkter Vergleich ist aufgrund der unterschiedlichen Gebäudeparameter und Haushaltsstrom-Profile jedoch nicht sinnvoll.

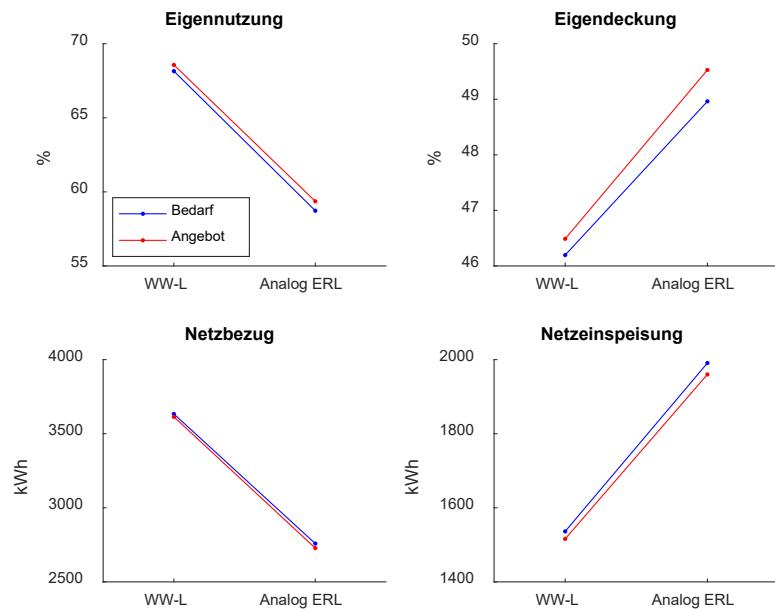


Abb. 54: Resultate für Simulationen mit hohem Warmwasser-Entnahme

In den zeitlichen Verläufen in Abb. 55 und Abb. 56 sieht man kaum einen Unterschied zwischen Bedarfs- und Angebotsregelung, was auf einen geringen möglichen Wirk-Einfluss eines Energiemanagementsystems hinweist.

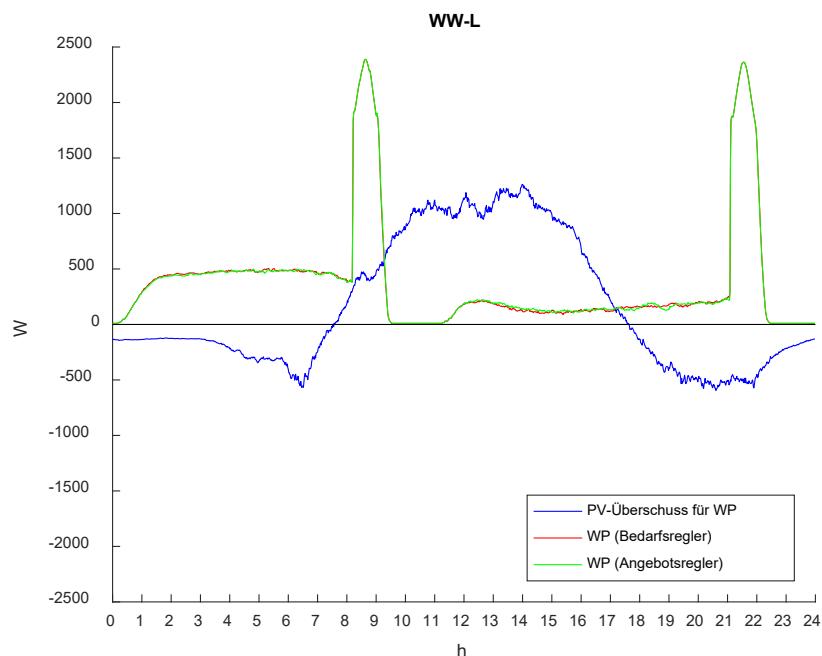


Abb. 55: Leistungsverlauf, Simulationen 13a/b

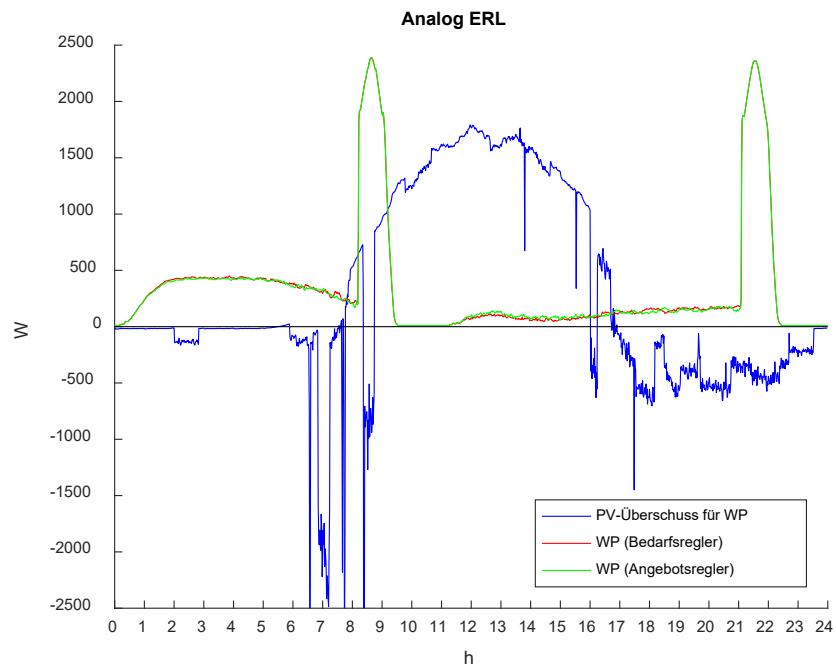


Abb. 56: Leistungsverlauf, Simulationen 14a/b

Übersicht

Abb. 57 bis Abb. 60 zeigen die relativen Änderungen der verwendeten Kennzahlen des Angebotsreglers verglichen mit dem Bedarfsregler. Die wichtigsten Erkenntnisse daraus:

1. Der Einfluss des Angebotsreglers sinkt stark mit zunehmender Batteriekapazität.
2. Der Einfluss des Angebotsreglers ist grösser bei zeitlicher Variation der Warmwasser-Entnahme als bei Mengenvariation
3. Der obige Trend ist nicht mehr anwendbar, wenn die Entnahmemenge so gross wird, dass der Regler keinen Spielraum mehr hat bei der Nachladung des Speichers.

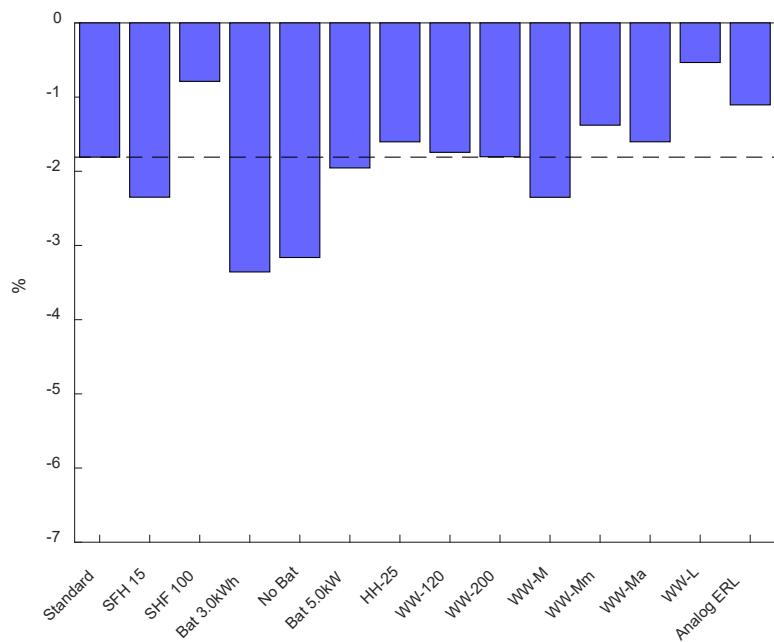


Abb. 57: Relative Änderung des Netzbezugs bei Wechsel von Bedarfs- zu Angebotsregler

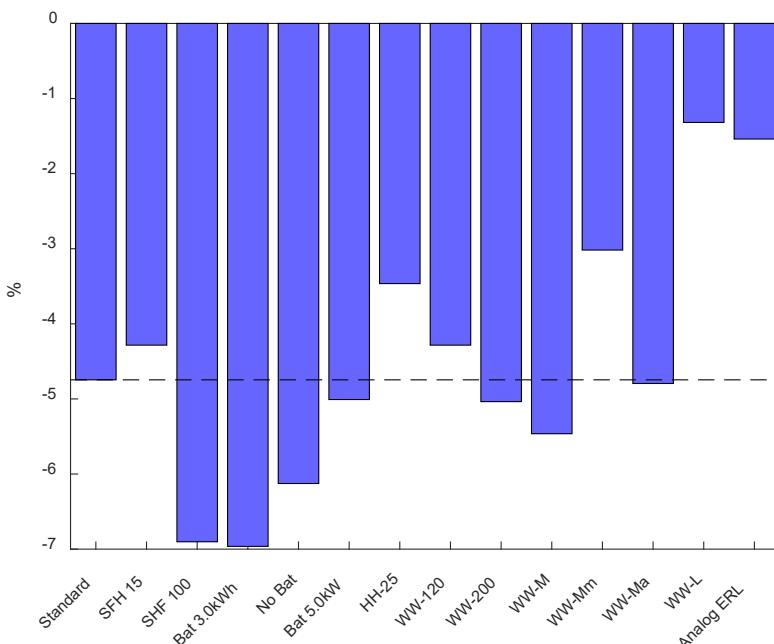


Abb. 58: Relative Änderung der Netzeinspeisung bei Wechsel von Bedarfs- zu Angebotsregler

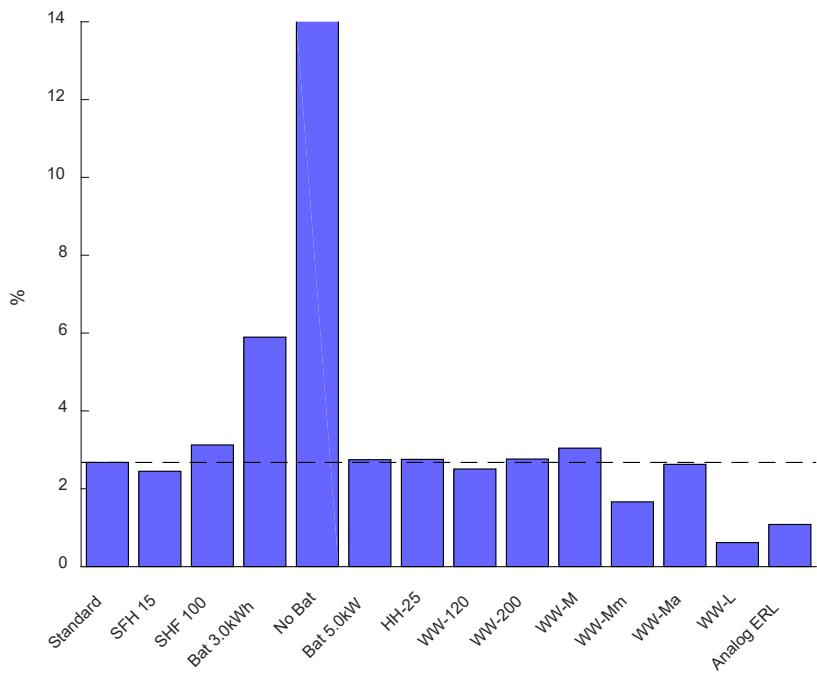


Abb. 59: Relative Änderung der Eigennutzung bei Wechsel von Bedarfs- zu Angebotsregler

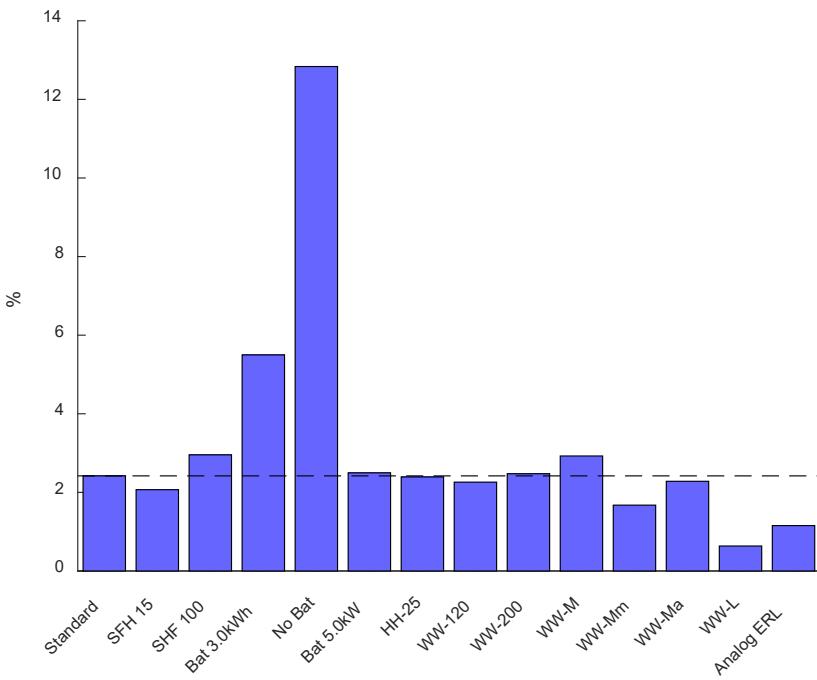


Abb. 60: Relative Änderung der Eigendeckung bei Wechsel von Bedarfs- zu Angebotsregler

Abb. 61 vergleicht die relativen Änderungen des Netzbezugs und der Netzeinspeisung. Es ist zu sehen, dass die Reduktion der Netzeinspeisung konstant höher ist als die Reduktion des Netzbezugs. Der andere Teil der vermiedenen Netzeinspeisung deckt zusätzliche Verluste.

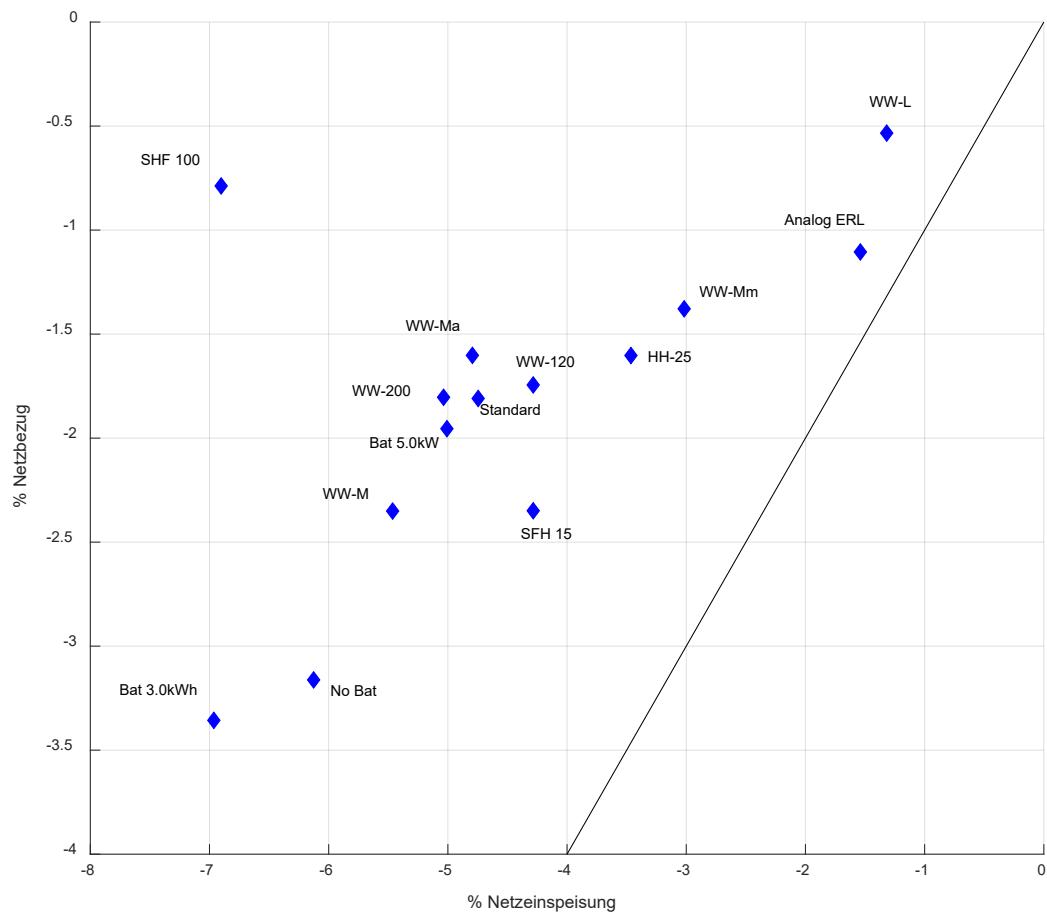


Abb. 61: **Relative Änderung von Netzbezug und Netzeinspeisung bei Wechsel von Bedarfs- zu Angebotsregler**



Abschliessend sind in Tab. 19 nochmals alle Zahlenwerte der Simulationsauswertungen dargestellt.

	Name	Regler	Netzbezug [kWh]	Netzeinspeisung [kWh]	Eigen-Nutzung [%]	Eigen-Deckung [%]
1a	Standard	Bedarf VL	3076	1739	63.9	48.8
1b	Standard	Angebot VL	3020	1656	65.7	50
2a	Gebäude klein	Bedarf VL	2041	1755	63.6	58.8
2b	Gebäude klein	Angebot VL	1993	1679	65.2	60
3a	Gebäude gross	Bedarf VL Rad	7799	1503	68.8	29
3b	Gebäude gross	Angebot VL Rad	7737	1400	71	29.8
4a	Batterie klein	Bedarf VL	3501	2211	54.2	41.7
4b	Batterie klein	Angebot VL	3384	2057	57.3	44
5a	Ohne Batterie	Bedarf VL	4538	3355	30.4	24.4
5b	Ohne Batterie	Angebot VL	4395	3150	34.7	27.6
6a	Batterie hohe Leistung	Bedarf VL	3048	1708	64.6	49.3
6b	Batterie hohe Leistung	Angebot VL	2988	1623	66.4	50.5
7a	Strom tief	Bedarf VL	2592	2137	55.7	49.4
7b	Strom tief	Angebot VL	2551	2063	57.2	50.6
8a	Wasser stoch. tief	Bedarf VL	2975	1781	63.1	49.3
8b	Wasser stoch. tief	Angebot VL	2923	1704	64.7	50.4
9a	Wasser stoch. hoch	Bedarf VL	3187	1709	64.6	48.2
9b	Wasser stoch. hoch	Angebot VL	3129	1623	66.4	49.3
10a	Wasser rep. Mitte	Bedarf VL	3166	1726	64.2	48.1
10b	Wasser rep. Mitte	Angebot VL	3092	1631	66.2	49.5
11a	Wasser rep. Morgen	Bedarf VL	3147	1713	64.5	48.4
11b	Wasser rep. Morgen	Angebot VL	3103	1662	65.5	49.2
12a	Wasser rep. Abend	Bedarf VL	3141	1707	64.6	48.5
12b	Wasser rep. Abend	Angebot VL	3090	1625	66.3	49.6
13a	Wasser rep. gross	Bedarf VL	3633	1536	68.1	46.2
13b	Wasser rep. gross	Angebot VL	3614	1516	68.6	46.5
14a	Analog ERL	Bedarf VL	2758	1991	58.7	49
14b	Analog ERL	Angebot VL	2728	1960	59.4	49.5

Tab. 19: Simulationsergebnisse

Vergleich mit Simulationen bezüglich Gebäude als Wärmespeicher

Die Wärmespeicherung in der Gebäudesubstanz wurde im Projekt «Gebäude als Wärmespeicher – Nutzung der thermischen Speicherfähigkeit von Gebäuden zum Lastmanagement von Elektrizitätsnetzen» [13] für die Fachstelle Energie- und Gebäude-technik im Amt für Hochbauten der Stadt Zürich ausführlich untersucht und dargestellt. Das dynamische thermische Verhalten und die mögliche Nutzung von Regelstrategien innerhalb des Behaglichkeitsbereichs im Raum soll hier kurz zusammenfassend dargestellt werden.

Abb. 62 und Abb. 63 zeigen die Verläufe der Bodentemperatur für ein durchschnittlich und ein gut gedämmtes Gebäude. Während die Heizung bei durchschnittlicher Dämmung ca. acht Ladezyklen pro Tag durchläuft, sind es bei guter Dämmung nur zwei. In beiden Fällen kann vereinfachend zusammengefasst werden, dass mit einer wärmespeichernden Steuerung zwei Ladezyklen zu einem Ladezyklus zusammengefasst werden können und davor oder danach eine längere Stillstandszeit möglich ist. In Bezug auf die Gebäudesteuerung bedeutet dies, dass die Steuerung eines gut gedämmten Gebäudes deutlich mehr Freiheiten hat, Heizzyklen auf Zeiten mit PV-Überschuss und hohen Außentemperaturen zu verschieben.

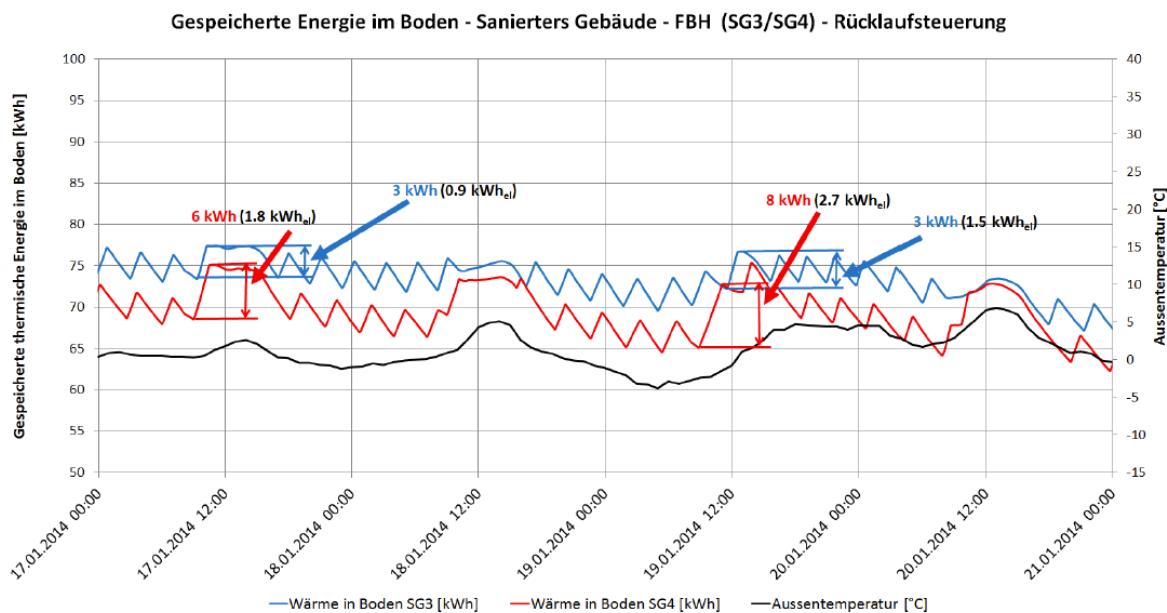


Abb. 62: Temperaturverlauf Bodenheizung bei durchschnittlich gedämmten Gebäuden

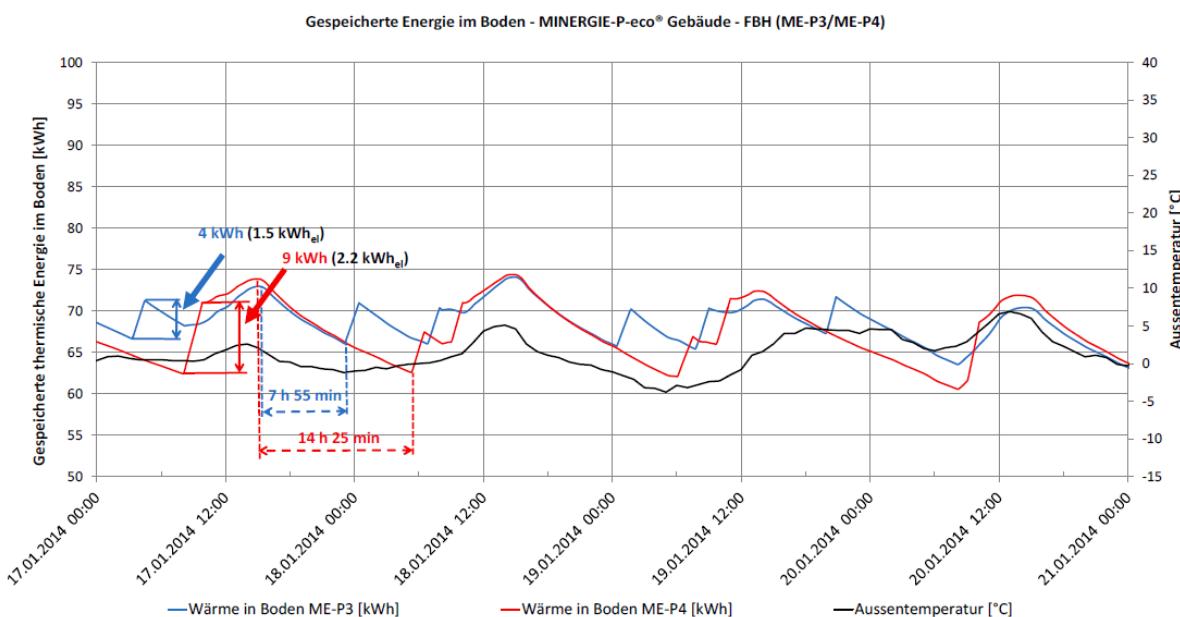


Abb. 63: Temperaturverlauf Bodenheizung bei gut gedämmten Gebäuden



3.5. Fazit AP1

Im Arbeitspaket AP1 wurden Wärmepumpen-Heizsysteme mit Photovoltaik und Batterie untersucht. Die betrachteten Komponenten waren ein Einfamilienhaus mit ca. 150 m² Fläche und einem Heizwärmebedarf zwischen 15 und 100 kWh/m²/a sowie einem Warmwasser-Wärmebedarf von ca. 1500 – 4250 kWh/a bei einem Warmwasser-Speicher mit knapp 400 Litern Volumen. Die Wärme wurde von einer Luft/Wasser-Wärmepumpe mit 6 oder 8 kW Heizleistung bereitgestellt, welche für diese Situation einen elektrischen Energiebedarf zwischen 2300 – 4500 kWh/a verursachte. Ebenso berücksichtigt wurde ein Haushaltsstrombedarf von ca. 2500 – 3400 kWh/a und eine 5 kW_{peak} PV-Anlage, welche ca. 5000 kWh/a elektrischen Energieertrag bereitstellte.

Die Analyse der elektrischen Energieflüsse zeigt häufigen, kurzzeitigen Energieüberschuss oder -mangel, wobei der Minimalwert der täglichen Über- oder Unterproduktion am häufigsten im Bereich 3 – 7 kWh/d liegt. Das heisst, eine Batterie mit einer Kapazität von ca. 7-8 kWh wird am häufigsten im gewünschten, teilweise geladenen Zustand betrieben und kann diese tägliche Über- oder Unterproduktion gut ausgleichen.

Im Labor konnte ein virtuelles Hausnetz mit den Komponenten PV-Anlage mit 5 kW_{peak}, Batterie mit 5.9 kWh Kapazität und 2.3 kW AC-Leistung, Wärmepumpe mit 6 kW Nenn-Heizleistung für Raumheizung und Warmwasserentnahme eines 160 m² Einfamilienhauses und Haushaltsstrombezug erfolgreich aufgebaut werden mit dem Ziel typische Tagessituationen reproduzierbar abzubilden. Die Labormessungen zeigen für eine Situation mit annähernd ausgeglichener, elektrischer Energiebilanz den angestrebten Einsatz und Betrieb der Batterie. Das Batteriesystem zeigt eine Ladeeffizienz von 96%, eine Entladeeffizienz von 88% und eine Stand-by-Leistung von 15 W.

Die Messungen zeigen die Funktionalität des evaluierten Energiemanagementsystems EMS. Die prädiktive Ladung des Warmwasserspeichers erhöht die Systemautarkie unter den gewählten Randbedingungen signifikant. Eigennutzung und Eigenverbrauch sind mit 61% respektive 67% deutlich höher und konstanter als ohne EMS (45-49% respektive 52%), gehen allerdings mit einem elektrischen Mehrverbrauch von 0.9 kWh/d einher. Weiterhin kann mit dem EMS eine geringere Häufigkeit hoher Netzbezugs-Leistungen realisiert werden, allerdings keine geringere Leistungsspitze.

In Simulationen wurde die Wirkung eines Energiemanagement-Systems für die Wärmepumpe bei gleichbleibender Anlagenzusammenstellung und unterschiedlichen Randbedingungen und Nutzungsprofilen untersucht.

Durch ein Energiemanagement-System zeigte sich eine Reduktion des Netzbezuges für das gesamte Jahr im Bereich 1 – 4% bei einer Reduktion der Netzeinspeisung im Bereich von 1 – 7%. Die Reduktion des Netzbezuges beträgt also in etwa die Hälfte der Reduktion der Netzeinspeisung, der andere Teil der vermiedenen Netzeinspeisung deckt zusätzliche Verluste.

Im Vergleich zur Batteriekapazität von 7-8 kWh aus der statistische Analyse zeigt eine Batteriekapazität von 5.9 kWh eine vergleichbare, eine Batteriekapazität von 3 kWh eine nur leicht reduzierte und eine Batteriekapazität von 0 kWh eine stark reduzierte Wirkung auf Eigennutzung und Eigendeckung. Insgesamt ist die Wirkung der Batterie auf die Eigennutzung und Eigendeckung deutlich grösser als die des Energiemanagement-Systems für die Wärmepumpe. Im Umkehrschluss heisst das, dass ohne Batterie die Installation eines Energiemanagement-Systems deutlich wirkungsvoller ist als mit.



Die Wirkung des Energiemanagement-Systems auf die Warmwasser-Nutzung hat in dieser Untersuchung Priorität und die Wirkung über das gesamte Jahr ist grösser als im Heizbetrieb. Allerdings zeigt sich, dass die Nutzung einen grossen Einfluss auf die Wirksamkeit hat. Entnahmeprofile mit einer im Vergleich zum Inhalt des Warmwasser-Speichers grossen Entnahme pro Tag erzwingen Nachladungen im Anschluss an diese grosse Warmwasser-Entnahme, wodurch das Potenzial zur Verschiebung des Ladebetriebes stark eingeschränkt wird. Im Hinblick auf die Diskussion zur möglichst kleinen Dimensionierung von Warmwasser-Speichern ist dies ein Aspekt der in der Diskussion berücksichtigt werden sollte.

Die Wirkung des Energiemanagement-Systems auf den Heizbetrieb kann, bei gleicher Behaglichkeit und ähnlichem Wärmebedarf, vereinfachend so zusammengefasst werden: Unabhängig vom Wärmedämmstandard und Wärmeabgabesystem können bei einem am Stromangebot orientierten Betrieb der Wärmepumpe im Vergleich zu einem am Wärmebedarf orientierten Betrieb der Wärmepumpe zwei Ladezyklen des am Wärmebedarf orientierten Betriebes zusammengefasst werden. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass in etwa die Dauer eines Ladezyklus ausgelassen werden kann.



4. AP2

Die Eisspeichersysteme haben im Projekt SOFOWA gezeigt, dass auch mit einer vorwiegend auf der Wärmequelle Luft basierenden Wärmepumpenanlage eine mit Erdwärmesonden-Anlagen vergleichbare Effizienz erreicht werden kann. Vor allem im Bereich bestehender Mehrfamilienhäuser ist die Verbreitung von Luft/Wasser-Wärmepumpen bisher wegen höherer Anforderungen an den Raumbedarf und den Schall schwierig umsetzbar. Hier sollen die Erfahrungen und Kenntnisgewinne aus der Untersuchung der Solar-Eisspeicher-Systeme genutzt werden, u.a. für die Evaluation von Luft-basierten Wärmepumpensystemen mit Sole-Zwischenkreis, wie sie für Bestandsgebäude zur Anwendung kommen.

Im Arbeitspaket AP2 steht die Weiterentwicklung von Wärmepumpensystemen im Vordergrund, welche die Wärme vorwiegend aus der Umgebungsluft und Solarstrahlung gewinnen und mit einem Sole-Zwischenkreis auf der Quellenseite arbeiten. Dies geschieht vorwiegend mit Simulationen und Auswertungen vorhandener Messdaten.

Die bisher betrachteten Eisspeicher-Systeme verwenden einen erdvergraben, 10 m³ grossen Latentspeicher mit Wasser als Phasenwechselmaterial sowie einen speziell geformten Solarabsorber (Rohrharfenform) als Wärmequelle für die Wärmepumpe.

Basierend auf den Erkenntnissen zu diesem System sollen im AP2 vorwiegend folgende Fragestellungen untersucht werden:

- Validierung der Modellierung zum Wärmeaustausch mit dem Erdreich
- Nutzung eines Luft/Sole-Wärmeaustauschers anstelle des bisherigen Solarabsorbers
- Variation des Schmelzpunktes des Phasenwechselmaterials (abweichend von 0°C für Wasser/Eis)
- Systemanalyse zur Ermittlung des grössten Potenzials zur Effizienzsteigerung

Hierzu werden die Auswirkungen auf die System-Effizienz und die Nutzung der Wärmequellen untersucht, wobei eine gleichbleibend hohe Effizienz im Fokus steht. Soweit möglich werden generalisierte Auslegungsregeln für die Komponenten abgeleitet.

Einen weiteren Betrachtungsgegenstand im AP2 bildet die Anwendung dieses Systems als Wärmeerzeuger in bestehenden Mehrfamilienhäusern. Hier soll betrachtet werden, in wie weit und mit welchen Randbedingungen sich hieraus eine Lösung ableiten lässt, welche den erhöhten Anforderungen an Raumbedarf, Schall und energetische Effizienz erfüllen kann. Diese Betrachtung wurde in einem Beitrag für die IEA Heat Pump Conference 2017 ausformuliert [14] und ist nicht ausführlich im Bericht dokumentiert.

4.1. Aufbau des Systems

4.1.1. Die Systemkonfiguration

Im Solar-Eisspeicher-System, dargestellt in Abb. 64, wird die Wärme für Raumheizung oder Trinkwarmwasser von einer Sole/Wasser-Wärmepumpe bereitgestellt. Diese bezieht die Quellenwärme primär von einem unverglasten Solarabsorber, in welchem die Wärme aus solarer Einstrahlung und konvektiven Wärmegewinnen bezogen wird. Ein erdvergrabener Eisspeicher bildet die sekundäre Wärmequelle für die Wärmepumpe in den Zeiten, in denen der Solarabsorber entweder keine Wärme bereitstellen kann, oder sein Betrieb aufgrund der Randbedingungen zu ineffizient wäre. In Zeiten ohne Wärmepumpenbetrieb kann der Solarabsorber den Eisspeicher erwärmen. Der hydraulische Anschluss des Solarabsorbers und des Eisspeichers erfolgt alternativ parallel an die Quellenseite der Wärmepumpe. Für die Erwärmung des Eisspeichers aus dem Solarabsorber existiert ein separater hydraulischer Kreislauf.

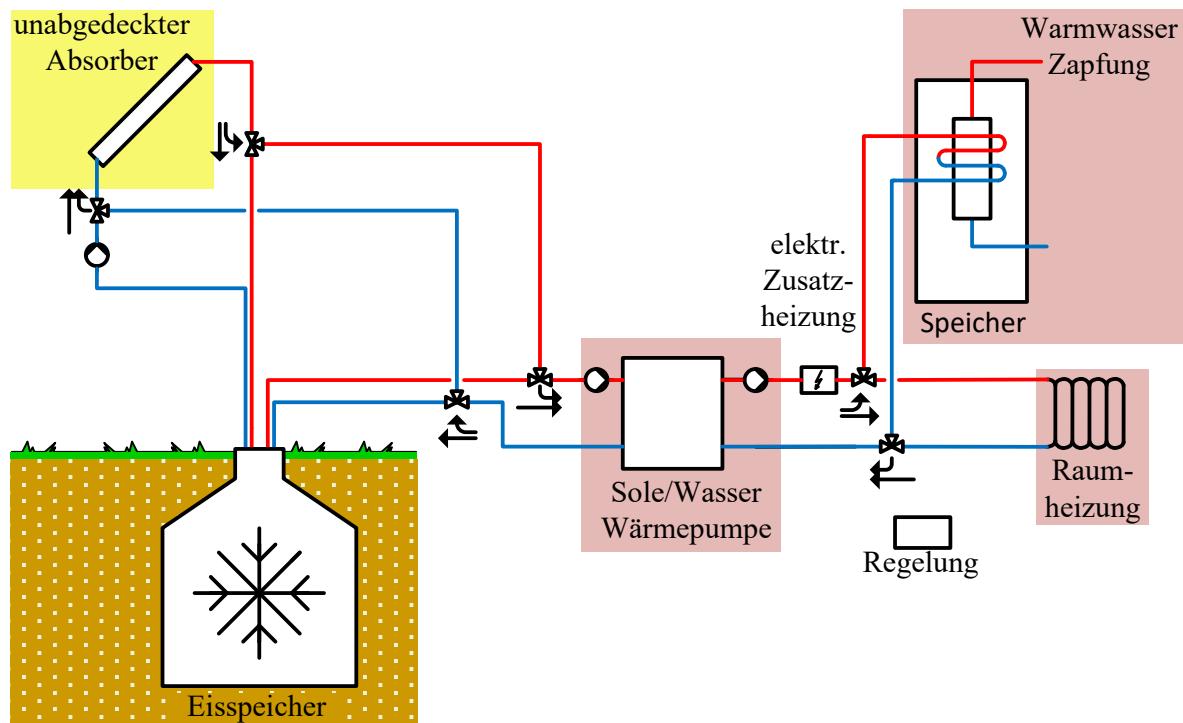


Abb. 64: Systemaufbau und Hydraulikschema der Solar-Eisspeicher-Anlage

4.1.2. Der Eisspeicher

Die Funktion des Eisspeichers liegt hauptsächlich in der Nutzung des Phasenübergangs von Wasser zu Eis und dem damit verbundenen latenten Wärmegewinn bei konstanter Temperatur. Im vorliegenden System besteht der Eisspeicher aus einer Betonzisterne mit innenliegenden Wärmetauscher-Rohren aus Kunststoff. Die erdvergrabene Betonzisterne umfasst ein Wasservolumen von 10 m³. Abb. 65 zeigt den Aufbau und die Masse der Betonzisterne. Im Innern existieren zwei separate Wärmetauscher für die Funktionen "Wärmeentzug durch die Wärmepumpe" und "Wärmeeintrag aus dem Solarabsorber". Die Aufteilung in zwei separate Wärmetauscher und ihre Gestaltung verhindern dabei, dass eine vollständige Vereisung zu einer mechanischen Zerstörung führt.

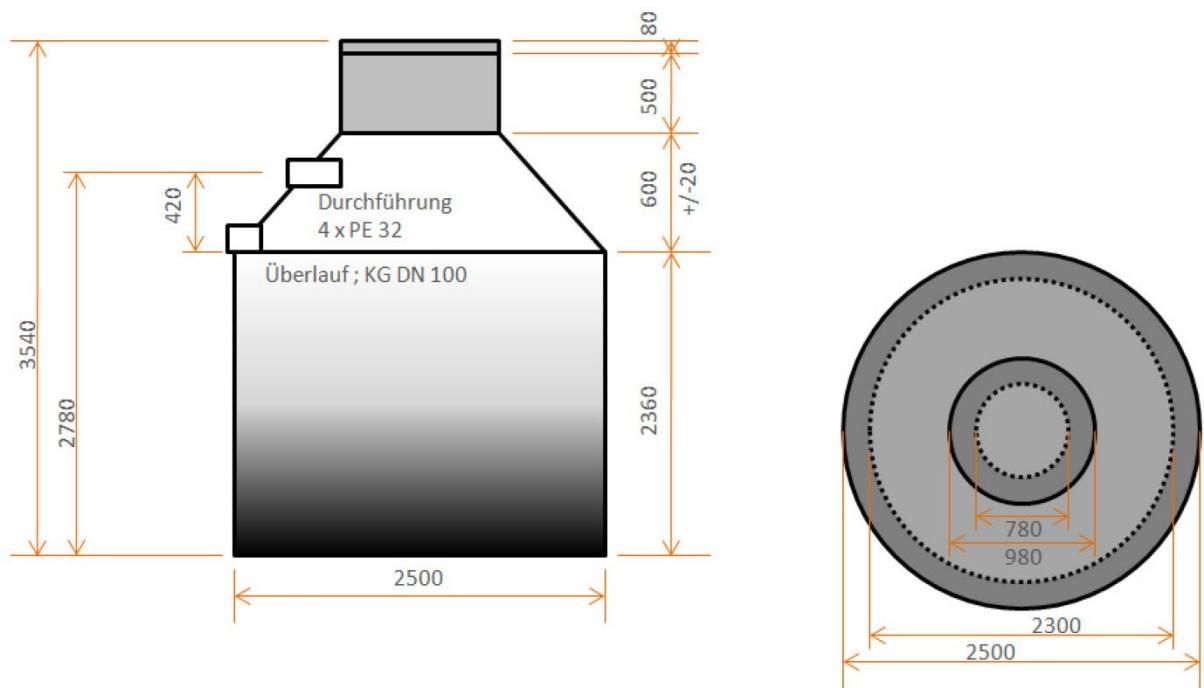


Abb. 65: Aufbau des erdvergrabenen Eisspeichers und Masse in mm [15]

4.1.3. Der Solarabsorber

Der Solarabsorber SLK-S dieses Solar-Eisspeicher-Systems dient vorwiegend als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Darüber hinaus wird Überschusswärme in den erdvergrabenen Eisspeicher eingespeist. Sowohl die Wärmepumpe auf der Quellenseite als auch der Eisspeicher werden im Temperaturbereich unter 20°C betrieben. Daher wird ein unverglaster Solarabsorber eingesetzt. Der Vorteil des unverglasten Absorbers liegt hauptsächlich darin, dass bei Absorbertemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur nicht nur die solare Einstrahlung als Wärmequelle dient, sondern auch die Enthalpie der umgebenden Luft über Konvektion. In Situationen mit einer zumindest partiellen Absorber-Temperatur unterhalb der Taupunkt-Temperatur der Umgebungsluft können zusätzlich Wärmegewinne aus Kondensation auftreten.

Der Solarabsorber SLK-S ist aufgebaut als Rohrreihen-Absorber aus Kunststoff mit einer Aperturfläche von 2.5 m². In Abb. 66 ist eine Mass- und Aufbauskizze dargestellt. Er wird doppellagig montiert.

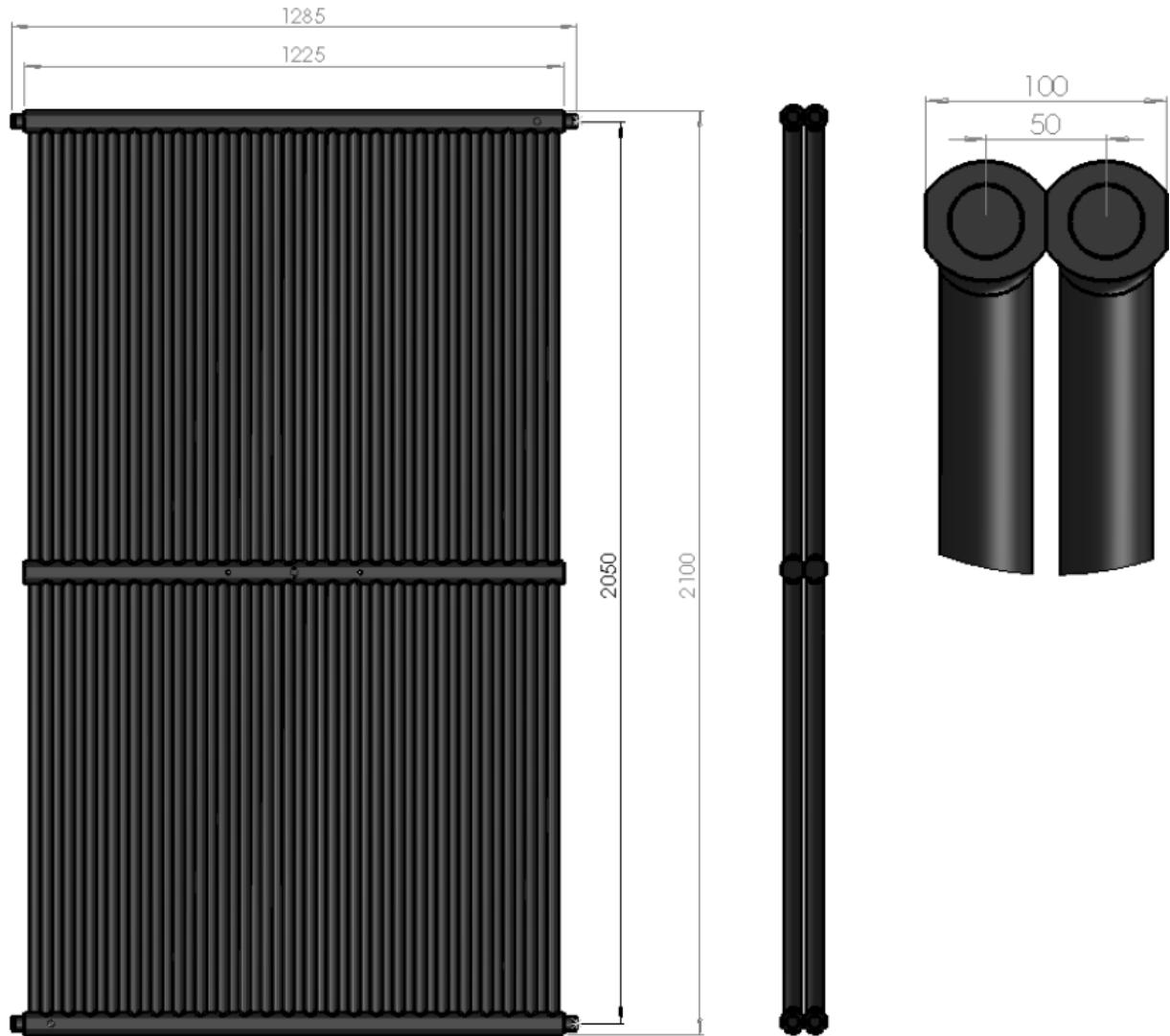


Abb. 66: Aufbau und Masse des Solar-Absorbers SLK-S [15]

4.2. Eisspeicher-Modellierung

Das bestehende Carnot-Eisspeichermodell wurde auf Basis von Daten aus Feldmessungen parametriert. Aufgrund der Datenverfügbarkeit lag der Fokus dabei auf einer möglichst einfachen, aber realitätsnahen Wiedergabe der Entzugs- resp. Regenerationsleistungen und -energien. Das resultierende Modell wurde mit einem instrumentierten Eisspeicher im Energy Research Lab der FHNW validiert. Abb. 67 zeigt eine schematische Darstellung des Eisspeichers und der Position der Temperaturfühler im Eisspeicher respektive im Erdreich.

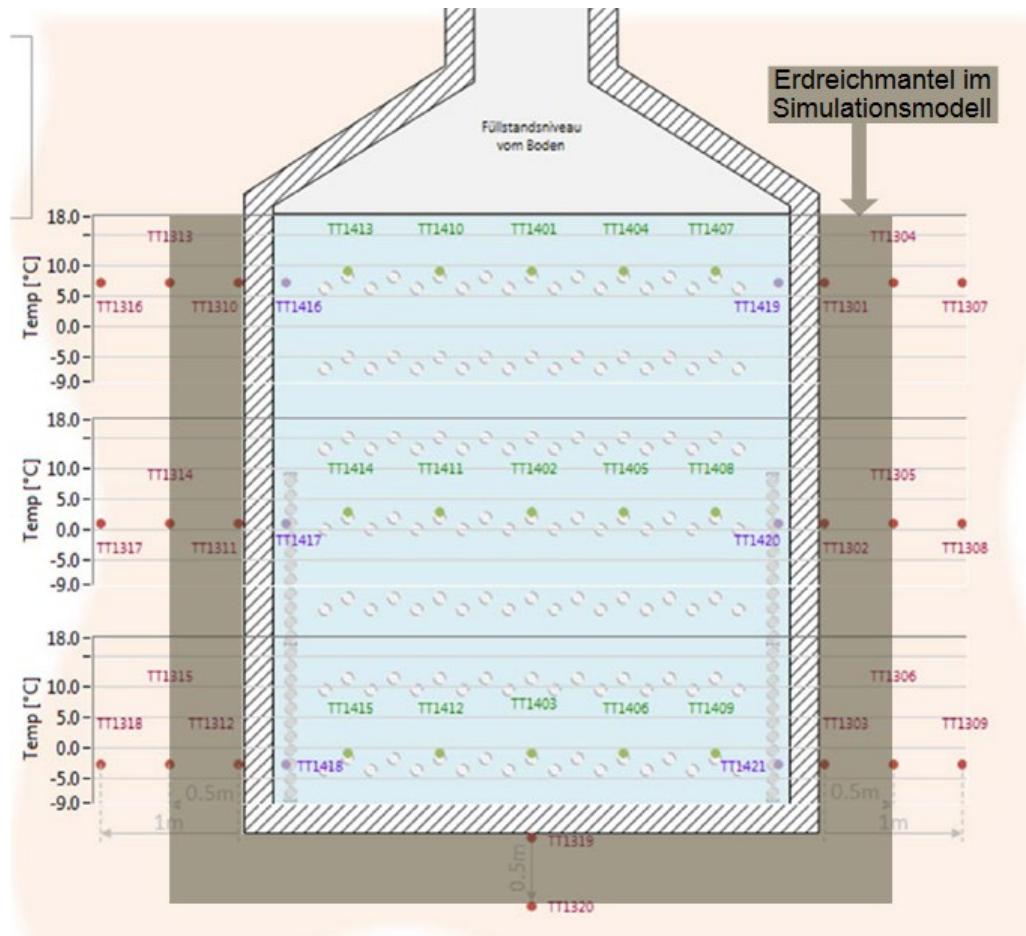


Abb. 67: Positionierung der Temperatursensoren Eisspeicher-Messung

Zusätzlich werden Klimadaten sowie Ein- und Austrittstemperaturen und Volumenströme der Entzugs-/Regenerationswärmetauscher aufgezeichnet. Hier ist anzumerken, dass die Regeneration in der vorliegenden Studie lediglich passiv über das Erdreich erfolgte und nicht aktiv über den Regenerationswärmetauscher. Dies lässt eine explizite Auswertung der Erdreichwärmegewinne zu, stellt aber auch die sich hieraus ergebenden Abweichungen zum Modell verstärkt dar, da im Gesamtsystem insgesamt ein kleinerer Anteil Quellenwärme aus dem Erdreich gewonnen wird.

Um das Simulationsmodell mit dem realen Eisspeicher zu vergleichen werden die Eintrittstemperatur und der Massenstrom des Entzugswärmetauschers aus der Messung als Eingangsdaten für das Simulationsmodell verwendet. Als Vergleichswerte dient danach die Austrittstemperatur resp. die Entzugsleistung und damit verbunden die über einen Zeitraum gesamthaft entzogene Energie.

Für die Optimierung des Simulationsmodells stehen die folgenden Parameter zur Verfügung:

1. Erdreichtemperatur
2. Wasservolumen
3. Phasenübergang

Für die Optimierung des Simulationsmodells wird zunächst der Einfluss dieser Parameter auf die Übereinstimmung mit den gemessenen Werten untersucht. In Analogie mit den Messdaten wurde für sämtliche Varianten der Zeitraum der Messperiode vom 01. Mai 2014 bis zum 06. Juli 2014 simuliert.

4.2.1. Original-Modell

Als Ausgangslage für die Sensitivitätsanalyse vergleichen wir die Simulationsergebnisse des Originalmodells mit den gemessenen Werten. Abb. 68 zeigt die aus dem Eisspeicher bezogene Energie während des gesamten simulierten Zeitraumes sowohl für den gemessenen Wärmeentzug, als auch das Simulationsergebnis. Zusätzlich wird die Energie, welche aus dem Erdreich in den Eisspeicher nachfliesst dargestellt (Q_{Erdreich}). Diese lässt sich nur für die Simulation eindeutig bestimmen und dient zur Plausibilisierung der Ergebnisse. Aufgrund der Energieerhaltung sollten sich die entzogene Energie und die aus dem Erdreich nachfliessende Energie in Abwesenheit von anderen Wärmequellen über einen längeren Zeitraum ungefähr die Waage halten. Die Energiedifferenz auf kürzeren Zeitskalen wird durch die thermische Speicherkapazität des Eisspeichers, d.h. durch Temperatur- oder Aggregatzustandsänderungen kompensiert. Die Speicherkapazität des vorliegenden Eisspeichers lässt sich berechnen aus der spezifischen Wärmekapazität von Wasser (ca. 4.182 kJ/kgK) und Eis (ca. 2.060 kJ/kgK) über das zu erwartende Temperaturintervall (ca. -5 °C bis 15 °C), sowie die Schmelzwärme (333.5 kJ/kg), d.h. die Enthalpieänderung beim Phasenübergang zwischen flüssig und fest. Die Schmelzwärme liefert den mit Abstand grössten Beitrag zur Speicherkapazität im Betrieb als Wärmequelle für die Wärmepumpe, und wird deshalb als Vergleichswert verwendet. Für einen Eisspeicher mit einem Wasserinhalt von 10 m³ ergibt sich damit eine Speicherkapazität von rund 926 kWh.

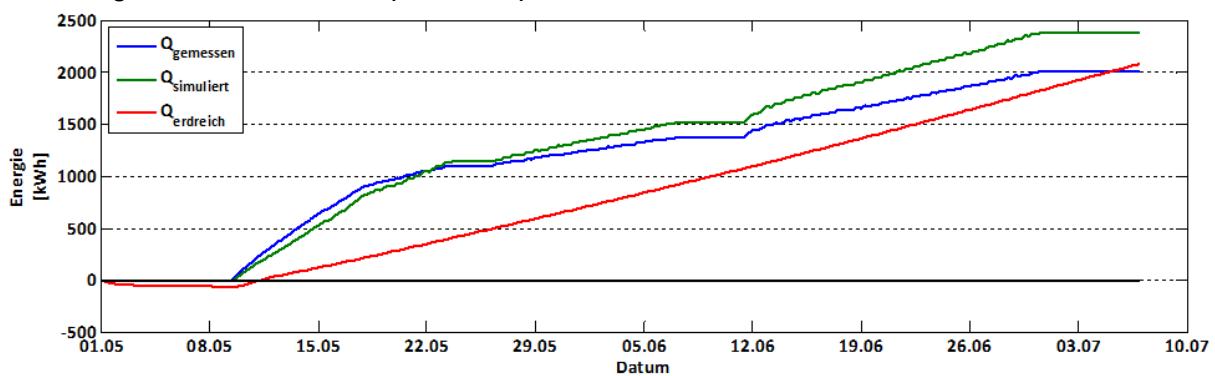


Abb. 68: Aus dem Eisspeicher entzogene Energie über den gesamten simulierten Zeitraum sowie die in der Simulation aus dem Erdreich bezogene Energie.

Abb. 69 zeigt die Differenz zwischen der entzogenen und der vom Erdreich substituierten Energie für die Messung und die Simulation, wobei die Energie aus dem Erdreich nur aus der Simulation bestimmt wurde. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Energiedifferenz in beiden Fällen immer deutlich unter der Speicherkapazität liegt. Damit können die simulierten Werte zumindest aus physikalischer Sicht als plausibel betrachtet werden.

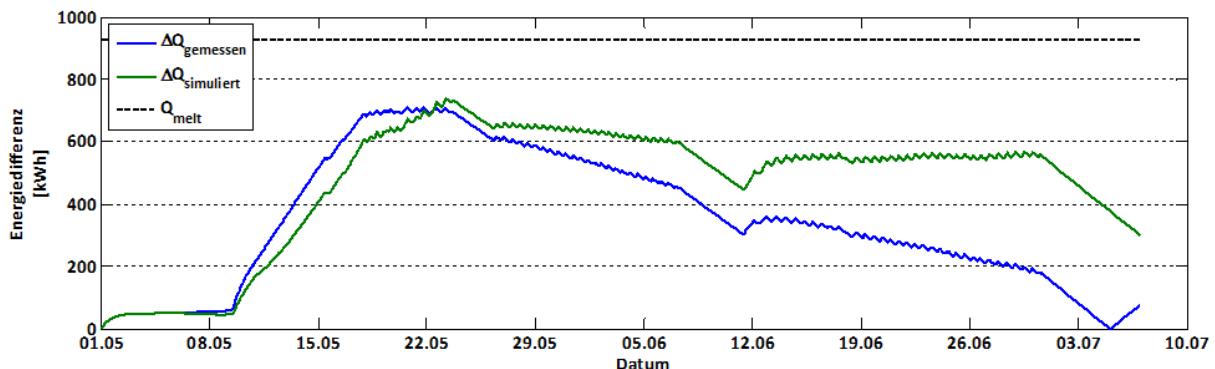


Abb. 69: Energiedifferenz (Absolutbetrag) zwischen der entzogenen Energie (Messung und Simulation) und der durch das Erdreich zugeführten Energie. Zum Vergleich ist die Schmelzenthalpie von 10 m³ Wasser aufgetragen.

Es wird aus beiden Abbildungen allerdings auch klar ersichtlich, dass die Simulationsergebnisse von den gemessenen Werten abweichen. In der Simulation wird dem Eisspeicher deutlich mehr Energie entzogen. Dies bedeutet bei gleicher Eintrittsenthalpie (Temperatur und Volumenstrom), dass die Austrittstemperatur in der Simulation höher ist, was wiederum darauf schliessen lässt, dass die simulierte Eisspeichertemperatur höher ist als in der Realität.

Im Folgenden werden nun mit einer Sensitivitätsanalyse zentrale Modellparameter variiert um die phänomenologischen Auswirkungen beurteilen zu können und somit eine Grundlage für die weitere Modellentwicklung zu legen. Konkret soll durch Variation von verschiedenen Parametern versucht werden, die Energiebilanzen zwischen Messung und Simulation besser in Übereinstimmung zu bringen, resp. die Sensitivität der Simulationsergebnisse bezüglich dieser Parameter zu ermitteln.

4.2.2. Sensitivitätsanalyse - Erdreichtemperatur

Im Simulationsmodell wird für die Erdreichtemperatur die Temperatur des ungestörten Erdreiches auf Höhe der Mitte des zylindrischen Teils des Eisspeichers (ca. 2.05 m unter der Oberfläche) verwendet. Um die Wechselwirkung zwischen Eisspeicher und Erdreich mit zu berücksichtigen wird diese Temperatur nicht direkt auf die Speicherwand aufgeprägt, sondern auf einen den Eisspeicher zylindrisch umgebenden Erdmantel von 0.5 m Dicke. Um den Einfluss der Erdrechanbindung auf die Simulationsergebnisse zu ermitteln werden statt der Temperatur des ungestörten Erdreichs die effektiven gemessenen Temperaturen verwendet (s. Abb. 67). Sowohl die Temperatur des Erdreiches in 0.5 m Abstand zum Eisspeicher als auch die Temperatur direkt an der Eisspeicherwand wurde gemessen. Damit bieten sich zwei Simulationsvarianten an:

1. Die gemessene Erdreichtemperatur in 0.5 m Abstand wird (über die Speicheroberfläche gemittelt) anstelle der ungestörten Erdreichtemperatur auf den Erdmantel (s. Abb. 67) aufgeprägt.
2. Die direkt am Eisspeicher gemessene Temperatur wird (über die Speicheroberfläche gemittelt) direkt auf die Speicherwand aufgeprägt.

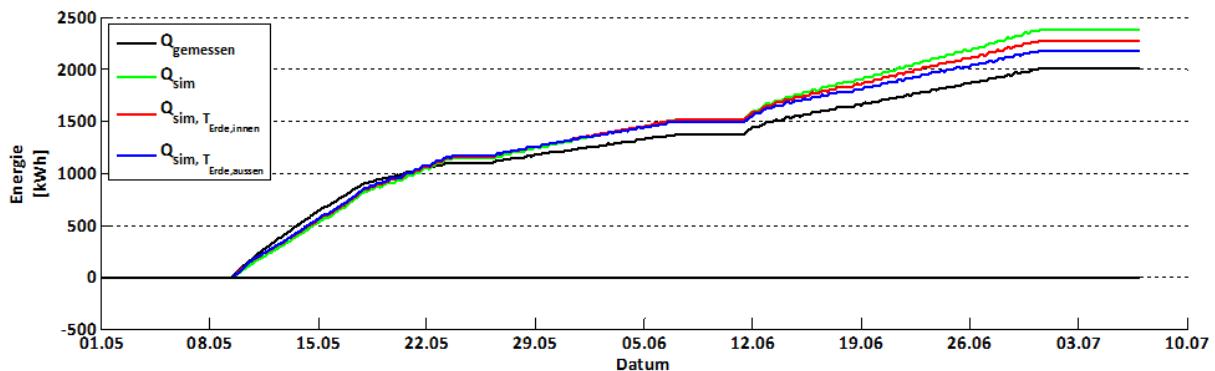


Abb. 70: Aus dem Eisspeicher bezogene Energie für die Messung, die Originalsimulation sowie die beiden Simulationsvarianten "innen" und "aussen".

Abb. 70 zeigt die Resultate der modifizierten Simulationsmodelle im Vergleich zum Originalmodell sowie den Messwerten. Bis ca. zum 12. Juni weichen die unterschiedlichen Simulationsmodelle kaum voneinander ab. Danach spalten sich die 2 Varianten deutlich auf, wobei der Energieentzug beim Originalmodell am grössten ist und bei den modifizierten Varianten das Modell mit dem aussen auf den Erdmantel aufgeprägten Erdreichtemperaturen einen geringeren Energieentzug aufweist. Dies weist darauf hin, dass sich das Erdreich in der Realität offensichtlich im Juni weniger schnell erwärmt als im Modell der ungestörten Erdreichtemperatur. Die Abweichung zwischen der gemessenen und der simulierten Energie über den betrachteten Zeitraum reduziert sich durch verwenden der gemessenen Erdreichtemperatur von 380 kWh im Originalmodell auf 273 kWh für die direkt auf den Speichermantel aufgeprägten Temperaturen und auf 177 kWh für die auf den Erdmantel aufgeprägten Temperaturen.

4.2.3. Sensitivitätsanalyse - Wasservolumen

Im Simulationsmodell wird die gesamte Wasser-/Eismenge durch einen einzelnen thermischen Knoten abgebildet. Aus den Messungen am realen Objekt wurde jedoch ersichtlich, dass ein gewisser Teil des Wassers an der Oberfläche und entlang des Mantels nie gefriert. Um den Einfluss dieses Effekts zu untersuchen wurde das simulierte Eisspeichervolumen von 10 m³ in zwei Simulationsvarianten auf das aktivierbare Volumen von 9 m³ resp. 8 m³ reduziert. Da der wesentliche Teil des Energieinhalts des Eisspeichers aus dem Phasenübergang zwischen fest und flüssig resultiert ist dieser Ansatz durchaus angebracht.

In Abb. 71 sind die Resultate der Simulationsvarianten sowie der Messung und der Originalsimulation dargestellt. Die gesamthaft entzogene Energie nimmt mit abnehmender Grösse des Eisspeichers ebenfalls ab. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei kleinerem Volumen die Temperatur tiefer ist und damit auch die bezogene Energie. Allerdings ist der Unterschied zwischen den einzelnen Simulationen sehr gering.

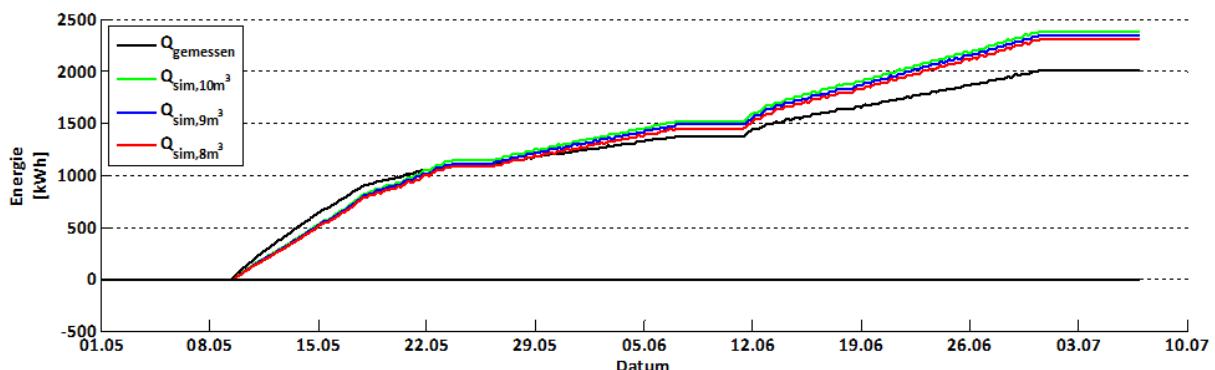


Abb. 71: Aus dem Eisspeicher bezogene Energie für die Messung, die Originalsimulation sowie die beiden Simulationsvarianten "9 m³" und "8 m³".

4.2.4. Sensitivitätsanalyse - Phasenübergang

Der Phasenübergang des Wassers im Simulationsmodell wird über eine simple Enthalpie-Temperatur Beziehung abgebildet. Da das Simulationsmodell nur durch einen einzelnen thermischen Knoten gebildet wird lassen sich Temperaturgradienten im Wasser-Eis-Gemisch, d.h. Wasser bei 0 °C und evtl. Eis bei noch tieferen Temperaturen nicht korrekt abbilden. Um diesen Effekt jedoch in der mittleren Eisspeichertemperatur zu berücksichtigen wird die Enthalpieänderung beim Phasenübergang, welche in der Realität bei 0 °C stattfindet, über einen etwas grösseren Temperaturbereich "verschmiert". Im Originalmodell ist dies der Temperaturbereich zwischen 0 °C und -3 °C. Durch Variation dieses Temperaturintervalls soll die Sensitivität des Simulationsmodells auf diesen Parameter untersucht werden.

Abb. 72 zeigt den Vergleich der Messdaten mit der Originalsimulation sowie den modifizierten Simulationen. Daraus wird klar ersichtlich, dass je grösser das Temperaturintervall für den Phasenübergang gewählt wird, desto geringer wird die dem Eisspeicher entzogene Energie. Dies lässt sich dadurch erklären, dass bei grösserem Temperaturintervall die mittlere Eisspeichertemperatur tiefer ist, dadurch wird auch die Austrittstemperatur aus dem Eisspeicher tiefer und somit schlussendlich auch die entzogene Leistung.

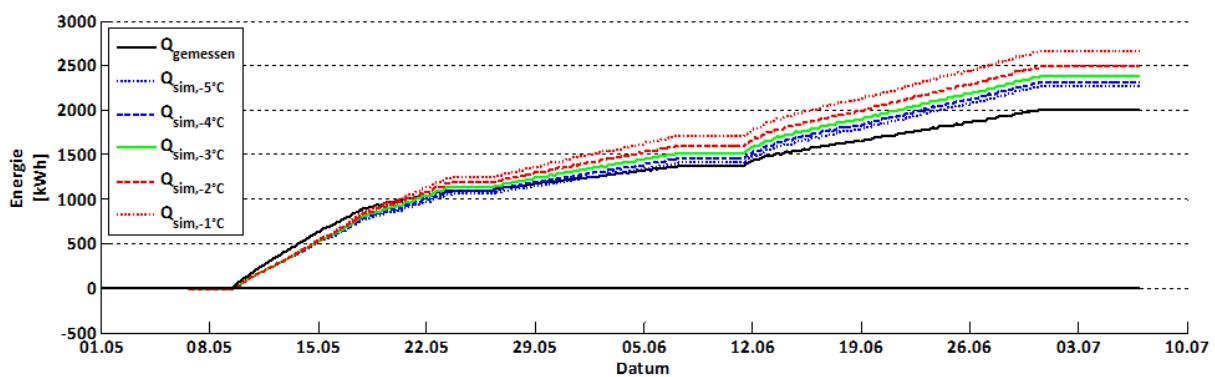


Abb. 72: Aus dem Eisspeicher bezogene Energie für die Messung, die Originalsimulation sowie die Simulationsvarianten mit einem Temperaturintervall für den Phasenübergang zwischen 0 °C und -5 °C, -4 °C, -2 °C oder -1 °C.

4.2.5. Schlussfolgerung Eisspeicher Modellierung

Das Modell des Eisspeichers zeigt aufgrund der stark vereinfachten Modellierung vom Phasenübergang, von den Wärmeaustauschern und der Erdreichanbindung Abweichungen von den Messungen im Laborversuch. Diese stark vereinfachte Modellierung wurde gewählt um in Jahressimulationen eine möglichst genaue Abbildung bei gleichzeitig geringer Simulationsdauer realisieren zu können.

Die detaillierte Validierung zeigt, dass die Abbildung plausible und physikalisch sinnvolle Ergebnisse erzeugt.

Die grösste Unsicherheit und stärkste Vereinfachung liegt bei den Wärmegewinnen aus dem Erdreich. Die Validierung zeigt hier, dass der gewählte Ansatz mit einem Erdreichmantel von 0.5 Metern Dicke und aussen aufgeprägter Erdreichtemperatur die besten Ergebnisse aufweist.

Das modellierte Wasservolumen zeigt nur einen geringen Einfluss auf die Ergebnisse, so lange das im realen Versuch gefrorene Volumen nicht unterschritten wird. Somit ist es sinnvoll, das Volumen entsprechend der Realität bei 10 m³ bei zu behalten.

Die vereinfachte Modellierung des Phasenüberganges mit einem Temperaturglide anstelle zweier Zustandsgrössen (Temperatur und Anteil Eis/Wasser) ist mit einem Bereich 0...-3°C hinreichend genau gewählt. Mit geringerem Temperaturglide (z.B. 0...-1°C) werden deutlich schlechtere Ergebnisse erreicht. Mit grösserem Temperaturglide (z.B. 0...-5°C) wird ein besseres Ergebnis erreicht, welches aber nur eine sehr geringe Verbesserung gegenüber dem Ursprungsbereich aufweist.

4.3. Luft/Sole-Wärmeübertrager – Labor-Messung

Die Untersuchungen zum Solar-Eisspeicher-System in SOFOWA zeigten, dass der Einfluss der Konvektion auf den Wärmegewinn am Solarabsorber und damit die Systemeffizienz wesentlich grösser ist, als der Einfluss der Solarstrahlung (s. Abb. 73).

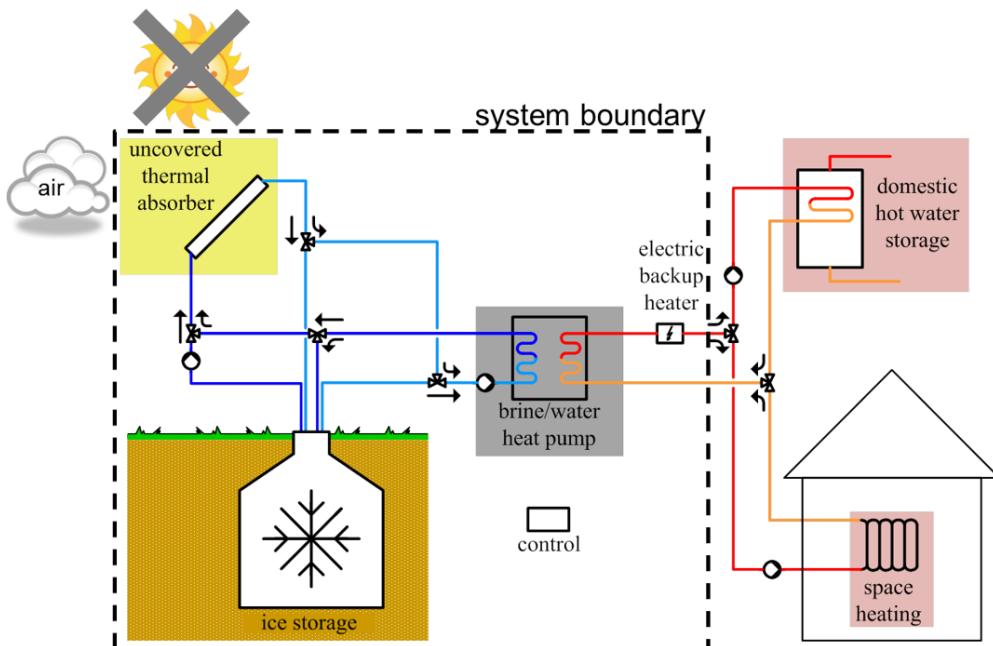


Abb. 73: Darstellung der Systemkonfiguration mit mehreren, über einen Solezwischenkreis eingebundenen Wärmequellen

In LEWASEF wird für den Wärmegewinn aus der Luft eine vereinfachende Systemoptimierung bei gleichbleibender Effizienz angestrebt und eine Wärmequelle ohne Solarstrahlung untersucht. Die Verwendung eines klassischen Luft/Sole-Wärmeaustauschers, ausgeführt als Lamellenrohr-Wärmeübertrager mit Ventilator, ist hier eine naheliegende Option zur Umsetzung. Ein Solcher ist sehr flexibel einsetzbar und bietet, als effiziente und universelle Wärmequelle umgesetzt, eine gute Grundlage für die Einbindung weiterer fluktuierender Wärmequellen, z.B. Abwärme, oder energetisch begrenzter Wärmequellen, z.B. ein Eisspeicher. Für eine hinreichend genaue Modellierung und zur Beurteilung der Relevanz der Luftfeuchtigkeit auf die Quellentemperaturen und die Leistung der Wärmepumpe ist eine Abbildung der Feuchtekondensation am Luft/Sole-Wärmeübertrager erforderlich. Hierfür wurden zwei Messreihen mit trockener und feuchter Luft im Labor durchgeführt.

Es wurde, basierend auf den Eigenschaften des bisherigen Solar-Luft-Absorbers, ein Luft/Sole-Wärmeaustauscher ausgewählt und im Labor als Wärmequelle für die Sole/Wasser-Wärmepumpe vermessen. Bei stationären Prüfbedingungen in Anlehnung an die Prüfpunkte für Luft/Wasser-Wärmepumpen gemäss EN14511 wurden die realisierten Quellentemperaturen der Sole/Wasser-Wärmepumpe in Korrelation mit den sich ergebenden Quellenleistungen bei Vollast einmal ohne Befeuchtung (trockene Luft) und einmal mit Befeuchtung (feuchte Luft) gemessen. Die Ergebnisse der Labormessungen sind in Tab. 20 und Abb. 74 dargestellt. Wie in Abb. 74 zu sehen, ist die abgegebene Wärmeleistung bei feuchter Luft ca. 5% höher, die Quellentemperatur der Wärmepumpe um bis zu 2 K höher. Dieser Unterschied ist gross genug, um eine Erweiterung des bestehenden Wärmetauscher-Modells zur Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit zu rechtfertigen. Es ist zu bemerken, dass der «feuchte» Messpunkt bei 2°C Lufttemperatur aus technischen Gründen eine etwas zu tiefe Luftfeuchtigkeit aufweist, was sich in der kleinen Differenz zum korrespondierenden «trockenen» Messpunkt bemerkbar macht.

Temperatur der Umgebungsluft [°C]		Luftfeuchtigkeit der Umgebungsluft [%]	Sole-Austritts-Temperatur [°C]	Wärmeleistung [W]
trocken	-2	66	-7.15	4351
	2	64	-4.05	4837
	7	61	-0.30	5925
	12	57	3.50	6902
	20	50	9.73	8569
feucht	2	63	-4.25	5072
	7	87	0.85	6289
	12	90	5.50	7156

Tab. 20: Messpunkte für Wärmepumpen-Leistung

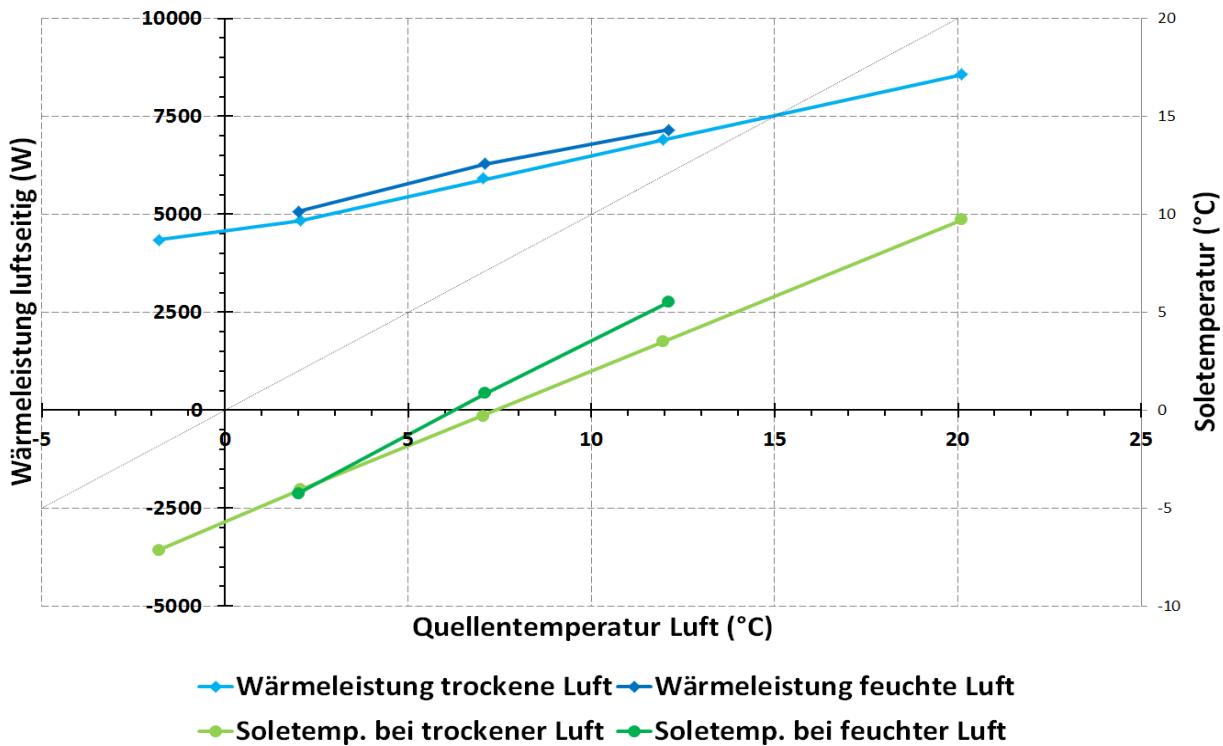


Abb. 74: Übertragene Wärmeleistung und mittlere Soletemperatur in Abhängigkeit der Lufteintrittstemperatur für trockene und feuchte Luft



4.4. Luft/Sole-Wärmeübertrager – WT-Modell mit Kondensation

Das bisher verwendete Modell des Wärmeübertragers aus der Carnot-Bibliothek basiert auf dem «fixed NTU-Modell» (Number of Transfer Units), welches wenig Rechenzeit benötigt, aber keine Kondensationsberechnung zulässt.

4.4.1. Anforderungen

Das Modell für einen Luft/Sole-Wärmeübertrager inklusive Kondensation soll in Jahressimulationen eingesetzt werden und nach erfolgreicher Validierung in die Carnot-Bibliothek einfließen. Daraus stellen sich zwei prinzipielle Anforderungen:

1. Möglichst hohe numerische Effizienz
2. Ähnlich einfache oder gleiche Parametrierung wie das bestehende Modell

In Folge dieser Anforderungen wurden die folgenden Idealisierungen und Annahmen für die Implementierung getroffen:

1. Das System wird nur in Flussrichtung der Fluide diskretisiert. Unterschiede der Temperatur und Anströmung über die Höhe und Breite des Wärmetauschers werden vernachlässigt.
2. Die thermische Trägheit des Wärmetauschers ist klein, verglichen mit den Zeitkonstanten der Eingangsbedingungen und wird deshalb vernachlässigt.
3. Die Parametrierung des Wärmeübergangs des Standardmodells mit 5 Werten aus Gl.14 ist angemessen und wird beibehalten.
4. Die kontinuierliche Abstufung zwischen Parallel Flow und Counter Flow mit einem Parameter ist wünschenswert und wird beibehalten.

Diese Regeln definieren eine Mischung aus physikalischer Modellierung und gemessenen Parametern. Eine rein physikalische Modellierung wäre zu komplex und numerisch aufwendig. Eine modelllose Umsetzung nur mit Messwerten würde extensive Messreihen erfordern.

4.4.2. Physikalische Grundlagen

Vergleicht man Gl.10 und Gl.11 für die spezifische Enthalpie feuchter Luft mit konstanter und variabler Luftfeuchtigkeit, sieht man, dass die Formel für variable Luftfeuchtigkeit nichtlinear ist. Zusätzlich ist bei variabler Luftfeuchtigkeit die temperaturabhängige Sättigungskurve zu beachten, was das Problem nichtglatt macht.

Ein analytisches Wärmetauscher-Modell, wie für den Fall konstanter Luftfeuchtigkeit, gibt es daher für den Fall variabler Luftfeuchtigkeit nicht. Ein diskreter, iterativer Lösungsansatz muss implementiert werden. Tab. 21 fasst die für dieses Kapitel spezifischen Symbole und Abkürzungen zusammen.

Symbol	Beschreibung	Symbol	Beschreibung
α	Flusstyp Wärmetauscher	k	Diskretisierungsknoten
T	Temperatur	K	Anzahl Diskretisierungsknoten
ϑ	Virtuelle Temperatur	t	Zeitschritt
X	Absolute Luftfeuchtigkeit		

Tab. 21: Abkürzungen und Symbole für Gleichungen

$$h_L = (c_{pl} + c_{pw}X_{const})T_L + h_{we}X_{const} \quad (\text{Gl.10})$$

$$h_L = c_{pl}T_L + c_{pw}T_LX + h_{we}X \quad X \leq X_{sat}(T_L) \quad (\text{Gl.11})$$

4.4.3. Modellierung und Implementierung

Das Modell besteht aus zwei Vektoren, welche die diskretisierten Luft- und Soleseiten repräsentieren. Zwischen den Elementen der Vektoren (nachfolgend «Knoten») findet ein Wärmeaustausch gemäss Gl.12 basierend auf virtuell gegenüberliegenden Temperaturen ϑ statt. Eine Visualisierung dieses Modells ist in Abb. 75 zu sehen.

$$\vartheta_k = (1 - \alpha)T_k + \alpha T_{K-k} \quad (\text{Gl.12})$$

Man betrachte die beiden einfachen Fälle eines Parallelflusses sowie eines Gegenflusses: Im ersten Fall ist die gegenüberliegende Temperatur die Temperatur des direkt gegenüberliegenden Knotens. Im zweiten Fall ist die gegenüberliegende Temperatur die Temperatur des diagonal gegenüberliegenden Knotens.

Da das Modell auch abstufbare Kreuzfluss-Varianten zulassen soll, wurde aus den beiden einfachen Varianten eine gewichtete Mittelung konstruiert. Die virtuelle gegenüberliegende Temperatur. Der Parameter α kann dabei als eine Verdrehung der Vektoren gegeneinander interpretiert werden, wobei 0° einem Parallelfluss entspricht und 180° einem Gegenfluss.

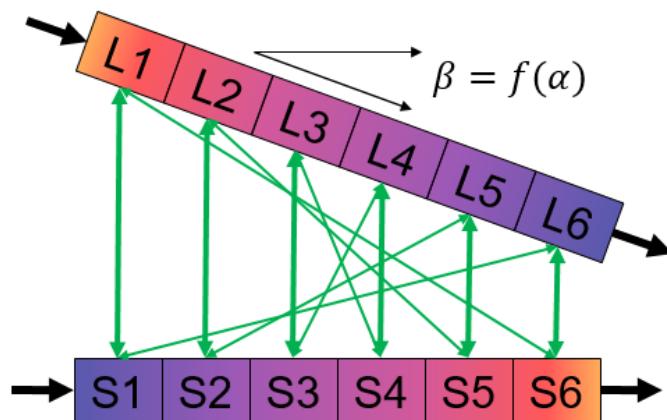


Abb. 75: Diskretisierung des Wärmetauscher-Modells

Ausgehend von einem Initialisierungszustand führt das Modell eine Iteration aus, bei welcher aus den aktuellen Temperaturen und den Wärmetauscher-Parametern die Energieflüsse zwischen den Knoten berechnet wird. Daraus ergeben sich die Temperaturänderungen an den Knoten. Danach werden alle Knoten um eins verschoben, was prinzipiell einem Massenfluss entspricht, jedoch nicht physikalisch modelliert ist. Die letzten Knoten werden als provisorische Ausgabewerte gespeichert und die ersten Knoten wieder auf die Eingangstemperaturen gesetzt. Mit diesen aktualisierten Vektoren wird dann die nächste Iteration durchgeführt.

Dies wird bis zum Erreichen eines Abbruchskriteriums (Temperaturänderung oder maximale Iterationszahl) durchgeführt. Danach werden die beiden letzten Knoten ausgegeben und der aktuelle Zustand wird als Startwert für den nächsten Simulationsschritt gespeichert. Abb. 76 zeigt ein Flussdiagramm dieses Prozesses.

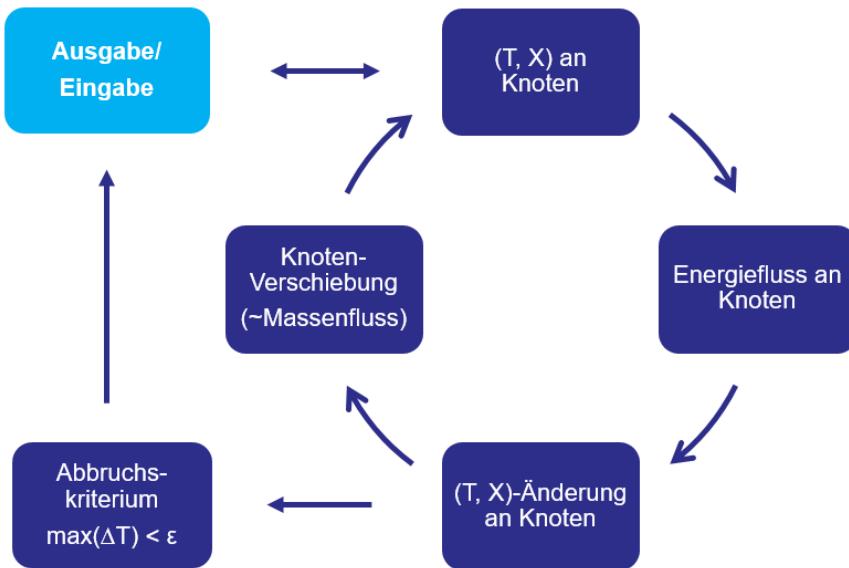


Abb. 76: Flussdiagramm Kondensations-Berechnung

Die Änderungen von Temperatur und Luftfeuchtigkeit an einem Knoten werden wie folgt berechnet:

Im Fall einer Energieaufnahme bleibt die Luftfeuchtigkeit konstant und die neue Temperatur lässt sich aus Gl.10 berechnen.

Im Fall eines Energieentzugs wird eine Zustandskurve für zunehmenden Energieentzug berechnet. Diese besteht aus einer Abnahme der Temperatur bei konstanter Luftfeuchtigkeit bis zum Erreichen der Sättigungslinie. Danach findet eine Abkühlung mit Kondensation entlang jener statt. Diese Abkühlung ist in Abb. 77 und Abb. 78 als schwarze Linie eingezeichnet.

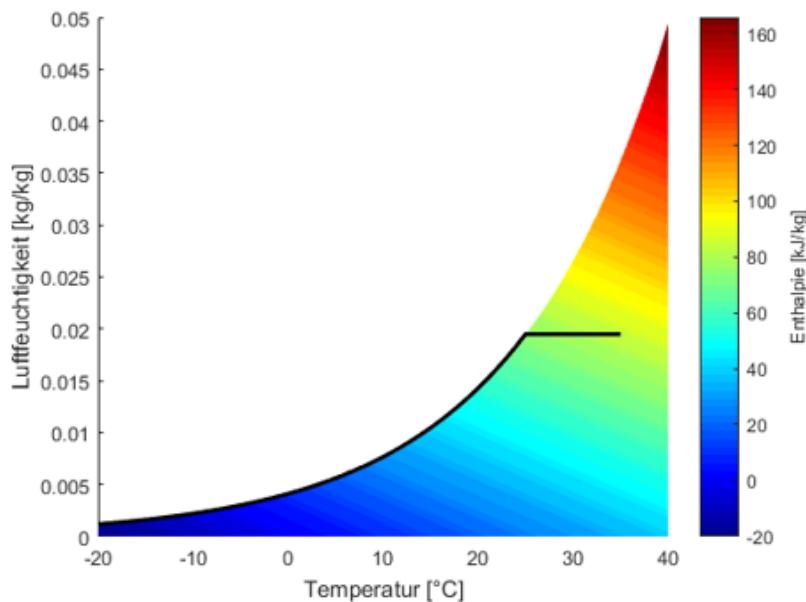


Abb. 77: Enthalpieentzug entlang der schwarzen Linie

Diese Kurve ist eine streng monoton steigende Funktion für die Enthalpie in Abhängigkeit von Temperatur und Luftfeuchtigkeit. Aus Anfangsenthalpie und dem Energieentzug kann eine Zienthalpie berechnet werden, welche eine Ebene im T-X-h Diagramm ist. Der Schnittpunkt dieser Ebene mit der Zustandskurve ergibt die neue Temperatur und Luftfeuchtigkeit.

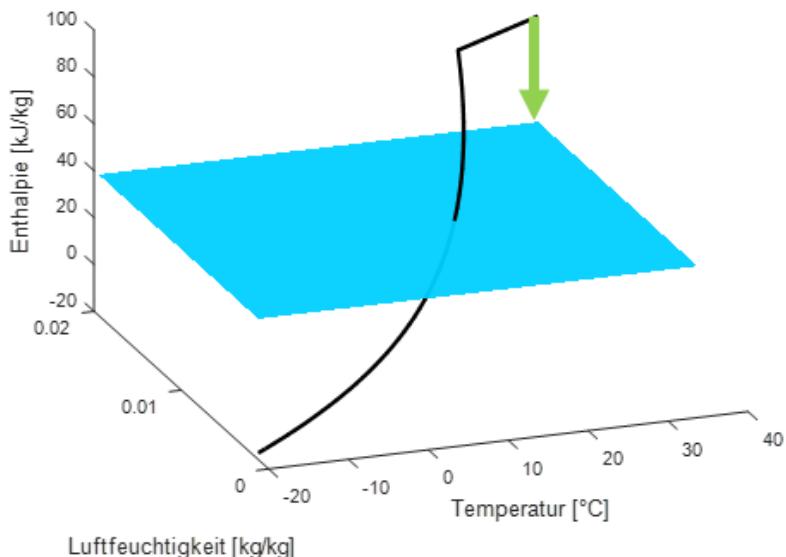


Abb. 78: Schwarz: Enthalpiekurve; Grün: Energiedifferenz; Blau: Zienthalpie

Die Berechnung der neuen Soletemperatur gemäss Gl.13 lautet:

$$T_{Sole, k, t+1} = T_{Sole, k, t} + \frac{\dot{Q}_{k, t}}{c_s \dot{m}_{Sole, t}} \quad (\text{Gl.13})$$

Kalibrierung

Für die Kalibrierung wurden insgesamt neun Messungen verwendet. Daraus wurden fünf Parameter identifiziert, welche die Wärmeübertragung des Wärmetauschers gemäss Gl.14 definieren. Die entsprechenden numerischen Werte der Parameter sind in Tab. 22 zusammengefasst.

$$UA_t = UA_0 \left(\left(\frac{\dot{m}_{Quelle, t}}{\dot{m}_{Quelle, nom}} \right)^{uaExpQuelle} + \left(\frac{\dot{m}_{Last, t}}{\dot{m}_{Last, nom}} \right)^{uaExpLast} \right) \quad (\text{Gl.14})$$

Woraus sich der Wärmefluss pro Knoten gemäss Gl.15 ergibt:

$$\dot{Q}_{k, t} = \frac{UA_t}{N} (T_{Luft, k, t} - T_{Sole, k, t}) \quad (\text{Gl.15})$$

Variable	Einheit	HX	HXc
UA_0	W/K	1450	1400
$\dot{m}_{Last, nom}$	kg/s	0.9640	0.9640
$uaExpLast$		0.8000	0.5000
$\dot{m}_{Quelle, nom}$	kg/s	0.3367	0.3367
$uaExpQuelle$		0.5000	0.4000

Tab. 22: Parameter für Wärmetauscher mit und ohne Kondensation

4.4.4. Validierung

Für die Validierung der beiden Modelle wurden fünf Messungen verwendet. Davon waren drei mit trockener Luft und zwei mit feuchter Luft. Die numerischen Werte sind in Tab. 23 bis Tab. 25 zu sehen. Die Abweichung der Soletemperatur durch Beachtung der Kondensation in der Simulation wird um ca. 30-50% reduziert.

Lufttemperatur [°C]	Trocken 1	Trocken 2	Trocken 3	Feucht 1	Feucht 2
Eingang	7.1	7.2	2	12.1	7.1
Ausgang, gemessen	-0.65	2.4	-3	7.9	2.8
Ausgang, Sim HX	-0.868	2.278	-3.184	6.111	1.586
Ausgang, Sim HXc	-0.835	2.224	-3.144	8.207	2.8

Tab. 23: *Mess- und Simulationswerte der Lufttemperatur*

Abs. Luftfeuchtigkeit [g/kg]	Trocken 1	Trocken 2	Trocken 3	Feucht 1	Feucht 2
Eingang	0.344	0.4135	0.2778	0.801	0.5509
Ausgang, gemessen	0.3312	0.4069	0.2674	0.6634	0.4588
Ausgang, Sim HX	0.344	0.4135	0.2778	0.801	0.5509
Ausgang, Sim HXc	0.344	0.4135	0.2778	0.6859	0.4899

Tab. 24: *Mess- und Simulationswerte der Luftfeuchtigkeit*

Soletemperatur [°C]	Trocken 1	Trocken 2	Trocken 3	Feucht 1	Feucht 2
Eingang	-3.3	-3.1	-6.4	2.5	-1.8
Ausgang, gemessen	0.15	3.8	-2.1	8.5	3.5
Ausgang, Sim HX	0.1065	3.753	-2.161	7.241	2.651
Ausgang, Sim HXc	0.9017	3.824	-2.195	7.822	2.881

Tab. 25: *Mess- und Simulationswerte der Soletemperatur*

4.4.5. Diskussion

Wie aus den Resultats-Tabellen ersichtlich, wird die Abweichung der Soletemperatur durch Beachtung der Kondensation in der Simulation um ca. 30-50% reduziert. Dies stellt einen Fortschritt dar, kann aber weiter optimiert werden. Eine mögliche Quelle für die verbleibende Abweichung sind die physikalischen Parameter des Wärmetauschers, welche mit einem kleinen Datensatz bestimmt wurden. Des Weiteren wurde ein stark idealisiertes Kondensationsmodell verwendet, welches eine vollständige Kondensation entlang der Sättigungskurve annimmt. Eine detailliertere Evaluation der Genauigkeit kann vorgenommen werden, wenn ein extensiverer Satz an Messdaten zur Verfügung steht.



4.5. Luft/Sole-Wärmeübertrager – Systemanalyse

Ausgehend von einem Basismodell mit Solarkollektor aus dem SOFOWA-Projekt (Variante 1) wurde eine Reihe von Modifikationen durchgeführt und ausgewertet. Für die erste Modifikation (Variante 2) wurde die solare Einstrahlung auf null gesetzt. Dies wurde bereits in SOFOWA innerhalb einer Reihe von Ausfallszenarien durchgeführt. Überraschenderweise resultierte das Fehlen der Solarstrahlung in einer Reduktion der JAZ von nur 0.02. Daraus folgt, dass der Solarkollektor primär als konvektiver Wärmetauscher arbeitet. Für die zweite Modifikation (Variante 3) wurde zusätzlich die Windgeschwindigkeit halbiert, was näherungsweise der Tatsache Rechnung trägt, dass die Anströmungsgeschwindigkeit am Kollektor tiefer ist als die ungestörte Windgeschwindigkeit. Dies resultierte in einer weiteren Absenkung der JAZ um 0.1. Für die dritte Modifikation (Variante 4) wurde der Solarkollektor mit einer Umgebungsluft-Wärmepumpe ausgetauscht, wobei Kondensation und Ventilatorstrom ignoriert wurden. Die JAZ lag mit 4.18 tiefer als alle Varianten mit Eisspeicher. Für die vierte Modifikation (Variante 5) wurde die elektrische Energieaufnahme des Ventilators berücksichtigt. Die JAZ sank dadurch deutlich um 0.47. Für die letzte Modifikation (Variante 6) wurden zusätzlich die Wärmegewinne aus Kondensation beachtet. Die JAZ stieg dadurch um 0.06. Basierend auf der obigen Validierung des WT-Modells kann jedoch angenommen werden, dass dieser Wert in der Realität höher wäre. Für die erste und letzte Variante wurden zusätzliche Modifikationen ohne Eisspeicher simuliert. Für beide Fälle sank die JAZ um ca. 0.3.

Variante	JAZ	JAZ ohne ES
1 Solarkollektor	4.47	4.16
2 Solarkollektor ohne Sonne	4.45	
3 Solarkollektor ohne Sonne, halbe Windgeschwindigkeit	4.35	
4 Wärmepumpe ohne Kondensation und Ventilatorstrom	4.18	
5 Wärmepumpe ohne Kondensation	3.71	
6 Wärmepumpe mit Kondensation	3.77	3.48

Tab. 26: Jahresarbeitszahlen der System-Konfiguration

Aus diesen Simulationen wurden vier zentrale Schlussfolgerungen gezogen:

1. Effiziente WP-Anlagen mit L/S-WT und Sole-Zwischenkreis sind möglich.
2. Der Sollarkollektor hat eine höhere JAZ als der L/S-WT, hauptsächlich wegen der elektrischen Leistungsaufnahme des Ventilators.
3. Die Solare Einstrahlung hat nur einen kleinen Einfluss auf die JAZ des Solarkollektors.
4. Der Einfluss des Eisspeichers auf die JAZ ist eher gering, insbesondere verglichen mit den hohen Installationskosten.

4.6. Potenzial höherer Schmelztemperaturen im erdvergrabenen Eisspeicher

Über die Umschaltung zwischen den beiden Wärmequellen, Solar-Luft-Absorber und erdvergrabener Eisspeicher, kann die jeweils günstigere Wärmequelle gewählt werden (siehe Abb. 79). Die Schmelztemperatur des Materials im erdvergrabenen Latentspeicher gibt dabei die angestrebte, minimale Quellentemperatur vor. Das bisher verwendete Wasser hat eine Erstarrungstemperatur von 0°C. Eine höhere Erstarrungs-/Schmelztemperatur könnte die minimale Quellentemperatur und damit die Jahresarbeitszahl erhöhen. Im Folgenden werden die Auswirkungen einer höheren Erstarrungstemperatur des Latentmaterials analysiert und erläutert.

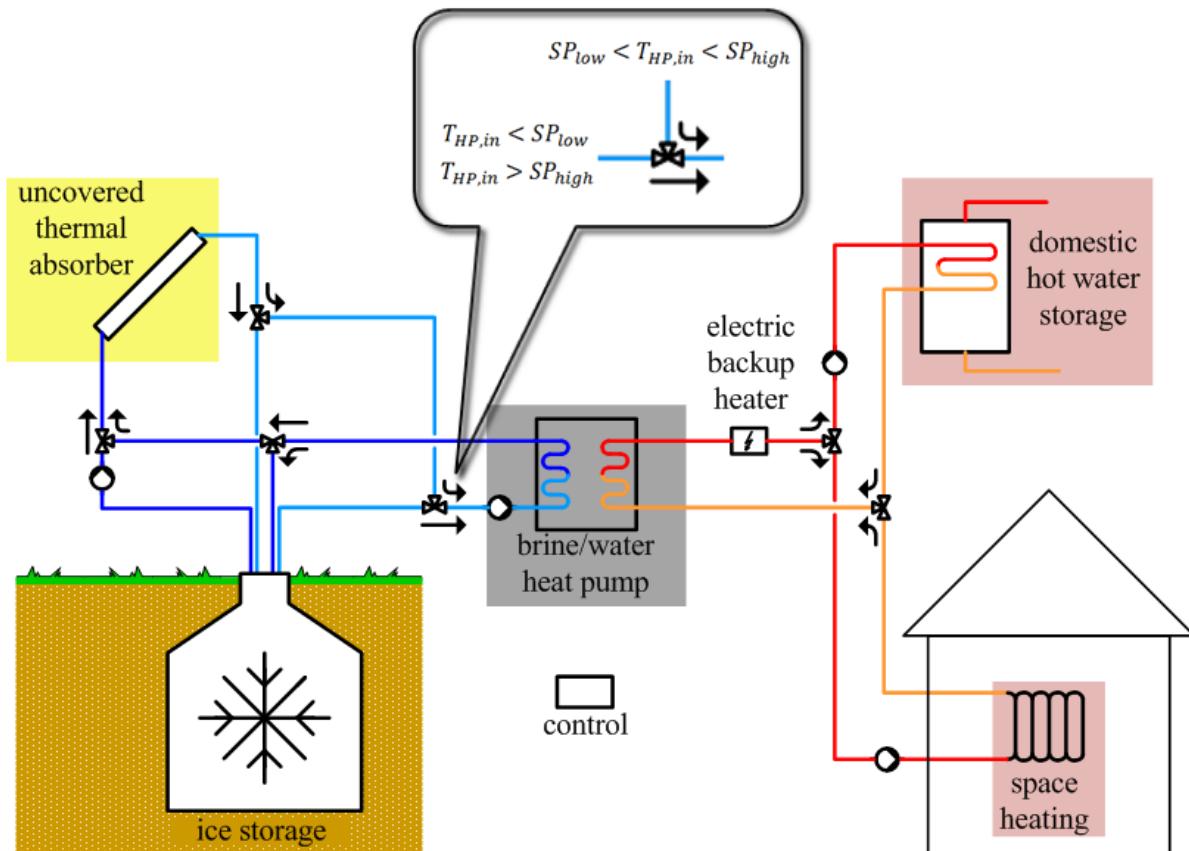


Abb. 79: Systemschema des Solar-Eisspeicher-Systems mit Hervorhebung der Umschaltung zwischen den Wärmequellen

Abb. 80 zeigt die energetisch gewichtete Häufigkeitsverteilung der Quellentemperaturen im Betrieb mit Wasser/Eis und die Zuordnung zu den Wärmequellen Eisspeicher und Solarabsorber. Die linke gestrichelte Linie zeigt den Umschaltpunkt vom Solarabsorber (mittlerer gelber Bereich) zum Eisspeicher (blauer Bereich) mit dem Ziel der Begrenzung der Wärmequellentemperatur auf eine Minimaltemperatur. Bei Quellentemperaturen oberhalb 20°C wird ebenfalls der Eisspeicher als Wärmequelle verwendet, da ansonsten die Einsatzgrenze der Wärmepumpe überschritten würde (rechte gestrichelte Linie).

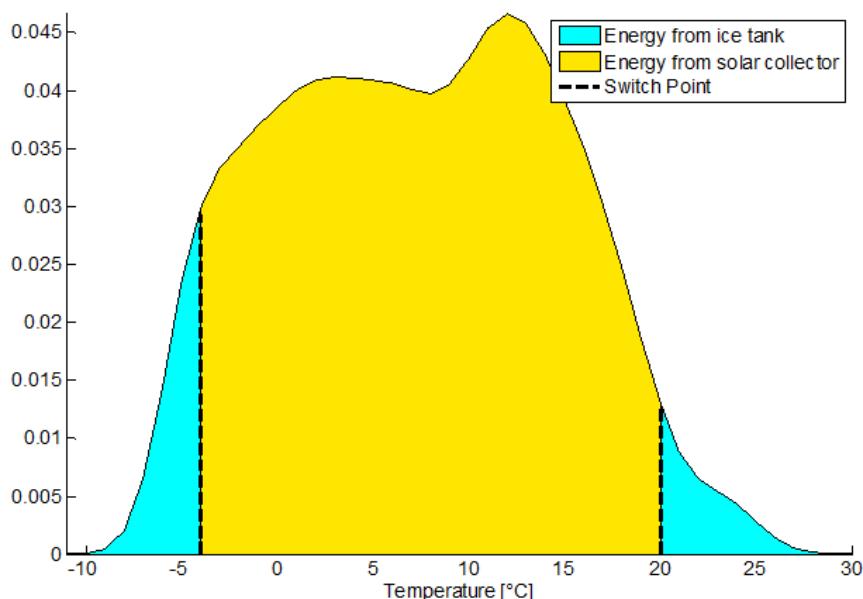


Abb. 80: Energetisch gewichtete Häufigkeitsverteilung der Quellenwärme und Zuordnung zu den Wärmequellen Eisspeicher und Solarabsorber

Abb. 81 zeigt die vereinfachte Enthalpie-Temperatur-Korrelation zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Latentmaterialien im erdvergrabenem Eisspeicher in der Simulation. Der mittlere, steile Bereich der Kurve stellt den Schmelzbereich mit grosser Enthalpieänderung dar; der untere flache Bereich der Kurve den vollständig erstarren Bereich und der obere flache Bereich den vollständig flüssigen Bereich. Der eigentliche Arbeitsbereich des Latentspeichers ist der mittlere, steile Bereich.

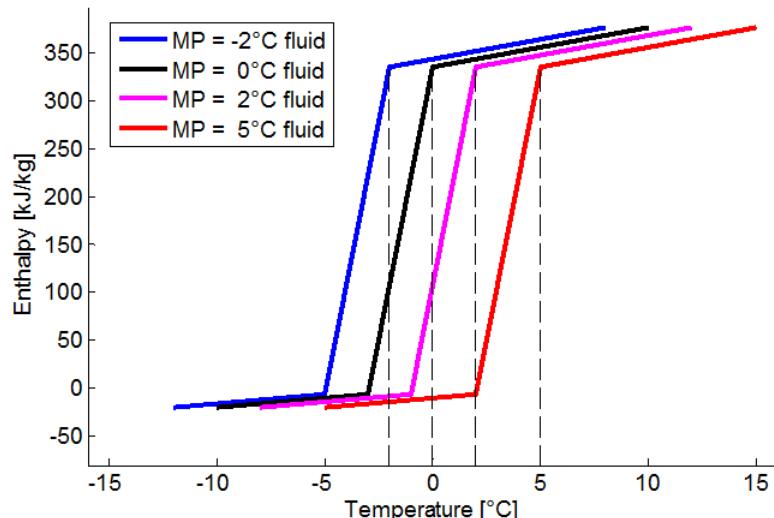


Abb. 81: Vereinfachte Enthalpie-Temperatur-Korrelation zur Abbildung des thermischen Verhaltens der Latentmaterialien im erdvergrabenem Eisspeicher

Kernpunkt der Untersuchung ist die Wirkung einer anderen Erstarrungstemperatur auf das Gesamtsystem. Hierfür ist keine detaillierte Materialauswahl erforderlich. Zur Abbildung der Wirkung im Gesamtsystem genügt es die Phasenübergangscharakteristik auf andere Erstarrungstemperaturen zu übertragen. Über eine parallele Verschiebung der Ausgangskurve ($MP = 0^\circ\text{C}$ in Abb. 81) nach links kann nun ein Latentmaterial mit einer niedrigeren Erstarrungstemperatur abgebildet werden, über eine Verschiebung nach rechts höhere Erstarrungstemperaturen. Insgesamt wurden vier verschiedene Erstarrungstemperaturen (-2°C , 0°C , $+2^\circ\text{C}$ & $+5^\circ\text{C}$) in der Simulation untersucht.

Abb. 82 und Tab. 27 zeigen einen Auszug aus den Ergebnissen für die Schmelzpunkte -2°C , 0°C und $+5^{\circ}\text{C}$. Das Bild zeigt die monatliche Energiebilanz des erdvergrabenen Eisspeichers, die Tabelle die resultierende Wirkung auf die Jahreseffizienz.

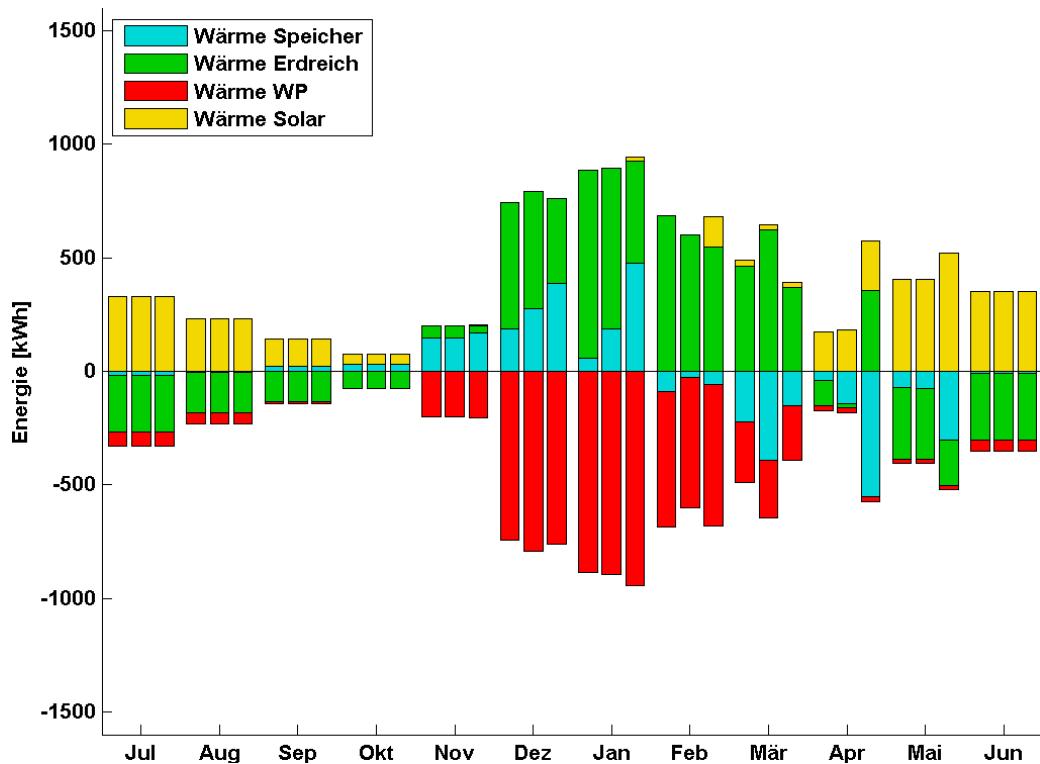


Abb. 82: Monatliche Energiebilanzen des erdvergrabenen Eisspeichers mit Variation des Schmelzpunktes (-2°C / 0°C / $+5^{\circ}\text{C}$)

Variante	in Grafik	JAZ	E-Heizstab
8 kW WP, 1 Eisspeicher, 5 SLK-S	Schmelzpunkt = -2°C Schaltpunkt = -4°C	linke Säulen	4.43
	Schmelzpunkt = 0°C Schaltpunkt = -4°C	mittlere Säulen	4.47
	Schmelzpunkt = $+5^{\circ}\text{C}$ Schaltpunkt = -4°C	rechte Säulen	4.44

Tab. 27: Auszug der Systemergebnisse für die Variation des Schmelzpunktes

Der grösste Anteil Wärmebezug aus dem Eisspeicher durch die Wärmepumpe erfolgt in den Monaten Dezember und Januar. Hier zeigt sich, dass eine geänderte Erstarrungstemperatur des Latentmaterials einen grossen Einfluss auf die Wärmegewinne aus dem Erdreich hat. Eine niedrigere Erstarrungstemperatur (-2°C) führt somit nur zu einer leichten Absenkung der mittleren Quellentemperatur im «Eisspeicherbetrieb», da die Erdreichwärmegewinne grösstenteils ausgleichend wirken. Weiterhin führt eine höhere Erstarrungstemperatur ($+5^{\circ}\text{C}$) nicht zu einer Verbesserung der Jahresarbeitszahl (JAZ), da die Wärmegewinne aus dem Erdreich deutlich reduziert werden. Hierdurch wird mehr Wärme aus dem Phasenübergang bezogen und das Latentmaterial erstarrt vollständig. Das führt dazu, dass die minimale Quellentemperatur der Wärmepumpe unterschritten wird und der direktelektrische Heizstab zum Einsatz kommt.

Bei den bisherigen Varianten blieb die Umschaltbedingung zwischen Solarabsorber und Eisspeicher unverändert, wodurch auch der Wärmebezug durch die Wärmepumpe aus dem Eisspeicher nahezu unverändert blieb. Es stellt sich die Frage, wie sich das System verhält, wenn parallel zu der Erstarrungstemperatur auch die Umschalttemperatur angepasst wird.

Abb. 83 und Tab. 28 zeigen einen Auszug der Ergebnisse für diese drei Varianten.

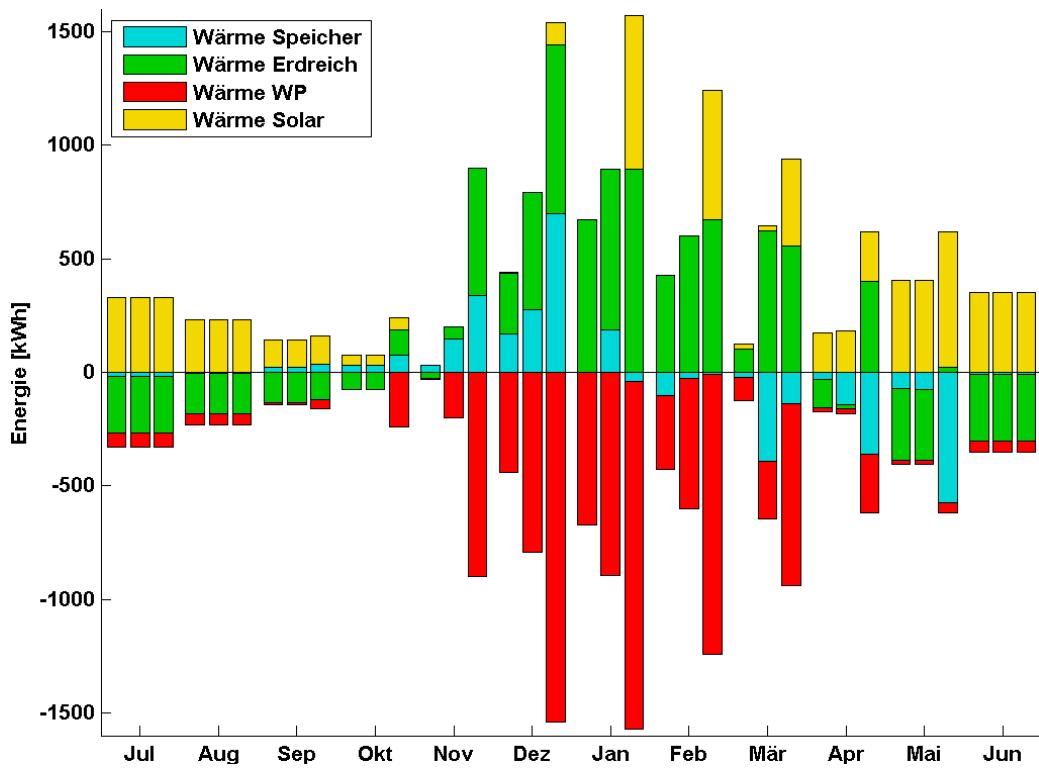


Abb. 83: Monatliche Energiebilanzen des erdvergrabenen Eisspeichers mit Variation des Schmelzpunktes und des Umschaltpunktes (-2°C / 0°C / +5°C)

Variante	in Grafik	JAZ [-/-]	E Heizstab [kWh]
8 kW WP, 1 Eisspeicher, 5 SLK-S	Schmelzpunkt = <u>-2</u> °C Schaltpunkt = <u>-6</u> °C	linke Säulen	4.45
	Schmelzpunkt = 0°C Schaltpunkt = -4°C	mittlere Säulen	4.47
	Schmelzpunkt = <u>+5</u> °C Schaltpunkt = <u>+1</u> °C	rechte Säulen	3.75

Tab. 28: Auszug der Systemergebnisse für die Variation des Schmelzpunktes und des Umschaltpunktes

Die Variante mit Schmelzpunkt +5°C und Schaltpunkt +1°C zeigt, dass ein Teil des grösseren Wärmebezuges durch den separaten, solaren Ladekreis kompensiert wird. Die Wärme wird anstatt direkt vom Solarabsorber nun durch den Eisspeicher an die Wärmepumpe transportiert. Allerdings wird durch die Kombination von höherer Erstarrungstemperatur und höherem Schaltpunkt auch wesentlich mehr Wärme aus dem Phasenübergang bezogen. Das Latentmaterialvolumen müsste auf mehr als das Doppelte erhöht werden, um im eigentlichen Arbeitsbereich zu bleiben und eine vollständige Erstarrung zu verhindern. Die Variante mit Schmelzpunkt -2°C und Schaltpunkt -6°C zeigt aber auch, dass die Jahresarbeitszahl durch die längere Nutzung des Solar-Luft-Absorbers nicht wesentlich absinkt.



4.7. Fazit AP2

Im Arbeitspaket AP2 stand die Weiterentwicklung von Wärmepumpensystemen im Vordergrund, welche die Wärme vorwiegend aus Umgebungsluft und Solarstrahlung gewinnen und mit einem Sole-Zwischenkreis auf der Quellenseite arbeiten.

Das Modell des im Erdreich vergrabenen Eisspeichers aus dem Projekt SOFOWA zeigt, aufgrund der für die Jahressimulation stark vereinfachten Modellierung, typische Abweichungen gegenüber Messungen im Laborversuch. Die detaillierte Validierung mit Sensitivitätsanalyse der Modellbereiche Wasservolumen, Phasenübergang mit Temperaturglide und Erdreichanbindung zeigt plausible und physikalisch sinnvolle Ergebnisse mit der grössten Unsicherheit und stärksten Vereinfachung bei der Erdreichanbindung. Die bisherig gewählte Art der Abbildung und Parametrierung kann mit dem Fokus auf Jahressimulationen des Gesamtheizsystems inklusive Gebäude als beste Lösung bestätigt werden.

Die Nutzung des erdvergrabenen Latentspeichers mit Wasser/Eis als Phasenwechselmaterial lässt die Frage offen, ob eine höhere oder tiefere Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials Vorteile für die Energieeffizienz des Gesamtsystems hat. In diesem System dient der Latentspeicher hauptsächlich einer Funktion. Er soll die Temperatur der Wärmequelle auf eine minimale Temperatur nahe der Phasenwechsel-Temperatur begrenzen und kommt daher immer dann zum Einsatz, wenn die Temperatur der Haupt-Wärmequelle Solar-Luft-Absorber niedriger ist. Mit einer höheren Phasenwechsel-Temperatur könnte diese minimale Quellentemperatur ebenfalls angehoben werden und die Systemeffizienz verbessert werden. Es zeigt sich jedoch, dass ein geänderter Schmelzpunkt auch sehr stark die Wärmegewinne aus dem Erdreich beeinflusst. Ein höherer Schmelzpunkt führt mit einer geringeren Temperaturdifferenz zum umgebenden Erdreich und damit zu deutlich geringeren Wärmegewinnen. Hierdurch wird, bei gleichem Wärmeentzug, die energetische Kapazität des Phasenwechselmaterials schneller ausgeschöpft und der Zustand vollständiger Erstarrung eher erreicht. Bei vollständiger Erstarrung sinkt die Temperatur der Wärmequelle sehr schnell deutlich unter die Phasenwechsel-Temperatur und häufig auch unter die Einsatzgrenze der Wärmepumpe. Im Variantenvergleich zeigt sich ein Schmelzpunkt von 0°C als Variante mit der höchsten Systemeffizienz. Daher wird Wasser aus Effizienz-, Kosten- und ökologischen Gründen als das bevorzugte Speicherfluid für einen erdvergrabenen Latentspeicher als Wärmequelle für eine Wärmepumpe beurteilt.

Mit dem Solar-Luft-Absorber aus dem Projekt SOFOWA wird im Gesamtsystem Solar-Eisspeicher-Wärmepumpe der mit Abstand grösste Anteil Wärme konvektiv aus der Umgebungsluft gewonnen. Daher wird in LEWASEF eine Wärmequelle ohne Solarstrahlung untersucht, im ersten Ansatz ein Luft/Sole-Wärmeübertrager mit Ventilator.

Für eine hinreichend genaue Modellierung und zur Beurteilung der Relevanz der Luftfeuchtigkeit auf die Quellentemperaturen und die Leistung der Wärmepumpe ist eine Abbildung inklusive Feuchtekondensation erforderlich, welche bisher nicht als taugliches Modell für eine Jahressimulation existierte. In Labormessungen wurde ein Luft/Sole-Wärmeübertrager mit und ohne Feuchtekondensation im Temperaturbereich -2°C bis 20°C vermessen. Daran anschliessend wurde ein Modell für einen Luft/Sole-Wärmeübertrager entwickelt. In zwei Vektoren, welche die diskretisierten Luft- und Soleseiten repräsentieren, wird der Wärmeübertrag für eine parallele oder entgegengesetzte Flussrichtung berechnet. Über eine gewichtete Mittelung der beiden



einfachen Varianten kann stufenlos jegliche Form von Kreuzfluss-Varianten abgebildet werden. Der luftseitige Wärmeentzug wird als zweiteilige Kurve ermittelt, im ersten Teil als reine Abkühlung, im zweiten Teil als Grenzkurve entlang der Sättigungslinie. Im Vergleich mit einem einfachen NTU-Modell ohne Feuchtekondensation wird so die Abweichung der Soleaustrittstemperatur um ca. 30-50% reduziert.

Basierend auf den vorausgehend genannten Detailuntersuchungen einzelner Systembausteine wurde für das Gesamtsystem in Simulationen analysiert, worin der grösste Anteil zur Differenz der energetischen Systemeffizienz zu einer Luft/Wasser-Wärmepumpe steckt. Das ursprüngliche Solar-Eisspeichersystem weist eine Jahresarbeitszahl von 4.47 aus, für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe wurde eine Jahresarbeitszahl von 3.48 ermittelt. Den grössten Einfluss in diesem Vergleich haben der Eisspeicher mit einem Einfluss auf die Jahresarbeitszahl von 0.31 sowie der elektrische Energiebedarf des Ventilators mit einem Einfluss auf die Jahresarbeitszahl von 0.47. Hieraus können die Schlussfolgerungen gezogen werden, dass effiziente Wärmepumpen-Anlagen mit Luft/Sole-Wärmeübertrager und Sole-Zwischenkreis möglich sind und, dass die Vermeidung eines Ventilators möglich und energetisch attraktiv ist.

Da es sich bei dem Solarkollektor um eine ungewöhnliche Bauform handelt, welche besonders geeignet ist für konvektive Wärmegewinne, eröffnet dies einige neue Möglichkeiten bei der Platzierung eines Solchen. Ein Einsatz als stiller Wärmetauscher wäre denkbar, besonders an Orten, an welchen Umgebungsluft-Wärmepumpen durch Lärmschutzvorschriften eingeschränkt sind.

5. AP3 – Photovoltaisch-Thermische Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Kombinierte Photovoltaisch-thermische Kollektoren (PVT), dargestellt in Abb. 84, bieten Potenzial für eine maximierte Energieerzeugung mit begrenzten Flächen. Eingesetzt als Quelle für die Wärmepumpe können sie mit einem verhältnismässig niedrigen Kollektortemperaturniveau zu einem erhöhten elektrischen Ertrag führen. Eisspeicher können sich dabei als eine günstige Komponente für einen sicheren und effizienten Wärmepumpenbetrieb darstellen, damit auch bei Schneebelag oder in windarmen Zeiten eine hinreichende Wärmequelle zur Verfügung steht. Die Untersuchung zu diesem System hat einen eher mittelfristig angelegten technologischen Forschungsfokus. Ziel ist die Ermittlung der Systemkonfiguration und von Komponenteneigenschaften mit denen bei erhöhtem solarem Energiegewinn energetische Effizienzen vergleichbar mit Erdwärmesondenanlagen erreicht werden können. Hierzu sollen die Erkenntnisse der Eisspeichersysteme herangenommen werden und daraus Anforderungen an PVT-Kollektoren abgeleitet werden. Für die Beurteilung von verfügbaren PVT-Modulen wird hauptsächlich auf zwei Forschungsprojekte aus der jüngeren Vergangenheit, eine Arbeit der Fachhochschule Düsseldorf [16] sowie eine Arbeit der Hochschule Rapperswil [17], zurückgegriffen.

Die thermische Effizienz von PVT-Kollektoren ist deutlich niedriger als diejenige reiner Solarkollektoren. Dies kann jedoch durch die Ausnutzung der gesamten Dachfläche bei gleichzeitig maximalem PV-Ertrag gekontrahiert werden.



Abb. 84: PVT-Module von Meyer-Burger (links) und Consolar (rechts)

Der Wärmegewinn \dot{Q} pro Fläche A für PVT-Kollektoren definiert Gl.16 in Abhängigkeit der Parameter solare Einstrahlung G'' , der Windgeschwindigkeit u , der mittleren Fluidtemperatur θ_m sowie der Umgebungstemperatur θ_a :

$$\frac{\dot{Q}}{A} = G'' * \eta_0 * (1 - b_u * u) - (b_1 + b_2 * u) * (\theta_m - \theta_a) \quad (\text{Gl.16})$$

Da eine solche Anlage für die ungünstigsten Bedingungen (d.h. Wintermorgen und -abende) ausgelegt werden muss, wird nachfolgend $G'' = 0$ angenommen. Mit $\Delta T = \theta_a - \theta_m$ lässt sich Gl.16 zum windabhängigen UA-Äquivalent in Gl.17 umformen:

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta T} = (b_1 + b_2 * u) * A \quad (\text{Gl.17})$$

Aus einer Literatur-Recherche wurden die Parameter für typische PVT-Module entnommen und mit dem ungedämmten Rohrharfenabsorber Viessmann SLK ergänzt (siehe Tab. 29). Es ist zu sehen, dass der Wärmeübergang des Rohrharfenabsorbers deutlich höher ist als der der PVT-Module. Dies gilt besonders für den windabhängigen Wärmeübergang, visualisiert in Abb. 85.

Absorber-Modell	Konversionsfaktor	Wind-abhängigkeit Konversionsfaktor	Wärmeverlustkoeffizient	Wind-abhängigkeit Wärmeverlustkoeffizient
	η_0	b_u	b_1	b_2
		s/m	W/m ² K	Ws/m ³ K
TÜV HTC [16]	0.67	0.044	21.5	3.66
ISFH PVT-A [16]	0.54	0.09	10.2	1.15
TÜV LTC [16]	0.31	0.09	6.81	0.46
Nicht-abgedeckt ungedämmt [17]	0.58	0.05	12.5	1.5
Nicht-abgedeckt, Rückseite gedämmt [17]	0.6	0.05	8	1.5
Viessmann SLK [1]	0.978	0.021	27.5	47.1

Tab. 29: Optische und thermische Parameter von PVT-Modulen

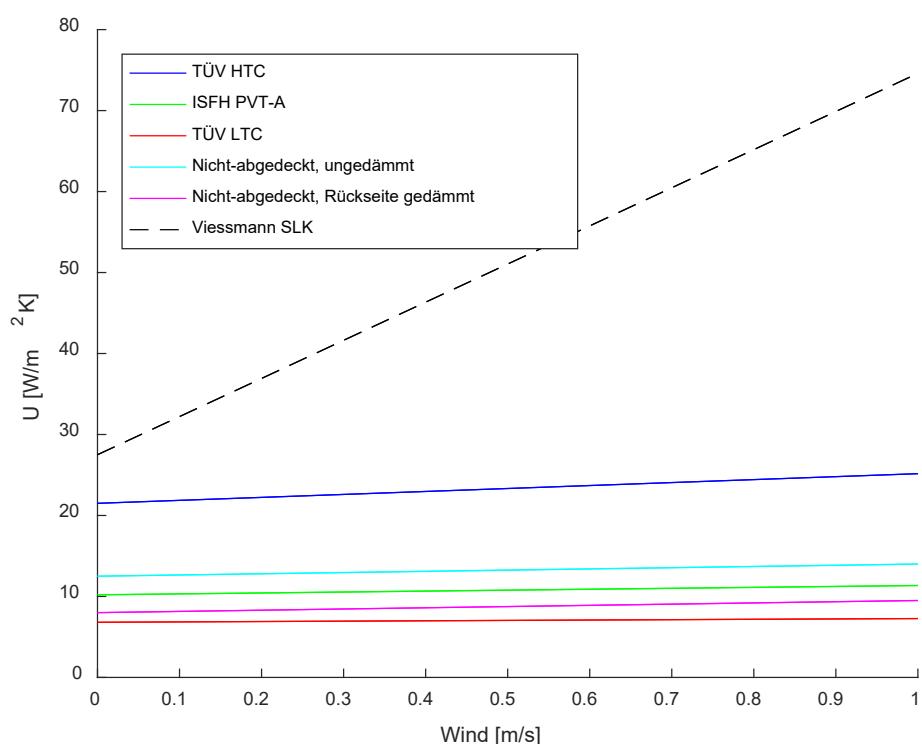


Abb. 85: Windabhängige U-Werte von PVT-Modulen

Abb. 86 vergleicht die berechneten UA-Äquivalente für eine Fläche von 50 m² mit einem gemessenen Referenzwert für den Wärmetauscher einer kommerziellen Umgebungsluft-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 6 kW sowie dem ungedämmten Rohrharfenabsorber mit einer Fläche von 10 m². Die geringere Fläche des Rohrharfenabsorbers begründet sich mit der Annahme, dass die restlichen 40 m² Dachfläche für Photovoltaik verwendet werden können. Diese Werte sind anwendbar für ein typisches Einfamilienhaus und wurden aus dem SOFOWA-Projekt [1] übernommen.

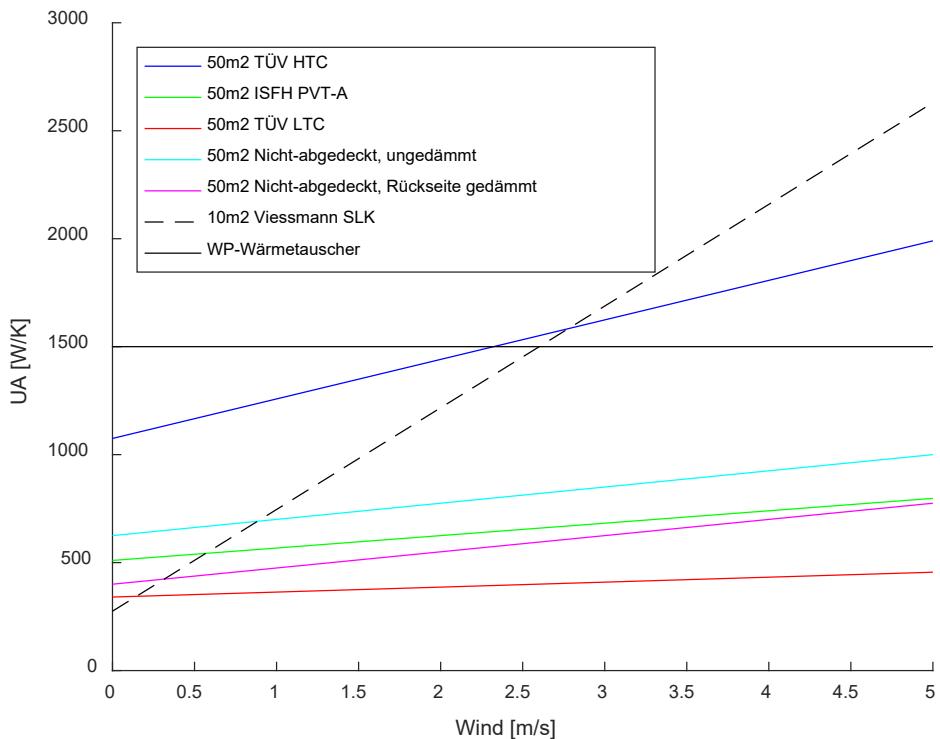


Abb. 86: Windabhängige UA-Werte für PVT-Systeme, Solarthermische Kollektoren und Wärmepumpen

Es ist zu sehen, dass die Werte für die PVT-Anlagen mit Ausnahme des TÜV HTC deutlich unter dem UA-Wert des Referenz-Wärmetauschers liegen.

Vergleicht man die PVT-Module mit dem ungedämmten Rohrharfenabsorber, fällt primär der deutlich geringere Einfluss der Windgeschwindigkeit auf. Abb. 87 zeigt die Verteilung der Windgeschwindigkeit für Strasbourg. Wie in Abb. 88 zu sehen, kann diese Verteilung für alle Jahreszeiten angenommen werden. Unter der Annahme, dass die Windgeschwindigkeit an einem Hausdach in bebauter Umgebung ca. die Hälfte der ungestörten Windgeschwindigkeit beträgt, kann man einen Mittelwert von ca. 1.5 m/s annehmen. Bei diesem Wert hat der Rohrharfenabsorber einen höheren Wärmeübergang als alle PVT-Module mit Ausnahme des TÜV HTC.

Aus diesen Beobachtungen ist zu schliessen, dass der Ersatz einer Umgebungsluft-Wärmepumpe oder eines reinen Solarkollektors mit einer PVT-Anlage eine Optimierung der PVT-Module für diese Anwendung erfordert.

Zusätzlich sind beim Vergleich von PVT-Anlagen mit Umgebungsluft-Wärmepumpen die folgenden Punkte zu bedenken:

- Vereisung und Schnee können die konvektiven Wärmegewinne der PVT-Anlage massiv senken.
- Die Umlözpumpe einer PVT-Anlage verbraucht tendenziell weniger Strom als der Ventilator einer Außenluft-Wärmepumpe.

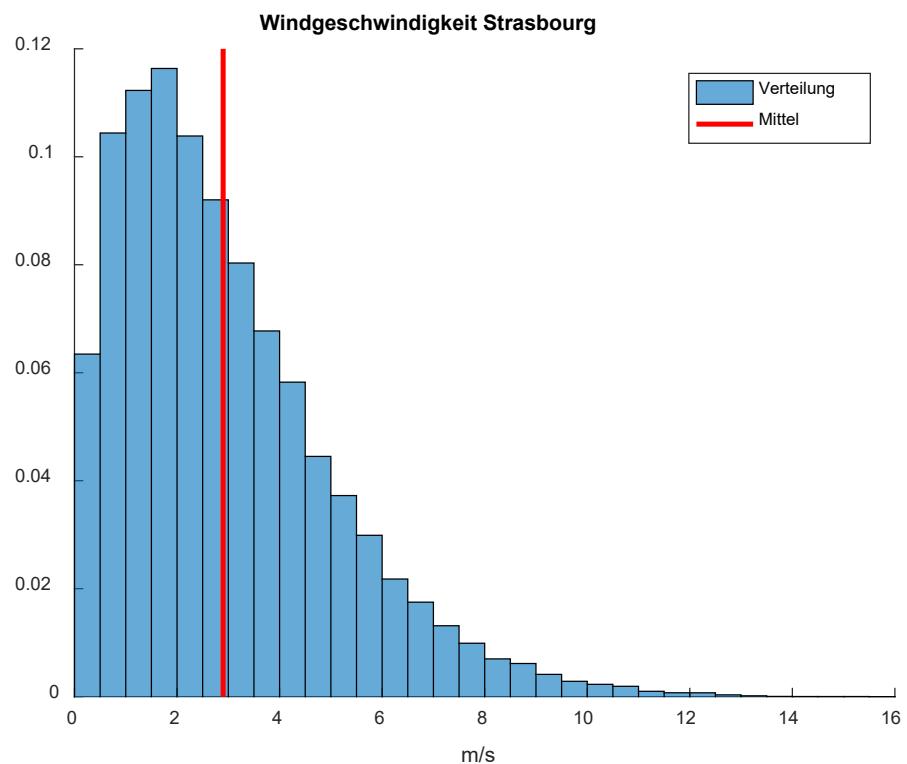


Abb. 87: Verteilung Windgeschwindigkeit in Strasbourg

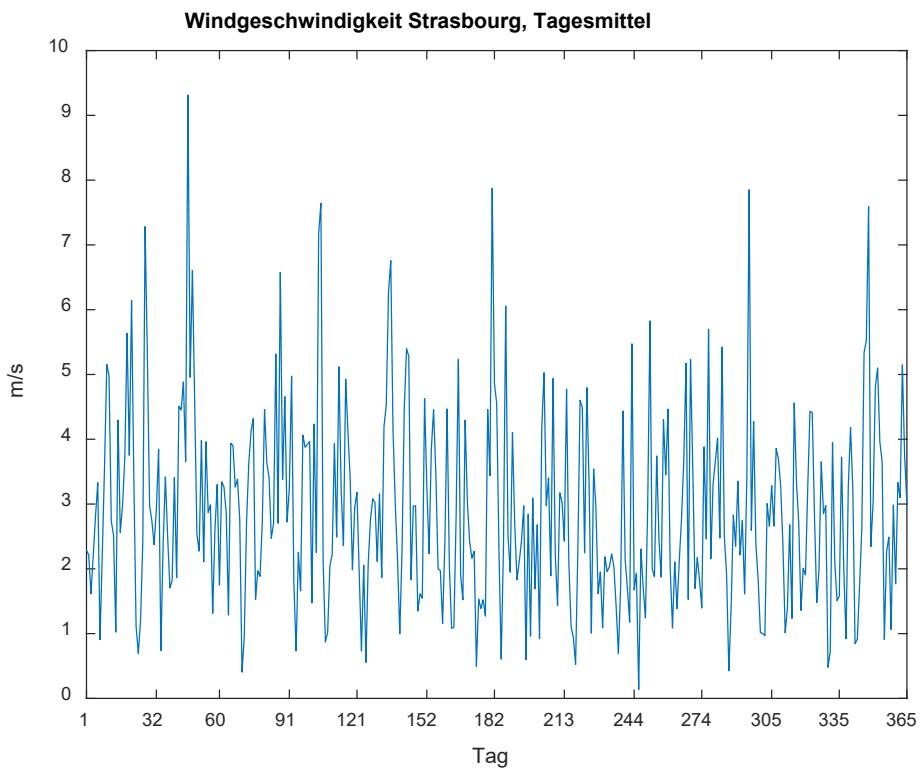


Abb. 88: Mittlere Windgeschwindigkeit pro Tag über ein Jahr in Strasbourg

Wird aus dem gemessenen UA-Wert des Luft/Sole-Wärmetauschers von 1500 W/K für eine Wärmepumpe mit 6 kW Heizleistung ein erforderlicher UA-Wert von 250 W/K pro kW

Heizleistung abgeleitet, lässt sich aus den obigen Werten die erforderliche PVT-Fläche pro kW Heizleistung abschätzen, dargestellt in Abb. 89. Es sind deutliche Unterschiede zwischen den Kollektortypen zu sehen. Unter der obigen Annahme einer mittleren Windgeschwindigkeit am Dach von 1.5 m/s benötigt das leitfähigste PVT-Modul («TÜV HTC») ca. 10 m² Fläche pro kW Heizleistung. Dieser Wert liegt im anwendbaren Bereich für ein Einfamilienhaus nach aktuellen Baustandards.

Gl.18 definiert einen Richtwert zur Planung einer solchen Anlage. A_{PVT} ist die benötigte PVT-Fläche, P_{WP} ist die thermische Leistung der Wärmepumpe, U_{PVT} ist der U-Wert des PVT-Moduls bei 1.5 m/s Windgeschwindigkeit ohne solare Einstrahlung, ΔT_{WP} ist die Temperaturspreizung der Wärmepumpe auf der Quellenseite. Dieser Wert liegt meistens im Bereich von 5 K.

$$A_{PVT} = \frac{P_{WP}}{U_{PVT} * \Delta T_{WP}} \quad (\text{Gl.18})$$

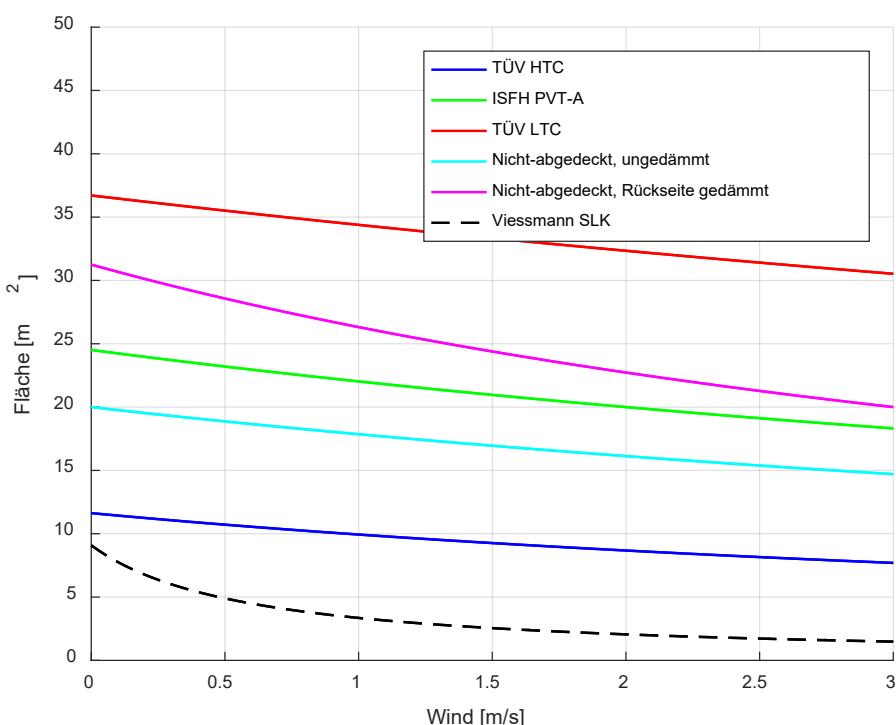
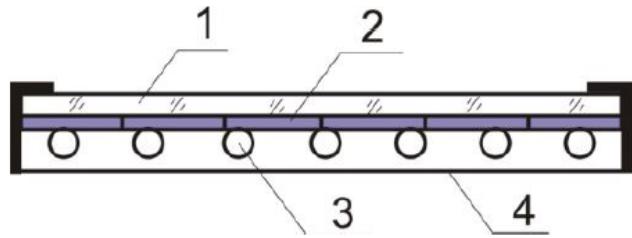


Abb. 89: Benötigte PVT-Fläche pro kW Heizleistung

Abb. 90 vergleicht den Aufbau von abgedeckten und unabgedeckten PVT-Kollektoren. Aufgrund der fehlenden Luftsicht und Dämmung auf der Rückseite, hat die unabgedeckte Bauweise einen deutlich höheren konvektiven Wärmeübergang. Dies entspricht den Normmodellen «TÜV HTC» und «Nicht-abgedeckt, ungedämmt». Die abgedeckte Bauweise entspricht dem Normmodell «TÜV LTC». Die Modelle «ISFH PVT-A» und «Nicht-abgedeckt, Rückseite gedämmt» sind eine Mischform aus den gezeigten Bauweisen.

Unabgedeckter PVT-Kollektor



Abgedeckter PVT-Kollektor

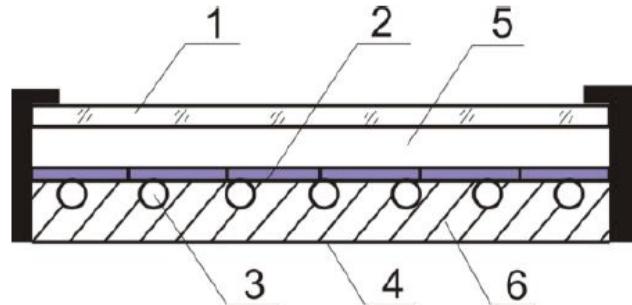


Abb. 90: (1) Abdeckung (2) PV (3) Absorber (4) Rückseitige Abdeckung (5) Luftsicht (6) Dämmung [16]

Die Analyse in Arbeitspaket AP2 hat gezeigt, dass für einen Solarabsorber als Wärmequelle für eine Wärmepumpe vorwiegend die konvektiven Wärmegewinne relevant sind und bei Systemen ohne Ventilator die Windanströmung für die freie Verfügbarkeit der Wärmequelle Luft wichtig ist. Pro 1 kW Heizleistung sollte ein konvektiver UA-Wert der Kollektorfläche von 250 W/K erreicht werden.

Während abgedeckte PVT-Module aufgrund ihres geringen Wärmeübergangs nicht als Quelle für eine Wärmepumpe geeignet sind, können optimierte unabgedeckte PVT-Module bei einer fünfzehnfachen Fläche (50 m^2) gegenüber einem optimierten Luft/Sole-Absorber (10 m^2) UA-Werte erreichen, welche vergleichbar sind mit dem Wärmetauscher einer handelsüblichen Luft/Wasser-Wärmepumpe einer thermischen Leistung von 6 kW.

Dabei ist zu beachten, dass die Umwälzpumpe für die Quellenseite einer solchen Anlage weniger Strom verbraucht, als der Ventilator einer vergleichbaren Luft/Wasser-Wärmepumpe.

Hemmende Faktoren für solche Systeme sind die zurzeit hohen Installationskosten sowie der vergleichsweise hohe Flächenbedarf, welcher der ursprünglichen Motivation der effizienten Nutzung eines begrenzten Flächenangebots widerspricht.



6. Schlussfolgerungen

Im Projekt LEWASEF wurden drei unterschiedliche Konzepte effizienter Wärmepumpenheizsysteme vorwiegend für kleinere Wohngebäude untersucht. Die drei entsprechenden Arbeitspakete beinhalteten umsetzungsnahe Laborexperimente an Prototypen sowie Simulationsrechnungen unter realistischen Randbedingungen. Im Arbeitspaket AP1 wird die Umsetzung der Kombination Photovoltaik plus Wärmepumpe untersucht; im AP2 die weitere Optimierung und Entwicklung von über einen Sole-Zwischenkreis eingebundenen Wärmequellen sowie von Anwendungen in Bestandsgebäuden. Das Arbeitspaket AP3 stellt die kombinierte solare Strom- und Wärmeerzeugung mit PVT-Modulen in den Vordergrund.

Die Analyse der elektrischen Energieflüsse für das System Wärmepumpe plus Photovoltaik plus Batterie in AP1 zeigt häufigen, kurzzeitigen Energieüberschuss oder -mangel. Der Minimalwert der täglichen Über- oder Unterproduktion liegt am häufigsten im Bereich 3 – 7 kWh/d. Für einen Ausgleich ist eine Batterie mit einer Kapazität in diesem Bereich geeignet. Diese wird somit am häufigsten im gewünschten, teilweise geladenen Zustand betrieben.

Simulationen des Systems Wärmepumpe, Photovoltaik und Batterie zeigen für das gesamte Jahr eine Reduktion des Netzbezuges durch das Energiemanagement-System im Bereich 1 – 4%, bei einer Reduktion der Netzeinspeisung im Bereich 1 – 7%. Die Reduktion des Netzbezuges beträgt also in etwa die Hälfte der Reduktion der Netzeinspeisung, der andere Teil der vermiedenen Netzeinspeisung deckt zusätzliche Verluste. Die Wirkung des Energiemanagement-Systems auf die Warmwasser-Nutzung hat in dieser Untersuchung Priorität und die Wirkung über das gesamte Jahr ist grösser als im Heizbetrieb. Allerdings zeigt sich, dass die Nutzung einen grossen Einfluss auf die Wirksamkeit hat. Entnahmeprofile mit einer im Vergleich zum Inhalt des Warmwasser-Speichers grossen Entrahme pro Tag erzwingen Nachladungen im Anschluss an diese grosse Warmwasser-Entnahme, wodurch das Potenzial zur Verschiebung des Ladebetriebes stark eingeschränkt wird. Im Hinblick auf die Diskussion zur möglichst kleinen Dimensionierung von Warmwasser-Speichern ist dies ein Aspekt, der in der Diskussion berücksichtigt werden sollte. Die Wirkung eines Energiemanagement-Systems auf den Heizbetrieb kann, bei gleicher Behaglichkeit und ähnlichem Wärmebedarf, vereinfachend folgendermassen zusammengefasst werden. Unabhängig vom Wärmedämmstandard und Wärmeabgabesystem können bei einem am Stromangebot orientierten Betrieb der Wärmepumpe im Vergleich zu einem am Wärmebedarf orientierten Betrieb der Wärmepumpe zwei Ladezyklen des am Wärmebedarf orientierten Betriebes zusammengefasst werden, oder im Umkehrschluss in etwa die Dauer eines Ladezyklus ausgesetzt werden kann.

Im Labor konnte ein elektrisches Hausnetz mit realer Wärmepumpe von 6 kW thermischer Nennleistung, Photovoltaik-Anlage mit 5 kW Peakleistung, Batterie mit 5.9 kWh Kapazität und 2.3 kW AC-Leistung und emulierten Randbedingungen erfolgreich aufgebaut werden. Das Haushaltsstromprofil, das Warmwasser-Entnahmeprofil und die Wetterdaten wurden als Randbedingungen emuliert. Wesentlicher Bestandteil der Anlage ist ein Energie-Management System, das sich in erster Linie am Stromangebot orientiert, das die Wärmepumpe für optimalen Eigenverbrauch des PV Stromes betreibt. Die Labormessungen zeigen für eine Situation mit annähernd ausgeglichenem, elektrischer Energiebilanz den angestrebten Einsatz und Betrieb der Batterie. Das Batteriesystem zeigt eine Ladeeffizienz von 96%, eine Entladeeffizienz von 88% und eine Stand-by-Leistung von 15 W.

Die Messungen zeigen die Funktionalität des evaluierten Energiemanagementsystems EMS. Die prädiktive Ladung des Warmwasserspeichers erhöht die Systemautarkie unter den gewählten Randbedingungen signifikant. Eigennutzung und Eigenverbrauch sind mit 61% respektive 67% deutlich höher und konstanter als ohne EMS (45-49% respektive 52%). Weiterhin kann mit dem EMS eine geringere Häufigkeit hoher Netzbezugs-Leistungen realisiert werden, allerdings keine geringere Leistungsspitze.



Im Arbeitspaket AP2 stand die Weiterentwicklung von Wärmepumpensystemen im Vordergrund, welche die Wärme vorwiegend aus Umgebungsluft und Solarstrahlung gewinnen und mit einem Sole-Zwischenkreis auf der Quellenseite arbeiten.

Eine detaillierte Validierung für das Modell des im Erdreich vergrabenen Eisspeichers mit Sensitivitätsanalyse der Modellbereiche Wasservolumen, Phasenübergang mit Temperaturintervall sowie der Erdreichenbindung zeigt plausible und physikalisch sinnvolle Ergebnisse. Die bisher gewählte Art der Abbildung und Parametrierung kann mit dem Fokus auf Jahressimulationen des Gesamtheizsystems inklusive Gebäude als beste Lösung bestätigt werden.

Die Untersuchungen zum erdvergrabenen Latentspeicher mit Wasser/Eis als Phasenwechselmaterial führten zur Frage, ob eine höhere Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials Vorteile für die Energieeffizienz des Gesamtsystems hat. In dem untersuchten System soll der Latentspeicher hauptsächlich die Temperatur der Wärmequelle auf eine minimale Temperatur nahe der Phasenwechsel-Temperatur begrenzen. Er kommt daher immer dann zum Einsatz, wenn die Temperatur der Haupt-Wärmequelle, dem Solar-Luft-Absorber, niedriger ist. Mit einer höheren Phasenwechsel-Temperatur könnte diese minimale Quellentemperatur angehoben werden und die Systemeffizienz verbessert werden. Es zeigt sich jedoch, dass ein höherer Schmelzpunkt sehr stark die Wärmegewinne aus dem Erdreich reduziert. Hierdurch wird, bei gleichem Wärmeentzug, schneller die energetische Kapazität des Phasenwechselmaterials ausgeschöpft und der Zustand vollständiger Erstarrung erreicht. Im Variantenvergleich zeigt sich ein Schmelzpunkt von 0°C als Variante mit der höchsten Systemeffizienz. Daher wird Wasser/Eis aus Effizienz-, Kosten- und ökologischen Gründen als das bevorzugte Speicherfluid in einem erdvergrabenen Latentspeicher als Wärmequelle für eine Wärmepumpe empfohlen.

Mit dem Solar-Luft-Absorber wird der mit Abstand grösste Anteil Wärme konvektiv aus der Umgebungsluft gewonnen. Der Anteil der solaren Gewinne ist gering. Daher wurde eine Wärmequelle ohne Solarstrahlung untersucht, im ersten Ansatz ein Luft/Sole-Wärmeübertrager mit Ventilator. Für eine hinreichend genaue Modellierung und zur Beurteilung der Relevanz der Luftfeuchtigkeit auf die Quellentemperaturen und die Leistung der Wärmepumpe wurde ein Modell inklusive Feuchtekondensation entwickelt und mit Labormessungen validiert. Im Vergleich mit einem einfachen Wärmeübertrager-Modell ohne Feuchtekondensation (NTU-Modell) wird so die Abweichung von der gemessenen Soleaustrittstemperatur um ca. 30-50% reduziert.

Basierend auf den vorausgehend genannten Detailuntersuchungen einzelner Systembausteine wurde das Gesamtsystem in Simulationsrechnungen analysiert. Dabei wurde untersucht, worin der grösste Anteil der Differenz in der energetischen Systemeffizienz im Vergleich zu einer herkömmlichen Luft/Wasser-Wärmepumpe steckt. Das ursprüngliche Solar-Eisspeichersystem weist eine Jahresarbeitszahl von 4.47 aus, für eine Luft/Wasser-Wärmepumpe wurde eine Jahresarbeitszahl von 3.48 ermittelt. Den grössten Einfluss in diesem Vergleich haben der Eisspeicher mit einem Einfluss auf die Jahresarbeitszahl von 0.31 sowie der elektrische Energiebedarf des Ventilators mit einem Einfluss auf die Jahresarbeitszahl von 0.47. Hieraus kann insgesamt die Schlussfolgerungen gezogen werden, dass einerseits effiziente Wärmepumpen-Anlagen mit Luft/Sole-Wärmeübertrager und Sole-Zwischenkreis möglich sind und dass die Vermeidung des elektrischen Aufwands für den Ventilator energetisch ein hohes Potenzial aufweist. Der Einsatz eines Luft/Sole-Wärmeübertragers als stille Wärmequelle ist attraktiv, insbesondere für Orte, an welchen Umgebungsluft-Wärmepumpen mit Ventilator wegen Schallemissionen eingeschränkt sind.

Die Analyse in Arbeitspaket AP2 hat gezeigt, dass für einen Solarabsorber als Wärmequelle für eine Wärmepumpe vorwiegend die konvektiven Wärmegewinne relevant sind. Bei Systemen ohne Ventilator sind daher eine günstige Windexposition sowie gute Wärmeübergänge bei Bewindung und natürlicher Konvektion wichtig. Die Verwendung von PVT-Modulen als Wärmequelle für die Wärmepumpe stellt für eine gute thermische Energieeffizienz besondere Anforderungen. Unabgedeckte PVT-Module können bei einer fünffachen Fläche gegenüber einem optimierten Luft/Sole-Absorber vergleichbare Leistungen und somit eine ähnlich Systemeffizienz erreichen.



6.1. Conclusions

In the LEWASEF project investigated three different concepts of energy efficient heat pump heating systems for smaller residential buildings. Three working packages include laboratory experiments of systems and prototypes close to the market as well as simulations under realistic boundary conditions. Work package AP1 investigates the realization of heat pumps combined with photovoltaics and battery; work package AP2 the further optimisation and development of heat sources connected via intermediate brine circuit as well as the application in existing buildings. Work package AP3 focussed on the combined solar heat and electricity generation with PVT-modules.

The analysis of the electric energy flows for the system comprising of heat pump, photovoltaics and battery shows frequent short-timed energy surplus or shortage. The minimum of daily-accumulated surplus or shortage occurs most frequently in the range of 3 – 7 kWh/d. Hence, a battery with a capacity in this range balances most of the occurring energy surplus or shortage and operates as desired partly loaded.

Simulations of the system heat pump plus photovoltaics plus battery show for a whole year due to an energy management system a reduction of the grid electricity consumption in the range of 1 – 4%, while the reduction of the grid feed in is in the range of 1 – 7%. Hence, the reduction of the grid electricity consumption is only about half the reduction of the grid feed in, the other half of the avoided grid feed in covers additional losses. The energy management system in this study prioritises influencing the domestic hot water operation over influencing space heating and consequently the influence on domestic hot water operation is bigger. The simulations show, that user profiles have a big influence on the effectiveness of the energy management system. In tapping profiles with one big draw-off compared to the domestic hot water storage capacity at a day, this big draw-off forces a recharging of the storage directly afterwards and hence strongly delimits the flexibility of the charging. With regard to the discussion on the smallest possible dimensioning of domestic hot water storage tanks, this is an aspect that should be taken into consideration. The effect of an energy management system on space heating operation can be simplified summarised as follows, with the same level of comfort and heat demand and regardless of the building insulation and the heat supply system. In an electricity supply oriented operation of the heat pump, compared to a heat demand oriented operation, two charging cycles of the heat demand oriented operation can be merged to one bigger charging cycle, or vice versa, about the duration of one charging cycle can be suspended.

In the laboratory, an electric in-house grid was build up, comprising a real heat pump of 6 kW thermal capacity, a photovoltaic generator with 5 kW peak power, a battery with 5.9 kWh capacity and 2.3 kW AC power and emulated boundary conditions. Household electricity consumption, hot water draw-off and weather conditions are emulated as boundary profiles. One important component is an energy management system, which controls battery charging/discharging and influences the heat pump operation to adapt to the self-produced photovoltaic energy production. The laboratory measurements show the intended use and operation of the battery for a situation with an approximately balanced electrical energy balance. The battery system shows a charging efficiency of 96%, a discharge efficiency of 88% and a stand-by power of 15 W.

The measurements show the functionality of the evaluated energy management system EMS. The predictive charging of the domestic hot water tank significantly increases system autarchy under the selected boundary conditions. Own use and self-consumption are significantly higher at 61% and 67%, respectively, and more constant than without EMS (45-49% and 52%, respectively). Furthermore, this kind of EMS can realise a lower frequency of high electric power, but no lower absolute peak power.



Work package AP2 focused on the further development of heat pump systems gaining heat predominantly from ambient air and solar irradiation and use an intermediate brine circuit on the source side.

A detailed validation for the model of the buried ice storage with sensitivity analysis of the model parts water volume, phase change with temperature interval and the ground connection shows plausible and physically meaningful results. The previously selected type of modelling and parameter setting can be confirmed as best solution with the focus on annual simulations of the overall heating system including buildings.

The investigations of the buried latent storage with water / ice as phase change material led to the question, whether a higher melting temperature of the phase change material has advantages for the energy efficiency of the whole system. In the system under study, the latent storage shall mainly limit the temperature of the heat source to a minimum temperature near the phase change temperature. It comes therefore always into operation when its temperature is higher than that of the main heat source, the solar air absorber. A higher phase change temperature could possibly increase this minimum source temperature and system efficiency. It turns out, however, that a higher melting point very much reduces the heat gains from the ground. As a result, with the same heat extraction, the energetic capacity of the phase change material is exhausted faster and reaches the state of complete solidification. The comparison of the variants shows a melting point of 0°C as the variant with the highest system efficiency. Therefore, water / ice is recommended as the preferred storage fluid in a buried latent heat storage as heat source for a heat pump due to efficiency, cost, and ecological reasons.

The solar-air absorber gains by far the largest part of the heat from the ambient air by convective heat transfer. The share of solar heat gains is low. Therefore, a heat source without solar radiation was examined, in the first approach a fan assisted air/brine heat exchanger. A sufficiently precise modelling as well as the assessment of the relevance of the air humidity on the source temperatures of the heat pump and its performance require a model including moisture condensation, which was developed and validated with laboratory measurements. In comparison with a simple heat exchanger model without moisture condensation (NTU model), the deviation from the measured brine outlet temperature is reduced by approx. 30-50%.

Based on the previously mentioned detailed investigations of individual system elements, the entire system was analysed in simulations. It was examined, which is the largest part of the difference in the system energy efficiency compared to a conventional air/water heat pump. The original solar ice storage system shows an annual performance factor of 4.47, an air/water heat pump of 3.48. The biggest influence in this comparison are the ice storage with an influence on the annual performance factor of 0.31 as well as the electrical energy requirement of the fan with an influence on the annual performance factor of 0.47. From this, the overall conclusions can be drawn that on the one hand efficient heat pump systems with air/brine heat exchangers and brine intermediate circuit are possible and that the avoidance of the electrical energy demand of the fan has a high energetic potential. The use of an air/brine heat exchanger as a silent heat source is attractive, especially for locations where ambient air heat pumps with fans are limited due to noise emissions.

The analysis in work package AP2 has shown that for a solar absorber as a heat source for a heat pump mainly the convective heat gains are relevant. In systems without a fan, therefore, a favourable wind exposure and good heat transfer in case of wind and natural convection are important. The use of PVT modules as a heat source for the heat pump places special demands on good thermal energy efficiency. To achieve a comparable performance and therefore a similar system efficiency as an optimised air/brine absorber with uncovered PVT modules, a five times higher surface area is required.



Literaturverzeichnis

- [1] Dott R., Afjei T., Winteler C., Genkinger A., **SOFOWA Kombination von Solarthermie, Fotovoltaik, Wärmepumpen und Eisspeicher**, Schlussbericht, IEBau-FHNW im Auftrag des Bundesamtes für Energie BFE, Muttenz, CH, Apr 2016
- [2] IEA Solar Heating and Cooling – Task 44/ Heat Pump Programme Annex 38: **Solar and Heat Pump Systems**, January 2010 - December 2013, CH (<http://task44.iea-shc.org>)
- [3] **Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings**, Edited by Jean-Christophe Hadorn, Juli 2015, Wilhelm Ernst & Sohn., ISBN: 9783433030400
- [4] Haller M.Y., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J., The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part A: **General Simulation Boundary Conditions** A technical report of Subtask C Report C1 Part A, verfügbar auf <http://task44.iea-shc.org/publications>, 2013
- [5] Dott R., Haller M.Y., Ruschenburg J., Ochs F. & Bony J., **The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part B: Buildings and Space Heat Load** A technical report of subtask C Report C1 Part B, verfügbar auf <http://task44.iea-shc.org>, 2013
- [6] Dott R., Afjei T., Genkinger A., Dalibard A., Carbonell D., Consul R., Heinz A., Haller M.Y., Witzig A., Facao J., Ochs F., Pärisch P. **Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part C: Heat Pump Models** A technical report of subtask C Report C2 Part C, verfügbar auf <http://task44.iea-shc.org>, 2013
- [7] **CEN/TC 113 N 380** Mandate M/324 to CEN and CENELEC for the Elaboration and Adoption of Measurement Standards for Household Appliances: Water-Heaters, Hot Water Storage Appliances and Water Heating Systems, 2003
- [8] **Reglement zur Nutzung des Produktes Minergie-P der Qualitätsmarke Minergie**, Verein Minergie, Bern CH, Januar 2013
- [9] "Zertifiziertes Passivhaus" Zertifizierungskriterien für Passivhäuser mit Wohnnutzung; Passivhaus Institut, Darmstadt DE, April 2012
- [10] **ISO/DIS 13370, Thermal performance of buildings — Heat transfer via the ground — Calculation methods**; 2005
- [11] **Matlab®/Simulink®** Version R2016b, The Mathworks, Inc.
- [12] **CARNOT Toolbox** für Matlab/Simulink Ver. 6.2, Januar 2018
- [13] Müller A., Bichsel J., Afjei T., Dott R., **Gebäude als Wärmespeicher - Nutzung der thermischen Speicherfähigkeit von Gebäuden zum Lastmanagement von Elektrizitätsnetzen**. Bericht der Fachstelle Energie und Gebäudetechnik im Amt für Hochbauten der Stadt Zürich, Zürich, CH, Mrz 2018
- [14] Dott R., Afjei T., Messmer C., **Integration and use of manifold heat sources for brine/water heat pumps**, HPC 2017 Rotterdam, Proceedings of IEA-HPC2017 conference, Rotterdam, NL, Mai 2017
- [15] Isocal, **Das Wärmequellsystem SE 12** - Informationsblatt, isocal HeizKühlsysteme GmbH, Friedrichshafen, Deutschland, 2012
- [16] Adam M., Wirth H.-P., Radosavljevic R., **Verbundprojekt: Standardisierung und Normung von multifunktionalen PVT-Solarkollektoren (PVT-Norm)** Teilvorhaben: **PVT-Systemanwendungen und Simulationen**, Schlussbericht, FH-Düsseldorf im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie, Düsseldorf, DE, Jan 2015
- [17] Zenhäusern D., Bamberger E., Baggenstos A., **PVT Wrap-Up Energiesysteme mit Photovoltaisch-Thermischen Solarkollektoren**, Schlussbericht, Institut für Solartechnik SPF im Auftrag des Bundesamtes für Energie BFE, Rapperswil, CH, Mrz 2017
- [18] Malenkovic I., Pärisch P., Eicher S., Bony J., Hartl M.; **Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems** - A technical report of Subtask B, Deliverable B1; verfügbar auf <http://task44.iea-shc.org>, 2013