

IEA Solares Heizen und Kühlen Task 44: Solar- und Wärmepumpensysteme

M. Hartl
A. Heinz
et al.

Berichte aus Energie- und Umweltforschung

36/2014

Impressum:

Eigentümer, Herausgeber und Medieninhaber:
Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie
Radetzkystraße 2, 1030 Wien

Verantwortung und Koordination:
Abteilung für Energie- und Umwelttechnologien
Leiter: DI Michael Paula

Liste sowie Downloadmöglichkeit aller Berichte dieser Reihe unter
<http://www.nachhaltigwirtschaften.at>

IEA Solares Heizen und Kühlen

Task 44: Solar- und Wärmepumpen- systeme

Dr. Michael Hartl, DI Ivan Malenković
AIT Austrian Institute of Technology GmbH

Dr. Andreas Heinz, DI Werner Lerch
TU Graz – Institut für Wärmetechnik

DI(FH) Martin Vukits, Dr. Alexander Thür
AEE – Institut für Nachhaltige Technologien

DI Hilbert Focke
ASiC – Austria Solar Innovation Center

Wien, Graz, Gleisdorf, Wels, März 2014

Ein Projektbericht im Rahmen der Programmlinie



Impulsprogramm Nachhaltig Wirtschaften

Im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie

Vorbemerkung

Der vorliegende Bericht dokumentiert die Ergebnisse eines Projekts aus dem Programm FORSCHUNGSKOOPERATION INTERNATIONALE ENERGIEAGENTUR. Es wurde vom Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie initiiert, um Österreichische Forschungsbeiträge zu den Projekten der Internationalen Energieagentur (IEA) zu finanzieren.

Seit dem Beitritt Österreichs zur IEA im Jahre 1975 beteiligt sich Österreich aktiv mit Forschungsbeiträgen zu verschiedenen Themen in den Bereichen erneuerbare Energieträger, Endverbrauchstechnologien und fossile Energieträger. Für die Österreichische Energieforschung ergeben sich durch die Beteiligung an den Forschungsaktivitäten der IEA viele Vorteile: Viele Entwicklungen können durch internationale Kooperationen effizienter bearbeitet werden, neue Arbeitsbereiche können mit internationaler Unterstützung aufgebaut sowie internationale Entwicklungen rascher und besser wahrgenommen werden.

Dank des überdurchschnittlichen Engagements der beteiligten Forschungseinrichtungen ist Österreich erfolgreich in der IEA verankert. Durch viele IEA Projekte entstanden bereits wertvolle Inputs für europäische und nationale Energieinnovationen und auch in der Marktumsetzung konnten bereits richtungsweisende Ergebnisse erzielt werden.

Ein wichtiges Anliegen des Programms ist es, die Projektergebnisse einer interessierten Fachöffentlichkeit zugänglich zu machen, was durch die Publikationsreihe und die entsprechende Homepage www.nachhaltigwirtschaften.at gewährleistet wird.

Dipl. Ing. Michael Paula

Leiter der Abt. Energie- und Umwelttechnologien

Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie

Inhaltsverzeichnis

1	Kurzfassung.....	4
2	Abstract	5
3	Einleitung	6
4	Hintergrundinformation zum Projektinhalt.....	10
5	Ergebnisse des Projektes	14
5.1	Arbeitspaket 1: Lösungen und Systemkonfigurationen:	14
5.1.1	Systembeschreibungen	15
5.1.2	Grundlegende Systeme.....	15
5.1.3	Analyse des Marktes	16
5.1.4	Feldmessungen	18
5.1.5	Ökologische und Ökonomische Systembewertungen	23
5.1.6	Fortführung der Feldmessungen.....	25
5.1.7	Zusammenfassung.....	31
5.2	Arbeitspaket 2: Leistungsbewertung:	32
5.3	Arbeitspaket 3: Modellierung und Simulation:	38
5.3.1	Weiterentwicklung eines Simulationsmodells für Wärmepumpen für die Simulationsumgebung TRNSYS.....	38
5.3.2	Simulationsarbeiten im Projekt WRGpot.....	39
5.3.3	Simulationsarbeiten im Projekt SolPumpEff	40
5.3.4	Zusätzliche Simulationsarbeiten im Rahmen des Projekts 843157	44
5.4	Bereits veröffentlichte Ergebnisse	47
5.5	Noch zu veröffentlichende Ergebnisse	51
6	Vernetzung und Ergebnistransfer	51
7	Schlussfolgerungen, Ausblick und Empfehlungen	52
8	Verzeichnisse	56
8.1	Literaturverzeichnis	56
8.2	Abbildungsverzeichnis	57
8.3	Tabellenverzeichnis	58

9	Anhang	59
9.1	Anhang A	
9.1.1	Monitoringreports	
9.1.2	Planungsleitfaden	
9.2	Anhang B	
9.2.1	Liste der analysierten Normen zur Leistungsbewertung	
9.2.2	Template zur einheitlichen Darstellung von Prüfergebnissen	
9.3	Anhang C	
9.3.1	Report C3, Annex G des Task 44	
9.3.2	Report C3, Annex H des Task 44	

1 Kurzfassung

Heizungs- und Warmwasserbereitungssysteme basierend auf Kombinationen aus Solarthermie und Wärmepumpen (SWP-Systeme) werden aktuell verstärkt nachgefragt und bereits von einigen Unternehmen als Komplettlösungen oder als Erweiterungen zu bestehenden Systemen angeboten. Die Integration der Wärmepumpe in ein Solarkombisystem ist aber um einiges komplexer als bei anderen Kombisystemen, da auch die Energiequelle der Wärmepumpe (Verdampferkreis) mit dem gesamten System verknüpft sein kann. Neben den typischen Quellen Umgebungsluft oder Erdreich kann auch der Solarkollektor oder der Pufferspeicher als Energiequelle in unterschiedlichsten Systemkonfigurationen genutzt werden. Solche Systeme wurden bislang hinsichtlich der Anwendungsmöglichkeiten, klimatischer und baulicher Rahmenbedingungen, unterschiedlicher Möglichkeiten der Integration, optimaler Regelungsstrategien usw. nicht systematisch untersucht. Angesichts des steigenden Angebots, aber auch der steigenden Nachfrage ist der Bedarf für eine unabhängige und kompetente Auseinandersetzung mit diesen Fragestellungen vorhanden. Um sicher zu stellen, dass die nun auf dem Markt angebotenen Systeme auch das Ziel der Primärenergieeinsparung bestmöglich erfüllen, ist es notwendig umgehend die Qualität der angebotenen und installierten Systeme wissenschaftlich zu analysieren und sie untereinander aber auch gegenüber Referenztechnologien zu vergleichen. Da es momentan sowohl an Prüfmethode als auch an Methoden zur Berechnung der Effizienz solcher Anlagen fehlt, kann kein wissenschaftlich fundierter Vergleich durchgeführt werden. Das Ziel des Tasks 44 ist es, durch das Sammeln und die Analyse bestehender Erfahrungen in Form von wissenschaftlichen Publikationen, Regelwerken, Beschreibungen bestehender Systeme und Systeme in Entwicklung, Analyse der Messdaten aus Labortests und Feldmessungen, Modellierung und Simulationen, sowie einer gezielten Verbreitung der Ergebnisse an alle relevanten Marktakteure, die momentane Marktentwicklung nachhaltig positiv zu beeinflussen. Hauptergebnisse dieser internationalen Kooperation können wie folgt zusammengefasst werden:

- Technische Berichte über die Messungen der Komponenten und Gesamtsysteme;
- Klassifizierung der Systemkonfigurationen mit ihren Vor- und Nachteilen;
- Erarbeitung von standardisierten Methoden zur Prüfung und Leistungsbewertung, sowie Qualitätssicherung ;
- Erstellung von validierten Komponenten- und Systemmodellen für die Bewertung unterschiedlicher Systemkonfigurationen und Anwendungsmöglichkeiten;
- Erarbeitung von Ausbildungsunterlagen und Zusammenfassung der Hauptergebnisse in ein Referenzhandbuch.

Die österreichische Beteiligung an diesem Projekt ist wichtig, damit die Ergebnisse des Tasks auch der heimischen Industrie zugänglich gemacht werden können. Durch Kooperationen mit beteiligten Forschungsinstitutionen kann das wesentlich zur Steigerung der Wettbewerbsfähigkeit ihrer Produkte im internationalen Umfeld beitragen.

2 Abstract

Systems for space heating and domestic hot water preparation based on the combination of solar collectors and heat pumps are currently more and more in demand and are already provided by several manufacturers either as off-the shelf combinations or as an extension to the installed system. However, the integration of a heat pump into a solar system is more complex than with other auxiliary systems, as also the heat source of the heat pump (evaporator cycle) can be connected to the whole system. Additionally to the standard heat sources ambient air and ground heat, the solar collectors or the buffer storage tank can also be used as a source with different possibilities of hydraulic integration.

Up to now, such systems haven't been systematically reviewed regarding the application possibilities, climatic and constructional boundary conditions, different configuration possibilities, optimal control strategies etc. In the light of rising number of systems offered, but also a significant demand from the market, the need for a competent and independent analysis of these issues is obvious.

In order to ensure that the systems available on the market fulfil the goal of a maximum of savings of primary energy, it is urgently necessary to evaluate the quality of the available and installed systems in a scientific way and to compare them among each other and to standard system solutions. Since there is a lack of standardised test methods and methods for the calculation of performance figures, a scientific comparison is not possible.

The goal of the Task 44 is to positively and durably influence the momentary market development through collection and analysis of existing experience from different publications, descriptions of available systems and systems under development, measurement data from laboratory tests and field monitorings, modelling and simulation, as well as targeted dissemination of the results to all relevant stakeholders.

The main results of this international cooperation are as follows:

- Technical reports about measurements of components and systems;
- Classification of system configurations with their advantages and disadvantages;
- Development of standardised methods for testing and calculation of performance figures, as well as quality labelling;
- Development of validated component and system models for the assessment of different system configurations and applications;
- Educational material and publication of the main results in a reference Task handbook at the end of the project.

Through the participation of national R&D institutions in this project, the results of the activity will be available also for the Austrian industry. This can lead to a substantial increase of competitive position of their products on the demanding international market, especially through close cooperation with the participating Institutions.

3 Einleitung

Die Verkaufszahlen von Wärmepumpen für Raumheizungszwecke und Warmwasserbereitung befinden sich in Österreich seit 2002 stark im Steigen (Faninger, 2007). Entsprechend ihrer Funktionsweise arbeiten Wärmepumpen dann mit relativ hohen Leistungszahlen, wenn der Temperaturunterschied zwischen der Wärmequelle und der Wärmesenke möglichst gering ist. Daher werden in Kombination mit Wärmepumpen üblicherweise Niedertemperaturheizungen wie z.B. Fußboden- oder Wandheizungssysteme eingesetzt. Das Problem bei kombinierten Anlagen (Heizung und Warmwasserbereitung) ist vielfach die Warmwasserbereitung, da hier ein relativ hohes Temperaturniveau von 45-65°C benötigt wird, das die Wärmepumpe nur mit vergleichsweise niedrigen Leistungszahlen bereitstellen kann. Daher ist die Jahresarbeitszahl solcher Anlagen im Vergleich zu reinen Heizungswärmepumpen immer deutlich niedriger. Dies trifft vor allem bei Niedrigenergiegebäuden zu, da hier die Warmwasserbereitung einen wesentlichen Anteil am Gesamtwärmebedarf hat.

Solare Kombianlagen zur Brauchwasserbereitung und Heizungsunterstützung sind in Österreich ebenfalls weit verbreitet. Das größte Problem liegt bei diesen Anlagen darin, das Energienachfrage (Heizung + Warmwasser) und Energieangebot (Solarstrahlung) im jahreszeitlichen Verlauf gegenläufig sind. Solaranlagen mit einem hohen solaren Deckungsgrad für Warmwasser und Raumheizung sind daher nur mit einem relativ hohen Aufwand (große Pufferspeicher und Kollektorflächen) realisierbar. Durch die sinkende Anlagenauslastung bei steigendem solarem Deckungsgrad sinkt der jährliche solare Energieertrag pro m² Kollektorfläche, was solche Anlagen derzeit wirtschaftlich unattraktiv macht.

In den letzten Jahren haben mehrere Hersteller (Trojek, Augsten, 2009) Systeme auf den Markt gebracht, die Wärmepumpen und thermische Solaranlagen für den Einsatz zur Raumheizung und Warmwasserbereitung kombinieren. Die Argumente, die dafür sprechen sind:

- Bei relativ geringer Sonneneinstrahlung - etwa im Winter - kann die Sonnenenergie auch bei für die Anwendung nicht ausreichendem Temperaturniveau genutzt werden, wenn dieses von der Wärmepumpe angehoben werden kann. Andererseits kann auch die Wärmepumpe das Temperaturniveau im Speicher derart senken, dass der Kollektor überhaupt Sonnenenergie gewinnen und dem System zuführen kann.
- Die Solarkollektoren können in Kombination mit einer Wärmepumpe im Mittel bei niedrigeren Temperaturen und damit mit einem höheren Wirkungsgrad betrieben werden.
- Durch die ersten beiden Punkte kommt es zu einem evtl. wesentlich höheren solaren Energieertrag pro m² Kollektorfläche.
- Die Wärmequellentemperatur der Wärmepumpe wird durch die Sonnenkollektoren angehoben, wodurch diese mit höheren Leistungszahlen arbeitet.

- Die Warmwasserbereitung, bei der die Wärmepumpe nur mit relativ niedrigen Leistungszahlen arbeitet, kann vor allem im Sommer und in der Übergangszeit – bei entsprechender Dimensionierung der thermischen Solaranlage – vollständig von dieser übernommen werden. Dies ist vor allem bei Niedrigenergiegebäuden von Vorteil, da hier der Wärmebedarf für das Warmwasser einen wesentlichen Anteil am Gesamtenergiebedarf hat.
- Argumente, die für Kritiker gegen diese Kombination sprechen, sind:
- Beide Systeme haben relativ hohe Investitionskosten aber niedrige Betriebskosten, wodurch eine Kombination nur schwer zu rechtfertigen ist. Dieses Argument spricht vor allem für viele Wärmepumpenhersteller gegen diese Kombination.
- Die thermische Solaranlage liefert genau dann viel Energie, wenn die Wärmepumpe (besonders Luft-WP) eigentlich mit relativ hohen Arbeitszahlen arbeiten könnte.

Die aktuellen Entwicklungen und Verkaufszahlen zeigen auf jeden Fall, dass eine sehr starke Nachfrage nach solchen Systemen besteht. Über die Effizienz der angebotenen Systeme ist allerdings noch wenig bekannt (Trojek, Augsten, 2009). Erste Erfahrungen und Messungen bei realisierten Anlagen (auch bei einem der an diesem Antrag beteiligten Industriepartner) zeigen, dass die vielfach erwarteten Ergebnisse nicht erreicht werden konnten.

Die Hauptursache liegt darin begründet, dass die Kopplung der beiden Technologien hinsichtlich der jeweils speziellen Erfordernisse nur unzureichend durchgeführt wurde. Wie auch bisherige Solarkombianlagen mit Standardzusatzheizungen (Gas-, Öl-, Pellet-, Scheitholzessel usw.) zeigen, ist die Hydraulische und Regelungstechnische Integration der Nachheizung in das restliche System (Kollektorkreis, Speicher, Heizkreis und Warmwasserbereitung) eine im Detail dann doch sehr komplexe Angelegenheit die nur selten effizient gelöst ist.

Zusätzlich ergeben sich durch die kombinierte Betrachtung sowohl beim typischen Kollektor als auch der typischen Wärmepumpe einige Fragestellungen. Beim Sonnenkollektor liegt eine dieser Fragestellungen im Bereich der Kondensatbildung durch den häufigen Betrieb unter der Umgebungstemperatur und somit in der Frage der Kondensatabführung, der Feuchtigkeitsresistenz der eingesetzten Materialien bzw. eines möglicherweise daraus resultierenden ungünstigeren optischen Erscheinungsbildes. Bei den marktüblichen Wärmepumpen stellt sich in Verbindung mit Solaranlagen beispielsweise die Frage, inwieweit vergleichsweise hohe Verdampfungstemperaturen (35 bis 40°C sind denkbar) Auswirkungen auf den Wärmepumpenbetrieb (Kompressorbelastung, usw.) haben.

Problemstellungen:

- Kondensatbildung im Kollektor → Materialien, Korrosion, optisches Erscheinungsbild;
- Kollektoren mit neuen (noch unbekannt) Funktion (Hybridkollektoren);
- Hohe Verdampfungstemperaturen → Kompressorbelastung;

- Komplexe Systeme → Nutzer überfordert;
- Auslegungswerkzeuge sind nicht vorhanden;
- Genormte Prüfverfahren sind nicht vorhanden;
- Vergleichbare Kennwerte schaffen (JAZ 0-3, SolJAZ 0-3);
- Abschätzung der Systemeffizienz für den Planer sehr schwierig → keine Werkzeuge und sehr wenig Erfahrungswerte vorhanden;
- Erarbeitung eines Energiemanagements der Energiequellen (Luft, Erdreich, Sonne,..) über einen Energiespeicher oder direkt in die Gebäudespeichermasse.
- Hersteller von am Markt angebotenen Systemen sind meist entweder Wärmepumpenhersteller oder Hersteller von thermischen Solaranlagen. Dementsprechend unterschiedlich sind die generellen Ansätze, die verfolgt werden. Grundsätzlich kann man zwischen den folgenden Konzept-Typen unterscheiden:
 - Parallelbetrieb: Die Systemkomponenten arbeiten „nebeneinander“, es gibt keine direkte Interaktion. Die Solarenergie wird hauptsächlich dazu verwendet, um den Strombedarf der Wärmepumpe zu reduzieren und ist für die Warmwasserbereitung zuständig. Solche Systeme werden hauptsächlich von Wärmepumpenherstellern angeboten.
 - Die Wärmepumpe wird verwendet, um den Solarertrag der Solaranlage zu erhöhen. Die Wärmepumpe ermöglicht die Nutzung von Solarenergie auch dann, wenn die Solarwärme mit einem Temperaturniveau zur Verfügung steht, das tiefer als die Rücklauftemperatur auf der Abnahmeseite (Heizungssystem, Warmwasser) ist.
 - Gesamt-Systemkonzepte, in denen Solaranlage und Wärmepumpe entweder parallel arbeiten oder interaktiv betrieben werden. Beim interaktiven Betrieb wird Solarenergie direkt oder indirekt (Entkopplung über Wärmespeicher) als Wärmequelle für die Wärmepumpe benutzt. Der Wärmespeicher kann dabei als sensibler Speicher oder Latentwärmespeicher (PCM, Eis usw.), und als Kurzzeit- oder Langzeitspeicher ausgeführt werden.

Bisher wurde keine systematische Analyse der Kombination WP+Solar bzw. kein objektiver Vergleich von unterschiedlichen Ansätzen zur Kombination dieser Technologien unter unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt. Erste Ansätze zur Systematisierung wurden vom Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (FhG-ISE) mit 7 Systemtypen vorgestellt (Miara M., 2009). Eine der ersten Zusammenstellungen von 13 am Markt angebotenen Systemen wurde von der Hochschule Ingolstadt (Trinkl C., 2009) erstellt, mit dem Ergebnis, dass auch bei den Anbietern nur wenig Wissen über das tatsächliche Systemverhalten vorhanden war.

Relativ gut ist der Wissensstand der einzelnen Systeme monovalente Wärmepumpenanlagen bzw. konventionelle Solarkombianlagen. Am Fraunhofer Institut für Solare Energiesysteme (FhG-ISE) finden derzeit zwei große Feldtests von Wärmepumpenheizsystemen mit fast 200

Messanlagen statt. Im Rahmen des europäischen EIE Projektes CombiSol werden momentan ebenfalls 45 konventionelle Kompakt-Solarkombianlagen im Rahmen eines Feldtests vermessen und analysiert. Für die Kombination Solarkombianlagen mit Wärmepumpen sind nur sehr vereinzelte Messungen bekannt (z.B.: CEPHEUS Passivhaus Egg).

Es gibt für derartige Systeme auch noch keinerlei Normen bzw. genormte Prüfverfahren. Auf nationaler Ebene gibt es derzeit nur einzelne Systementwicklungen verschiedener Hersteller.

Die Ergebnisse des Projekts werden im Kapitel 5 gemäß den Arbeitspaketen unterteilt. Diese sind:

1. Arbeitspaket: Lösungen und Systemkonfigurationen
2. Arbeitspaket: Leistungsbewertung
3. Arbeitspaket: Modellierung und Simulation
4. Arbeitspaket: Dissemination und Marktunterstützung

Die Inhalte aus dem Arbeitspaket 4 werden teilweise im Kapitel 5 und teilweise, an geeigneter Stelle, im Kapitel 6 dargestellt.

4 Hintergrundinformation zum Projektinhalt

Am SHC Task 44 / HPP Annex 38 des Implementing Agreement *Solar Heating and Cooling* nahmen insgesamt 15 Länder teil. Tabelle 1 zeigt die Liste der teilgenommenen Institutionen und Firmen im Detail.

Tabelle 1: Teilnehmer des Task 44

	<i>Land</i>	<i>Institution / Firma</i>
1	Österreich	AIT, AEE INTEC, ASiC, TU Graz / IWT
2	Deutschland	Fraunhofer ISE, ITW, ISFH, TU Dresden, ZfS, Consolar, Schüco, Sonnenkraft, Bosch, Wagner
3	Schweiz	SPF, HSR, LESBAT, FHNW, NTB (WP test center), Vela Solaris, ESSA, 3S, Elco
4	Italien	Eurac, Politecnico Milano, Unipa
5	Frankreich	EDF, INES
6	Belgien	Thomas More Mechelen, 3E
7	Spanien	Rdmes, Univ Valencia, Aiguasol
8	Dänemark	DTI, Cenergia
9	Kanada	Canmet
10	Finnland	Universität Aalto
11	Schweden	SERC ,TU Lund, KTH, SP, + national team, NIBE
12	Portugal	LNEG Energie
13	England	Elec. Utility
14	Niederlande	TNO , Novem
15	USA	NREL, Western renewables, Sandia

Die Zielsetzung dieses Tasks ist die Einschätzung der Bedeutung und des Potentials von Systemen, die Solarthermie und Wärmepumpen kombinieren. Dabei werden Systeme im kleineren Leistungsbereich betrachtet die Heizung, Warmwasser und eventuell Kühlung für Ein- bis Zweifamilienhäuser bereitstellen. Weiters werden Methoden entwickelt mit denen die

Leistungsbewertung (sowohl im energetischen als auch im wirtschaftlichen Sinn) solcher Systeme systematisiert und standardisiert werden. Dies soll zu ihrer erfolgreichen Marktdurchdringung beitragen.

Der Task umfasst am Markt bereits vorhandene, sowie fortgeschrittene Lösungen, welche sich noch im Entwicklungsstadium befinden und eventuell noch während des Tasks vermarktet werden.

Die Ergebnisse des Tasks sollen sowohl für die Industrie, als auch für die Architekten, Planer, Entwickler und Endkunden relevant sein. Folgende Ergebnisse wurden in diesem Task erreicht:

- Technische Berichte über bereits installierte, gemonitorte Systeme und fortschrittliche Systeme, die noch immer in der Entwicklung sind;
- Prüfberichte über Systemtests unter Laborbedingungen;
- Klassifizierung der Systemkonfigurationen mit Angabe der Vor- und Nachteile;
- Definition der Leistungszahlen und der Prüfprozedere für Systemlösungen;
- Neue Simulationsmodelle für Komponenten und Gesamtsysteme;
- Sensitivitätsanalyse hinsichtlich der Hauptparameter für einige Systemkonfigurationen;
- Webseite mit allen wichtigen Berichten und wissenschaftlichen Veröffentlichungen;
- Ausbildungsmaterial für Entwickler, Planer, Installateure usw.;
- Nationale Workshops zum Thema „Solar und Wärmepumpe“;
- Handbuch mit den Haupteigenschaften aus dem Projekt.

Die inhaltliche Arbeit im Task wird in vier Subtasks thematisch aufgeteilt:

Subtask A – Lösungen und Systemkonfigurationen: Informationen über bestehende Systeme und Konfigurationen werden gesammelt, aufbereitet und disseminiert. Ergebnisse aus Feldversuchen werden standardisiert aufbereitet und veröffentlicht. Es wird versucht eine einheitliche und übersichtliche Klassifizierung der möglichen Konfigurationen zu erstellen.

Subtask B – Leistungsbewertung: In diesem Subtask werden standardisierte Testmethoden zur Prüfung von Komponenten und Gesamtsystemen, sowie standardisierte Methoden zur energetischen und ökonomischen Leistungsbewertung von integrierten Systemen entwickelt. Die Ergebnisse werden die Grundlage für anschließende Normungsarbeit darstellen. Um die Prüf- und Berechnungsmethoden zu verifizieren werden Versuche an Prüfständen durchgeführt.

Subtask C – Modellierung und Simulation: Es werden neue Modelle für Komponenten entwickelt und/oder die bestehenden in Systemmodelle integriert. Diese Modelle werden im Vergleich mit Messdaten validiert. Mithilfe von Simulationstools werden die Systeme

thermodynamisch analysiert, Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen durchgeführt um die Systeme hinsichtlich ihrer Eigenschaften (z.B. Effizienz, Regelverhalten) zu untersuchen.

Subtask D – Disseminierung und Marktunterstützung: Ein wichtiges Ziel des Tasks ist die Ergebnisse der Arbeit allen interessierten Marktakteuren möglichst schnell und in geeigneter Form zu Verfügung zu stellen. Dies erfolgt in Form von Berichten, einer Webseite, Newsletters, nationalen Workshops, Ausbildungsunterlagen und in Form eines Handbuchs, das die wichtigsten Erkenntnisse und Ergebnisse aus dem Projekt zusammenfasst und am Ende des Tasks veröffentlicht wird.

Der Operating Agent des Task 44 ist Jean-Christophe Hadorn von Base Consultants aus der Schweiz. Die Leitung der Subtasks ist wie folgt aufgeteilt:

Subtask A: Fraunhofer ISE, Deutschland

Subtask B: AIT Energy Department, Österreich

Subtask C: SPF, Schweiz

Subtask D: EURAC, Italien

Unter den Aufgaben des Österreichischen Teilprojekts zählen unter anderem die Subtaskleitung durch das AIT sowie der Input und Aufbereitung der nationalen Projekte von AIT, ASIC, IWT und AEE INTEC. Vernetzungen, Profilierung/Präsentation österreichischer Forschungsinstitute als interessante und internationale Partner.

Die Vernetzung der Projektpartner, speziell auf nationaler Ebene, wurde im Zuge der durchgeführten Workshops und Veranstaltungen auf nationaler Ebene intensiviert. Weiteren persönlichen Austausch gab es während der internationalen Expertentreffen des IEA SHC Tasks. Daneben wurden die Inhalte und die durchgeführten Tasks mittels Telefonkonferenzen und e-mail ausgetauscht und koordiniert.

Um die Chancen der heimischen Unternehmen, Industrie und Forschung weiter zu verbessern und ihre weltweite Spitzenposition zu stärken ist eine internationale Vernetzung unabdingbar. Ziel des Projektes ist die Dokumentation des Stands der Technik von solaren Kombianlagen in Kombination mit Wärmepumpen durch detaillierte Dokumentation und Analyse von aktuell am Markt befindlichen Systemen sowie mittels qualitativer Analyse und Monitoring von im realen Betrieb befindlichen Anlagen zu erstellen. Mit parallel dazu entwickelten Simulationsmodellen werden die gemessenen Anlagen simuliert und evaluiert. Ziel der Simulationen sind einerseits die Evaluierung der Simulationsmodelle an Hand der Messdaten bzw. darauf aufbauend die simulationsgestützte Optimierung dieser bestehenden Anlagen durch Variation der wesentlichen Parameter und Regelkonzepte. Damit sollen die theoretisch

möglichen Optimierungspotentiale der bestehenden Konzepte ermittelt und dokumentiert bzw. im Rahmen der Feldtests – sofern vor Ort umsetzbar – auch erprobt werden.

Die Projektergebnisse werden aufzeigen unter welchen Randbedingungen eine Kombination Wärmepumpe-Solaranlage effizient eingesetzt werden kann.

Für die Solarthermie wird aufgezeigt für welche Betriebsbedingungen sich eine höhere Nutzungsdauer und ein effizienterer Betrieb (durch den Wärmeentzug der Wärmepumpe aus dem Solarkreis ergeben sich in diesem tiefere Temperaturniveaus wodurch der Solarkollektor in einem effizienteren Bereich seiner Kennlinie arbeiten kann) ergibt. Dadurch ergeben sich höhere Erträge und das Einsparungspotential steigt. Für die gegebenenfalls vorhandenen Erdreichkollektoren der Wärmepumpen können Vorteile hinsichtlich besserer Regeneration des Erdreichs durch die Solaranlage erwartet werden. Aus den Feldmessungen werden Erkenntnisse über das quantitative Ausmaß erwartet. Auch bei Luft-Wärmepumpen kann mit einer Erhöhung der Quelltemperatur bzw. einer Reduktion der Abtausequenzen durch die Einbindung der Solaranlage gerechnet werden. Weiters werden Kenntnisse darüber erwartet, inwieweit bereits verwendete Standardkomponenten (Kollektoren, Speicher, Wärmepumpen, etc) durch diese systemtechnische Kombinationen anders als bisher belastet werden, um daraus entsprechende Spezifikationen für Neuentwicklungen von Komponenten aber auch von Testprozeduren in Testzentren abzuleiten.

Weitere Ziele sind die Festlegung von energetischen Beurteilungskriterien im internationalen Kontext, einheitliche Prüf- und Monitoring Konzepte sowie die Erarbeitung von Konzepten einer energieeffizienten Regelungs- und Steuerungstechnik.

Aufgrund einer Analyse der bestehenden Prüfnormen werden standardisierte Prüfmethode für Systeme entwickelt. Darauf aufbauend werden genormte Methoden entwickelt um aus den Prüfdaten momentane und saisonale Leistungszahlen berechnen zu können.

Ein wichtiges Ziel ist, dass alle diese Ergebnisse durch gezielte Verbreitungsmethoden sowohl der österreichischen Industrie, als auch den Entscheidungsträgern in der Politik, zugänglich gemacht werden.

Es werden existierende Konzepte zur Kombination von Solarkollektoren und Wärmepumpen hinsichtlich ihrer Funktionsweise bzw. der hydraulischen Verschaltung und Regelung dokumentiert. Es wird eine Recherche über bestehende bzw. am Markt bereits verfügbare Konzepte angestellt. Dazu wird auch der Kontakt mit der internationalen Fachwelt gesucht.

Parallel dazu werden bestehende Solarkombianlagen mit Wärmepumpen in Einfamilienhäusern in möglichst unterschiedlichen Systemkonfigurationen ausgesucht und mit einem Monitoring Equipment ausgestattet, welches es ermöglicht das Systemverhalten mit Hilfe der gespeicherten Messdaten (erfasst im Bereich von Minutenzeitschritten) genau zu analysieren. Auf Basis von Tages-, Wochen- bzw. Monatsenergiebilanzen werden aussagekräftige Kennzahlen ermittelt, um die Systeme an sich beurteilen und bewerten zu können, aber auch, um sie untereinander bzw. mit Vergleichssystemen vergleichen zu können.

Auf Basis der erstellten Anlagendokumentationen und der für das Monitoring ausgewählten spezifischen Anlagen werden mit Hilfe des Simulationstools TRNSYS Simulationsmodelle erstellt. Damit werden die gemessenen Anlagen nachsimuliert bzw. die Simulationsmodelle mit Hilfe der Messdaten validiert. In einem zweiten Schritt werden an Hand von Parametervariationen bzw. Adaptierung der Regelalgorithmen die Anlagen optimiert. Sofern es mit vertretbarem Aufwand möglich ist (besonders die Änderung von Regelalgorithmen), werden die Optimierungsmaßnahmen bei den Messanlagen umgesetzt und in einer weiteren Messperiode validiert.

Aus den gewonnenen Erkenntnissen der evaluierten und simulierten Anlagen werden dann auch neue Systemkonzepte entwickelt und mit entsprechend angepassten TRNSYS Simulationsmodellen bewertet. Für eine detaillierte Abbildung werden die Modelle an die spezifischen Anforderungen dieser Anlagensysteme angepasst bzw. neu entwickelt, dies gilt insbesondere für einige Einzelkomponenten wie Wärmepumpe oder Solarkollektor.

Parallel dazu werden die in diesen neuen Systemkonzepten möglichen Betriebszustände der beiden Hauptkomponenten Solarkollektor und Wärmepumpe im Detail analysiert, um daraus die neuen Anforderungsprofile zu generieren. Beim Kollektor sind dies beispielsweise Betriebstemperaturen unter der Umgebungstemperatur, die Kondensat bzw.

Vereisungsprobleme bewirken können. Für die Wärmepumpe sind Betriebszustände mit zumindest zeitweise wesentlich höheren Verdampfungstemperaturen denkbar, als sie bisher typischerweise auftreten. Dazu ist auch die Installation einer kleinen Testanlage geplant, um solche speziellen Betriebszustände im Detail testen zu können.

Letztendlich werden die Ergebnisse der Optimierungssimulationen bzw. der ebenfalls durchgeführten Simulationen von Referenzsystemen an Hand von energetischen (Nutz-, End- und Primärenergetisch) sowie ökonomischen Kriterien bewertet und einander gegenübergestellt.

Für die Entwicklung von Prüfmethode wird eine umfangreiche Analyse der bereits vorhandenen Normen, Richtlinien und wissenschaftlichen Veröffentlichungen durchgeführt. Anhand dieser Analyse werden Prüfprozedere und Berechnungsmethoden entwickelt um die Effizienz der Kombisysteme ermitteln zu können.

5 Ergebnisse des Projektes

5.1 Arbeitspaket 1: Lösungen und Systemkonfigurationen:

In diesem Kapitel wird eine Dokumentation der am Markt angebotenen Systeme vorgenommen und ein Klassifizierungssystem vorgestellt. Es lassen sich somit Rückschlüsse auf den Stand der Technik bezüglich erreichbarer Leistungskennzahlen und die Installationsqualität ziehen. Optimierungspotentiale und Möglichkeiten der Fehlervermeidung in der praktischen Umsetzung werden erfasst.

5.1.1 Systembeschreibungen

Im Rahmen von Subtask A wurde eine einheitliche Beschreibung der Systemkonzepte entworfen (zu finden als Technical Report of Subtask A). Jedes System wird in einem Energiefluss-Diagramm dargestellt, welches die prinzipiellen Energieflüsse im System darstellt. Das Grunddesign ist in Abbildung 1 als Energiefluss-Diagramm dargestellt. Im grauen Rand sind oben die Wärmequellen, links die Zusatzenergiequellen (Strom, Gas, etc.) und rechts die Wärmesenken (Raumheizung, Warmwasser, Kühlung) zu finden. In den weißen Bereich werden die Systemkomponenten gesetzt und mit den entsprechenden Linien (die Energieströme darstellen) verbunden. Eine Legende für die möglichen Energieströme ist neben dem Systemnamen zu finden. Es ist wesentlich zu bemerken, dass das Energiefluss-Diagramm kein Energieflussdiagramm im klassischen Sinne darstellt. Denn es wird weder eine Aussage über die übertragene Energiemenge gemacht noch werden die Systemverluste dargestellt.

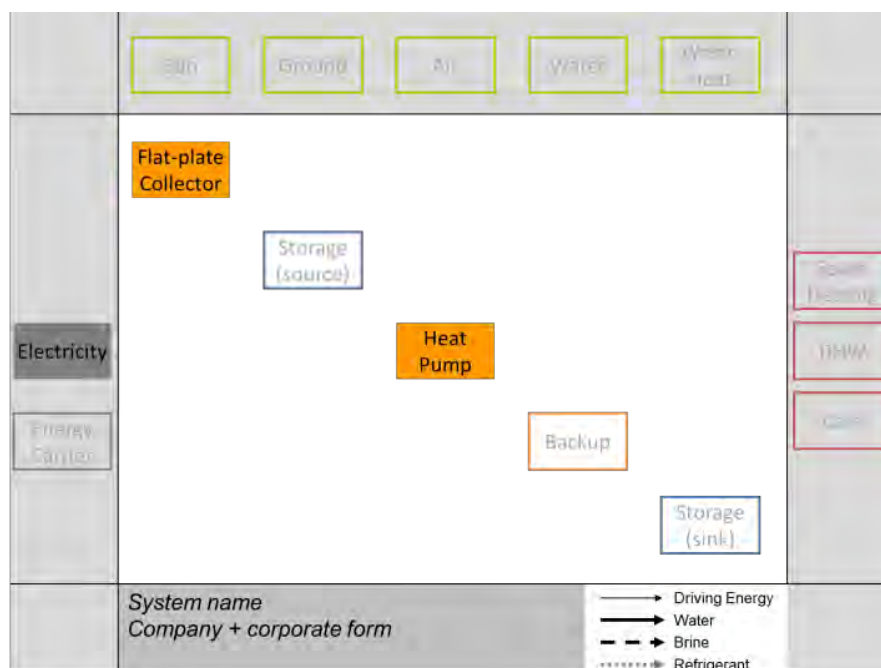


Abbildung 1: Energiefluss-Diagramm

Von AEE INTEC wurde im Rahmen dieser Subtask A eine Vorlage für eine spezifische Systembeschreibung entworfen. Diese Vorlage ermöglicht eine einheitliche, kompakte, zweiseitige Beschreibung der diversen Systeme am Markt. Mit dieser Vorlage werden alle im Rahmen von Task 44 gesammelten Systeme von den jeweiligen Teilnehmern einheitlich dargestellt. Die 2-seitigen Beschreibungen der Solar-Wärmepumpen-Systeme österreichischer Hersteller sind dem Zwischenbericht als Anhang beigelegt.

5.1.2 Grundlegende Systeme

Die im Rahmen der erfassten Systemkombinationen wurden in vier Hauptkategorien gegliedert: das „parallele“, das „serielle“, das „regenerative“ und das „komplexe“ Konzept.

Das parallele Konzept ist ein konventionelles Solar-Kombisystem, worin die Solarkollektoren und die Wärmepumpe getrennt voneinander in einen gemeinsamen Speicher Energie liefern. Anders als beim parallelen Konzept erzeugen beim seriellen Konzept die Solarkollektoren zusätzlich Wärme für den Verdampfer der Wärmepumpe. Die Kollektoren können hier auch die Rolle eines Umgebungsluftwärmetauschers übernehmen (unabgedeckte oder hybride Kollektoren).

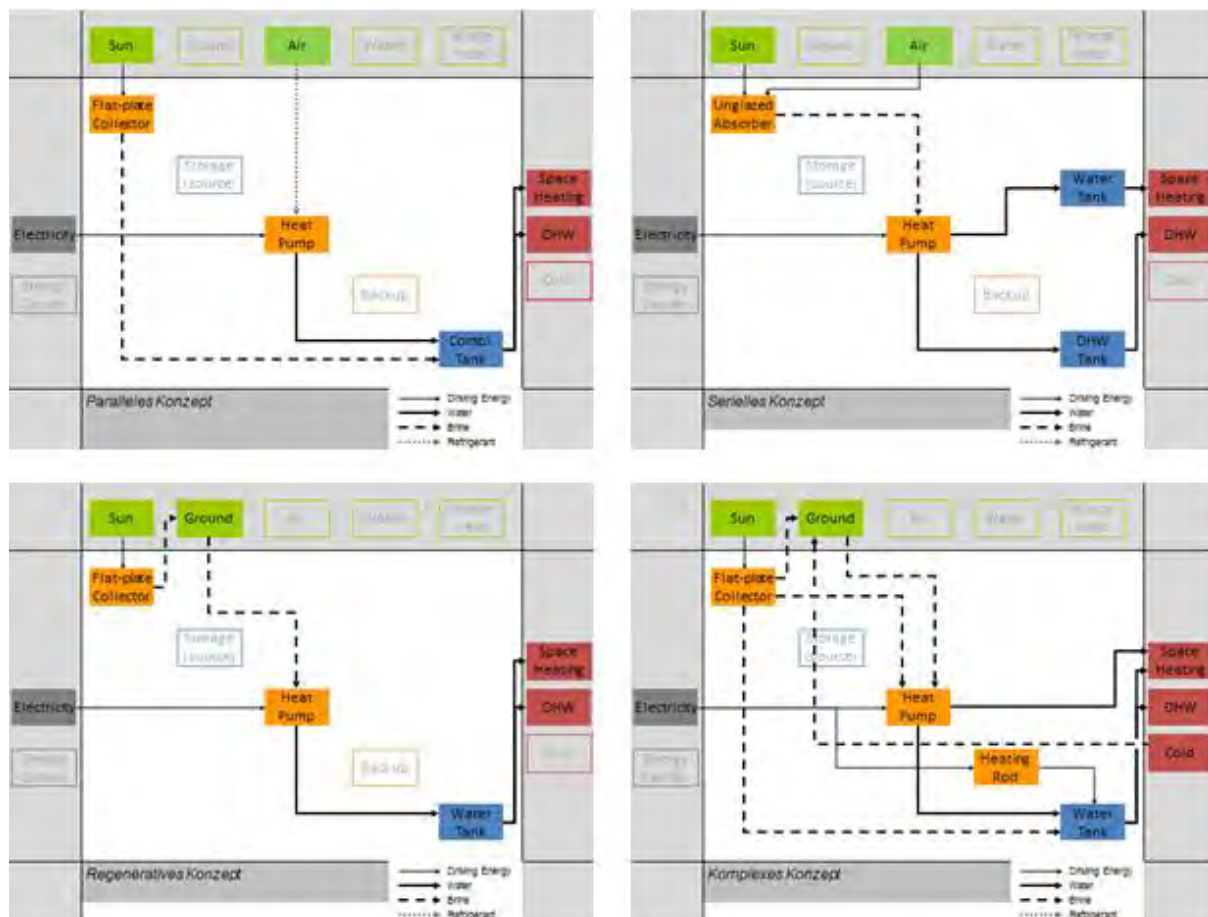


Abbildung 2: Die vier grundlegenden Systeme und ihre Darstellung als Energiefluss-Diagramm

5.1.3 Analyse des Marktes

Um einen Überblick über die derzeit auf dem österreichischen Markt verfügbaren Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen zu erhalten, wurde eine Recherche durchgeführt, sowie Informationen durch direkte Kontakte mit den österreichischen Herstellern erhoben. Es wurden all jene Produzenten von Systemkomponenten in die Übersicht aufgenommen, welche die Möglichkeit der Kombination beider (Teil-)Systeme zumindest erwähnen. Es handelt sie hierbei um Firmen, welche entweder Wärmepumpen- oder Kollektorhersteller sind. Nicht berücksichtigt wurden die unzähligen Installateure, die einzelne Komponenten von verschiedenen Herstellern zu Gesamtsystemen kombinieren. Es konnten nur wenige fertig vordimensionierte Komplettsysteme gefunden werden. Auch bei den technischen Daten halten sich die Firmen gerne bedeckt, wodurch ein schneller Vergleich der Systeme erschwert wird. Die 19 österreichischen Produkte, die am Markt angeboten werden sind in Tabelle 2 aufgelistet. Da

es sich um einen neuen und sich relativ schnell ändernden Markt handelt, konnte im Laufe der Recherche beobachtet werden, dass einige dokumentierte Systeme bzw. Produkte vom Markt verschwanden und einige neu hinzukamen.

Tabelle 2: Produkte/Systeme österreichischer Hersteller (ohne Gewähr auf Vollständigkeit)

Firma	System	Internetseite
C. Bösch GmbH	Solator Celsius SW	www.solator.cc
C. Bösch GmbH	Solator Celsius HY	www.solator.cc
Drexel und Weiss	aerosmart	www.drexel-weiss.at
Harreither GmbH	CoHL600 / HL 900	www.harreither.com
Walter Bösch GmbH & Co KG	EMMA & LUWA	www.boesch.at
Walter Bösch GmbH & Co KG	EMMA & SOWA	www.boesch.at
Herz Armaturen GmbH	commotherm WW	www.herz-armaturen.com
Herz Armaturen GmbH	commotherm SW	www.herz-armaturen.com
Herz Armaturen GmbH	commotherm LW-A	www.herz-armaturen.com
IDM - Energiesysteme	Solarwärmepumpe	www.idm-energie.at
IDM - Energiesysteme	Terra SL	www.idm-energie.at
IDM - Energiesysteme	Grundwasserwärmepumpe	www.idm-energie.at
KIOTO Clear Energy AG	Sonnenheizung	www.kioto.com
Ochsner	Golf Maxi plus	www.ochsner.at
Rehau	GEO/AERO/AQUA Wärmepumpe	www.rehau.com
Siko Solar	Kombisol	www.solar.at
Solar Power Austria	Hybrid System	www.solarpoweraustria.at
SOLution*	HeatSOL	www.sol-ution.at
Sonnenkraft*	SolarCompleet	www.sonnenkraft.at
Sonnenkraft**	HP12M	www.sonnenkraft.at
Green Products GmbH**	Green Tower	www.supergruen.at

*nicht mehr am Markt, ** neu am Markt

88 Firmen in 11 teilnehmenden europäischen Ländern nahmen 2010/2011 an einer Marktstudie betreffend Solar und Wärmepumpensysteme teil (zu finden als Technical Report of Subtask A). Die oben genannte Klassifikation, die für die für die untersuchten Systeme angewandt wurde, ergibt die in Abbildung 3 gezeigte Aufteilung am Markt. Das „parallele“ Konzept (P), dominiert klar mit 61 % Anteil. Solar - Wärmepumpensysteme mit reinen „seriellen“ (S) bzw. „regenerativen“ (R) Konzepten sind mit 6 % bzw. 1 % im Vergleich selten angeboten. Sehr beachtlich ist der Anteil an komplexen Systemen mit Kombination aus parallelen, seriellen und/oder regenerativen Systeme, der 33 % beträgt.

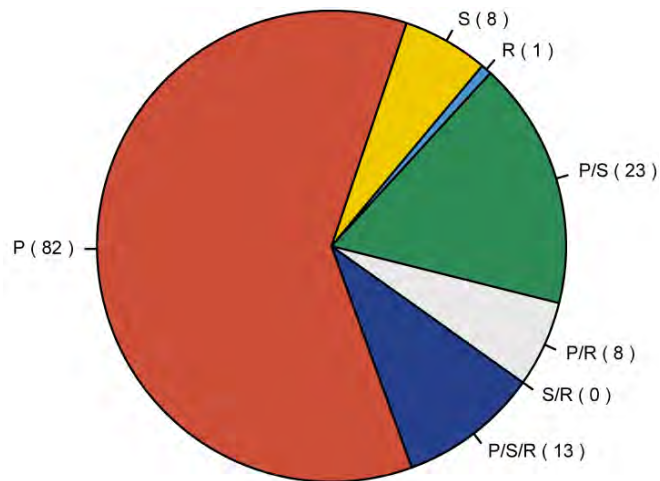


Abbildung 3: der vier allgemeinen Systeme innerhalb der Marktstudie (135 untersuchte Systeme)

5.1.4 Feldmessungen

Für eine Feldtestreihe (durchgeführt von AEE INTEC im Projekt SolPumpEff) wurden 7 Anlagen (Systeme A-G) selektiert, die im realen Betrieb in Ein- bzw. Zweifamilienhäusern im Einsatz sind – siehe Tabelle 3. Diese Feldtestanlagen unterscheiden sich in der Art der Wärmequelle - Luft bzw. Erdreich - und in der Art der Integration der Solarenergie - parallel (konventionelles Kombisystem) oder integriert (die Solarenergie wird nicht nur zur direkten Beladung eines Pufferspeichers sondern zusätzlich als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt). Sämtliche Anlagen wurden mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet und einem Monitoring unterzogen. Neben der Messung sämtlicher thermischen Energieflüsse und den zugehörigen Temperaturen, wurden auch die Stromverbräuche aller wesentlichen Einzelverbraucher sowie Klimadaten und Raumtemperaturen erfasst. Von ASiC wurden Daten 2 weiterer Feldtestanlagen aus nationalen Projekten eingebracht.

Tabelle 3: Systeme der SolPumpEff-Feldtestreihe mit den jeweiligen Kennzahlen

	Technische Daten		Speichervolumen/ Kollektorfläche	Heizwärmeverbrauch***
System A* (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	16 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	62,5 l/m ²	23.565 kWh/a
System B (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	20 m ² 1000 Liter 19 kW _{th}	62,5 l/m ²	21.722 kWh/a
System C (Wärmequelle: Erdreich)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	24 m ² 1500 Liter 15 kW _{th}	62,5 l/m ²	20.542 kWh/a
System D (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	8 m ² 800 Liter 19 kW _{th}	100 l/m ²	15.619 kWh/a
System E** (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	15 m ² 1000 Liter 8 kW _{th}	66,7 l/m ²	9.253 kWh/a
System F (Wärmequelle: Wasser)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	30 m ² 2690 Liter 22 kW _{th}	89,7 l/m ²	29.152 kWh/a
System G** (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	15 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	66,7 l/m ²	7.034 kWh/a****

A_{Koll}: Kollektoraperturfläche

* Integriertes System: Solaranlage unterstützt Verdampfer der Wärmepumpe und liefert Energie an Speicher

** Integriertes Kompaktsystem: Integriertes System, jedoch vorgefertigtes Kompaktgerät (Speicher, Wärmepumpe, Hydraulik und Regelung in einem Gehäuse)

*** Heizwärmeverbrauch inklusive Verteilverluste nach der Wärmemengenzählung, 2012

**** Heizwärmebedarf lt. Energieausweis

Bewertung der Feldtestanlagen

Für die Bewertung des Betriebsverhaltens und der Leistungsfähigkeit der Systeme wurden eine Reihe von Kennzahlen definiert sowie qualitative Bewertungen an Hand von Diagrammen durchgeführt. Zur quantitativen Bewertung der Anlageneffizienz wurden folgende Systemkennzahlen (1) bis (6) definiert:

$$q_{Koll} = \frac{Q_{Solar}}{A_{Kollektor}} \quad (1)$$

$$SD = \frac{Q_{Solar}}{Q_{Nutz}} \quad (2)$$

$$SPF_{WP} = \frac{Q_{WP}}{E_{WP}} \quad (3)$$

$$SPF_{SWP} = \frac{Q_{Solar} + Q_{Nachheizung}}{E_{SWP}} \quad (4)$$

$$SPF_{System} = \frac{Q_{Nutz}}{E_{SWP}} \quad (5)$$

$$SPF_{Solar} = \frac{Q_{Solar}}{E_{Solarpumpe}} \quad (6)$$

- Q_{Solar}Solarenergie, dem Speicher zugeführt [kWh/a]
 Q_{Nutz}Nutzenergie (Raumheizung und Warmwasser) [kWh/a]
 $Q_{Nachheizung}$Zugeführte Nachheizenergie (Wärmepumpe-thermisch und elektrisches Heizelement) [kWh/a]
 Q_{WP}Vom Kondensator der Wärmepumpe generierte thermische Energie [kWh/a]
 E_{WP}Von der Wärmepumpe bezogene elektrische Energie (Kompressor, elektrisches Heizelement, Kondensatorpumpe, Ventilator bzw. Solepumpe, Regelung) [kWh/a]
 E_{SWP}Vom Gesamtsystem bezogene elektrische Energie exklusive Energieverteilung [kWh/a]
 q_{Koll}spez. Kollektorsertrag [kWh/(m²a)]
 $A_{Kollektor}$Aperturfläche des Kollektors [m²]

Tabelle 4 enthält die Kennzahlen der Systeme A bis F für die Jahresperioden 2011 und 2012; für System G stand bis Ende 2012 keine gesamte Jahresperiode an Messdaten zur Verfügung. Die Ergebnisse zeigen, dass spezifische Kollektorserträge von durchwegs über 400 kWh/m²a bei solaren Deckungsgraden von bis zu 50% erzielt werden konnten. Der positive Einfluss der thermischen Solaranlage auf das Gesamtsystem zeigt sich darin, dass die Arbeitszahlen des Solar-Wärmepumpen-Systems (SPF_{SWP}) deutlich über der Arbeitszahl der Wärmepumpe (SPF_{WP}) in der Bandbreite von 13 bis 65 % liegen. Die Ergebnisse der Feldanlagen stellten sich als passabel heraus, wobei noch Verbesserungspotential nach oben vorhanden ist. Eine detaillierte Beschreibung des Betriebsverhaltens und der Leistungsfähigkeit der einzelnen

Feldtestanlagen wurden von AEE INTEC in den sg. „Monitoring Reports“ des Subtask A dokumentiert und im Anhang 9.1.1 dargestellt (Monitoring Reports AEE).

Tabelle 4: Kennzahlen für Systeme A bis F von 2011 und 2012 (Quelle: AEE INTEC)

	q_{Koll} [kWh/m ² a]		SD [%]		SPF _{WP} [-]		SPF _{SWP} [-]		SPF _{Sol} [-]	
	2011	2012	2011	2012	2011	2012	2011	2012	2011	2012
System A	486,9	435,9	21,1	22,5	2,79	2,38	3,34	3,00	56,99	51,11
System B	516,9	493,1	22,2	29,2	2,84	2,86	3,38	3,64	59,57	57,95
System C	494,7	421,3	46,8	46,6	3,72	3,61	6,14	5,73	173,64	174,30
System D	312,8	243,1	13,7	10,2	2,54	2,70	2,93	3,04		
System E	412,4	351,9	51,5	39,0	1,27	1,24	2,28	2,00	90,44	87,56
System F	254,3	254,7	30,6	27,6	2,30	2,35	2,87	2,90		

Zur quantitativen Bewertung des jeweiligen Anlagenverhaltens wurden Energie-Temperatur-Diagramme erstellt, in welchen die übertragene Energie eines Hydraulikkreises nach Temperaturklassen (in 1 Grad Schritten) sortiert dargestellt ist. Die Fläche unter jeder Linie entspricht also der gesamten übertragenen Energie über den Betrachtungszeitraum. Somit lässt sich auf einen Blick ersehen, bei welchen Temperaturniveaus die Energie von der Wärmepumpe bzw. der Solaranlage erzeugt wurde bzw. bei welchem Temperaturniveau die Energie für Heizung bzw. als Warmwasser verbraucht wurde. Erste Berichte über das qualitative und quantitative Betriebsverhalten der Systeme wurden bereits in (Thür et. al., 2012) und (Vukits et. al., 2013a) veröffentlicht.

Optimierungspotentiale

Aus der Analyse der Messdaten konnten zahlreiche Verbesserungspotentiale mit mehr oder weniger gravierenden Auswirkungen erkannt und teilweise umgesetzt werden. Zusammenfassend konnten die vier am häufigsten vorkommenden kritischen Punkte detektiert werden:

- Die sensible Reaktion der Wärmepumpen auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) sowie die hydraulische und regelungstechnische Integration der Speicher in das System (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) zeigte enorme Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtsystems.
- Die Speicher zeigten sich hier als zentrale Komponente. Angepasste Einströmgeschwindigkeiten und klar definierte Temperaturzonen sind essentiell wichtig.
- Die Effizienz (Arbeitszahlen) von Wärmepumpen hängt grundsätzlich sehr stark vom Temperaturhub zwischen Wärmequelle und Wärmesenke ab.

Deshalb sollte es das Ziel sein, mit der Wärmepumpe so wenig wie möglich „Übertemperatur“ zu erzeugen, die dann durch Mischventile oder Mischvorgänge im Speicher nicht wieder heruntergemischt werden muss – Exergieverluste.

- Abgestimmte Systeme mit hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad zeigen Vorteile hinsichtlich Systemeffizienz (Wärmeverluste, Hydraulik, Regelung). Ebenso wichtig ist der Einsatz von energieeffizienten elektrischen Antrieben und deren sorgfältige an das System angepasste Auslegung.

Beispielhaft werden bei System A (siehe Abbildung 4) die Auswirkungen der durchgeführten Optimierungsmaßnahmen an Hand zweier Energie-Temperatur-Diagramme dargestellt. In Abbildung 4 sind die Energien des Solar- (solar flow), des Wärmepumpen- (heat pump flow) und des Fußbodenheizungskreises (floor heating flow) nach der Höhe der jeweiligen Vorlauftemperaturen dargestellt. Als Auswirkung der ersten Optimierung ist erkennbar, dass der Kollektor, nach Anpassung der Regelung der Pumpe zwischen Solaranlage und Verdampfer der Wärmepumpe (solare Verdampferunterstützung), bereits bei niedrigeren Temperaturen Energie produzierte und den Verdampfer somit mit mehr Energie versorgt (grüne Pfeile in Abbildung 5).

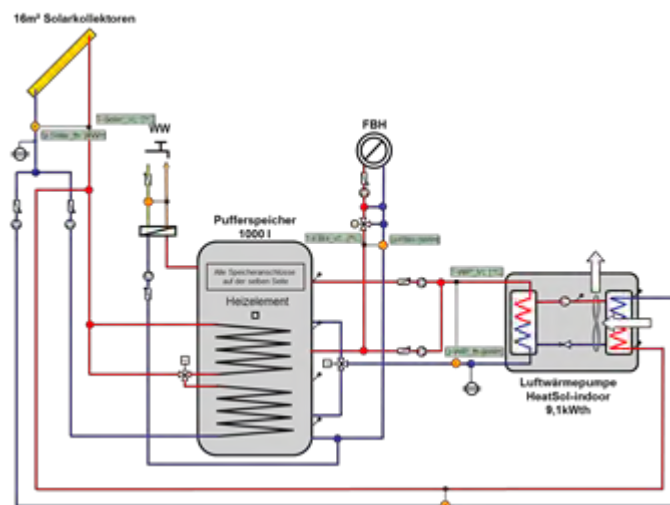
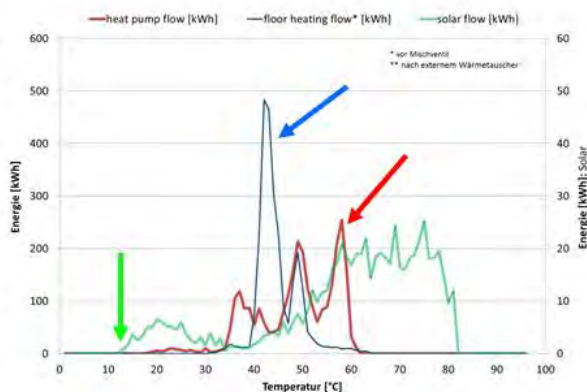


Abbildung 4: Hydraulikschema von System A

Durch die zweite Optimierung konnte eine ordnungsgemäße Beladung des Speichers durch die Wärmepumpe erreicht werden. Die Wärmepumpe hat den Speicher ständig im Warmwassermodus vom obersten bis zum untersten Speicheranschluss beladen, unabhängig davon, ob Warmwasser- oder Heizungsanforderung bestand. Somit wurde Heizungsenergie für die Fußbodenheizung (blauer Pfeil in Abbildung 5) im ineffizienten Warmwassermodus erzeugt (roter Pfeil im linken Diagramm von Abbildung 5) sowie überhöhte Systemverluste produziert und die Speicherschichtung zerstört. Darüber hinaus war die Umwälzpumpe

zwischen Wärmepumpe und Speicher permanent in Betrieb, auch wenn die Wärmepumpe nicht aktiv war. Durch die Beseitigung der Fehler – die elektrischen Anschlüsse der beiden Pumpen und der beiden Umschaltventile waren im Regelungsschrank falsch angeschlossen – wurde erreicht, dass die von der Wärmepumpe bereitgestellte Energie in entsprechender Menge und auf entsprechendem Temperaturniveau der Fußbodenheizung erzeugt wurde (Abbildung 5, roter Pfeil im rechten Diagramm).

Vorher: 25.9.2011 - 29.10.2011



Nachher: 25.9.2012 - 29.10.2012

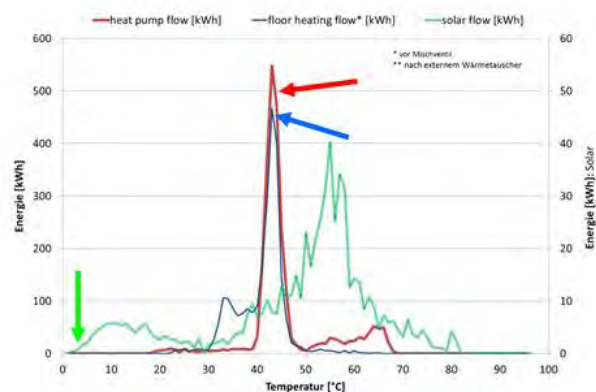


Abbildung 5: Auswirkung der Optimierung an System A mittels Temperatur-Energie-Diagrammen (Grüner Pfeil: Vorlauf der solaren Verdampferunterstützung; Blauer Pfeil: Vorlauf der Fußbodenheizung vor dem Mischventil; roter Pfeil: Wärmepumpenvorlauf)

5.1.5 Ökologische und Ökonomische Systembewertungen

Die im Rahmen des Projektes in der Feldtestreihe gemessenen und mittels TRNSYS simulierten Systeme wurden von AEE INTEC hinsichtlich ökologischer sowie ökonomischer Kennwerte analysiert. Zunächst wurde ein Bewertungskonzept entwickelt, um Systeme hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß vergleichbar darzustellen. Dazu wurden neben Solarkombisystemen mit Wärmepumpen auch bisherige „normale“ Solarkombisysteme in Kombination mit Pellets- und Gaskessel betrachtet. Zum Vergleich dazu werden ebenfalls konventionelle Systeme ohne Kombination mit Solarthermie wie monovalente Wärmepumpen, Pelletskessel und Gaskessel evaluiert. Basierend darauf wurde auch eine ökonomische Bewertung der oben genannten Systeme unter Berücksichtigung von Investitions-, Installations- und Betriebskosten durchgeführt, ausgewertet und entsprechend dargestellt. Eine zusammenfassende Darstellung ist in Abbildung 6 ersichtlich (SFH15/100: Gebäude (Single Family House) mit einem spezifischen Heizenergiebedarf von 15/100 kWh/m²a).

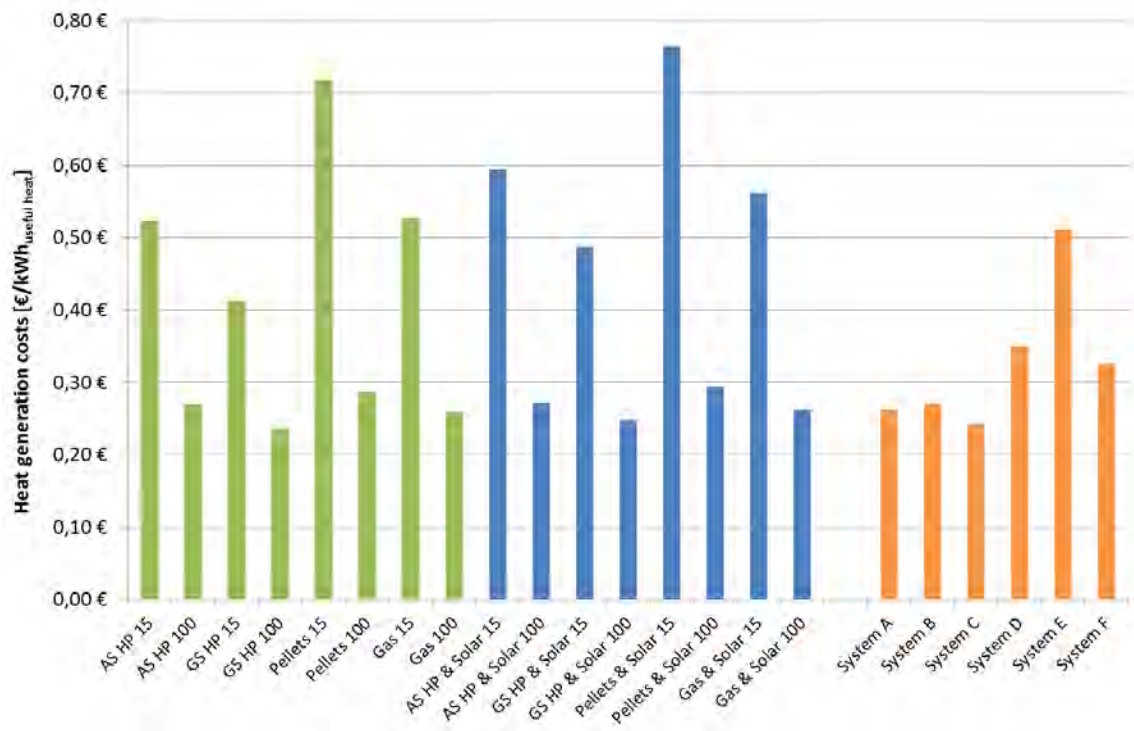


Abbildung 6: Wärmegestehungskosten bezogen auf Nutzwärme (Warmwasser, Reumheizung) der “SolPumpEff” Systeme: Simulierte Systeme ohne (grün) und mit thermischer Solaranlage (blau) sowie Systeme der Feldtestreihe A bis F (orange). Abkürzungen: AS... Luft (air source),

Hinsichtlich Wärmegestehungskosten (Kapital-, verbrauchs- und betriebsgebunden) konnte die Studie unter den angenommenen Rahmenbedingungen – beispielhaft für den Gebäudetyp SFH45 – zeigen, dass die kombinierten Solar- & Wärmepumpenanlagen (parallel und seriell) mit 0,31 bis 0,35 Euro pro kWh Nutzenergie im Vergleich zu den konventionellen Energieerzeugern (Pellets- und Gaskessel, Luft- und Solewärmepumpen) mit 0,27 bis 0,43 Euro pro kWh Nutzenergie im Bereich der wirtschaftlichen Konkurrenzfähigkeit liegen.

Eine detaillierte Analyse der simulierten Systeme hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß hat ergeben, dass die Systeme mit Solarthermie – egal ob parallel oder seriell – je nach Gebäudetyp (SFH15, 45 oder 100) und mit den angenommenen Rahmenbedingungen um 20 bis 50% besser abschneiden als die Systeme ohne Solarthermie. In Abbildung 7 sind beispielhaft die Ergebnisse der jährlichen Kohlendioxid (CO₂) Ausstöße diverser Systeme dargestellt.

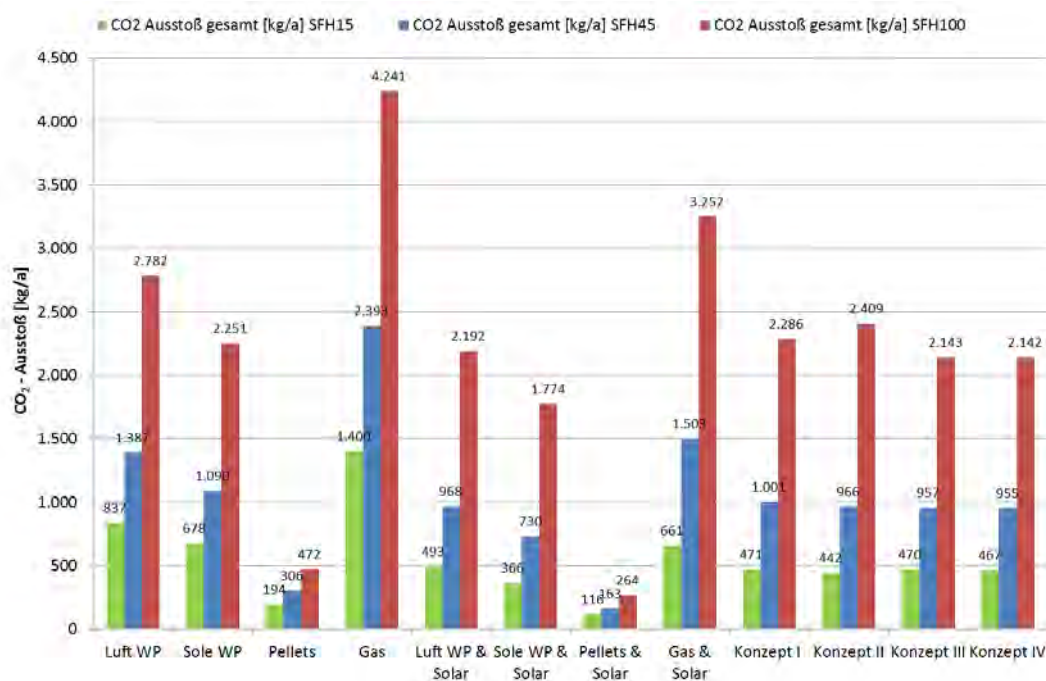


Abbildung 7: CO₂-Ausstoß der untersuchten Systeme

5.1.6 Fortführung der Feldmessungen

Die Kombination von Wärmepumpen und solarthermischen Anlagen erlaubt darüber hinaus eine signifikante Reduktion des Energiebedarfs für Heizung und Warmwasserbereitung. Erfahrungen aus laufenden Projekten zeigen aber dass bei Auslegung Installation und Betriebsführung, bei den österreichischen Marktakteuren oft auch erhebliche Mängel vorliegen.

Die geplante Fortführung der Feldmessung war wichtig, um das vielversprechende Systemkonzept auch definitiv anhand von Messdaten über einen längeren Zeitraum beurteilen zu können. Bei diesem System handelt es sich um ein hochintegriertes, vorgefertigtes und demnach hinsichtlich oben genannter Problematik vielversprechendes System, welches einerseits eine Luftwärmepumpe und einen Pufferspeicher als Kompaktgerät vereint und andererseits Energie aus der Solaranlage in dreifacher Sicht nutzen kann:

- Solarwärme wird direkt in den Puffer eingelagert
- Solarwärme wird direkt dem Verdampfer zugeführt und dient so als alleinige Quelle für die Wärmepumpe
- Solarwärme und Außeneinheit dienen gemeinsam als Quelle

Zu diesen 3 Modi kommen noch 2 weitere hinzu:

- Die Außeneinheit dient als alleinige Quelle für die Wärmepumpe
- Die Außeneinheit wird mit Hilfe von Energie aus dem Puffer abgetaut.

Diese 5 Betriebsvarianten werden über ein eigens entwickeltes Multifunktionsventil angesteuert.

Die Ventilstellungen werden gemeinsam mit den anderen Messstellen aufgezeichnet. Die Messdaten sind in 5-Minuten-Intervallen verfügbar und jeder Ventilstellung ist eine ganze Zahl zugeordnet. Schaltet das Ventil innerhalb dieser 5 Minuten um, wird über die Werte der Ventilstellungen gemittelt. Daher ist die Kurve der Ventilstellung (ValveMode_ValveM2) keine reine Stufenfunktion. An dem beispielhaft dargestellten Jänner-Tag (Abbildung 8) wird jede Ventilstellung zumindest einmal angesteuert (schwarze Kurve). Die 5 Ventilstellungen sind zur besseren Lesbarkeit farblich hinterlegt:

- Blau: Außeneinheit dient als Quelle für die Wärmepumpe
- Grün: Abtaubetrieb der Außeneinheit
- Orange: Außeneinheit und Solaranlage dienen gemeinsam als Quelle für die Wärmepumpe
- Rot: Die Solaranlage liefert Energie an den Wärmepumpen-Verdampfer
- Gelb: Die Solaranlage beliefert den Puffer direkt

Die Außenluft als alleinige Quelle wird ausschließlich während der Nacht bzw. zu Zeiten mit geringer Einstrahlung genutzt (blau). Um etwa 6 Uhr morgens musste kurz die Außeneinheit abgetaut werden (grün). Sobald ausreichend Einstrahlung verfügbar war – etwa 9 Uhr – konnte die Solaranlage die Außeneinheit unterstützen (orange). Allerdings ist dieser Modus nur von kurzer Dauer – etwa 35min – wie die Durchflüsse von Solarkreis (gelb strichliert) und Außeneinheit (violett strichliert) zeigen. Danach dient die Solaranlage für rund eine Dreiviertelstunde allein als Quelle für die Wärmepumpe. Für die nächsten 5,5 Stunden war genug Einstrahlung vorhanden, dass die Solaranlage ohne zusätzliche Anhebung durch die Wärmepumpe in den Puffer liefern konnte. Gegen 16 Uhr brach die Einstrahlung ein, sodass auf einen gemischten Solar-Luft-Betrieb (orange) umgeschaltet wurde. Für kurze Zeit gab es dann noch einmal ausreichend Einstrahlung für eine rein solare Verdampferunterstützung (rot). Wenig später sind deutlich die Auskühlkurven aller Messstellen erkennbar und die Durchflüsse von Solarkreis und Außeneinheit sind Null. Das Ventil steht zwar nach wie vor in der gleichen Stellung, die Anlage stand jedoch für rund 3 Stunden still. Danach ging die Anlage wieder in den Nachtbetrieb (blau, Außenluft als Quelle). Dieser Tag zeigt also beispielhaft die richtige Funktion des Multifunktionsventils, sowie dessen korrekte Regelung des Gesamtsystems.

Interessant ist auch, in welcher Höhe die produzierte Wärme in den Puffer eingelagert wird. Die Regelung scheint vorzusehen, dass die oberen Pufferzonen (WW – Warmwasser: violett strich-punktiert; HT – Hochtemperatur: rot strichliert) vorzugsweise mit Solarunterstützung beladen werden. Nur zwischen 19 und 22 Uhr wird auch ohne zu Hilfenahme der Solaranlage Wärme auf Hochtemperaturniveau in den Puffer geschickt. Steht nur die Außenluft als Wärmequelle zur Verfügung wird primär Wärme auf niedrigerem Temperaturniveau (NT – Niedertemperatur: blau doppelstrichliert) erzeugt und in den Puffer eingeschichtet. Das

Pufferladeventil ist so konzipiert, dass es gleichzeitig auf 2 Ebenen einschichten kann, was auch durch die Messdaten bestätigt wird.

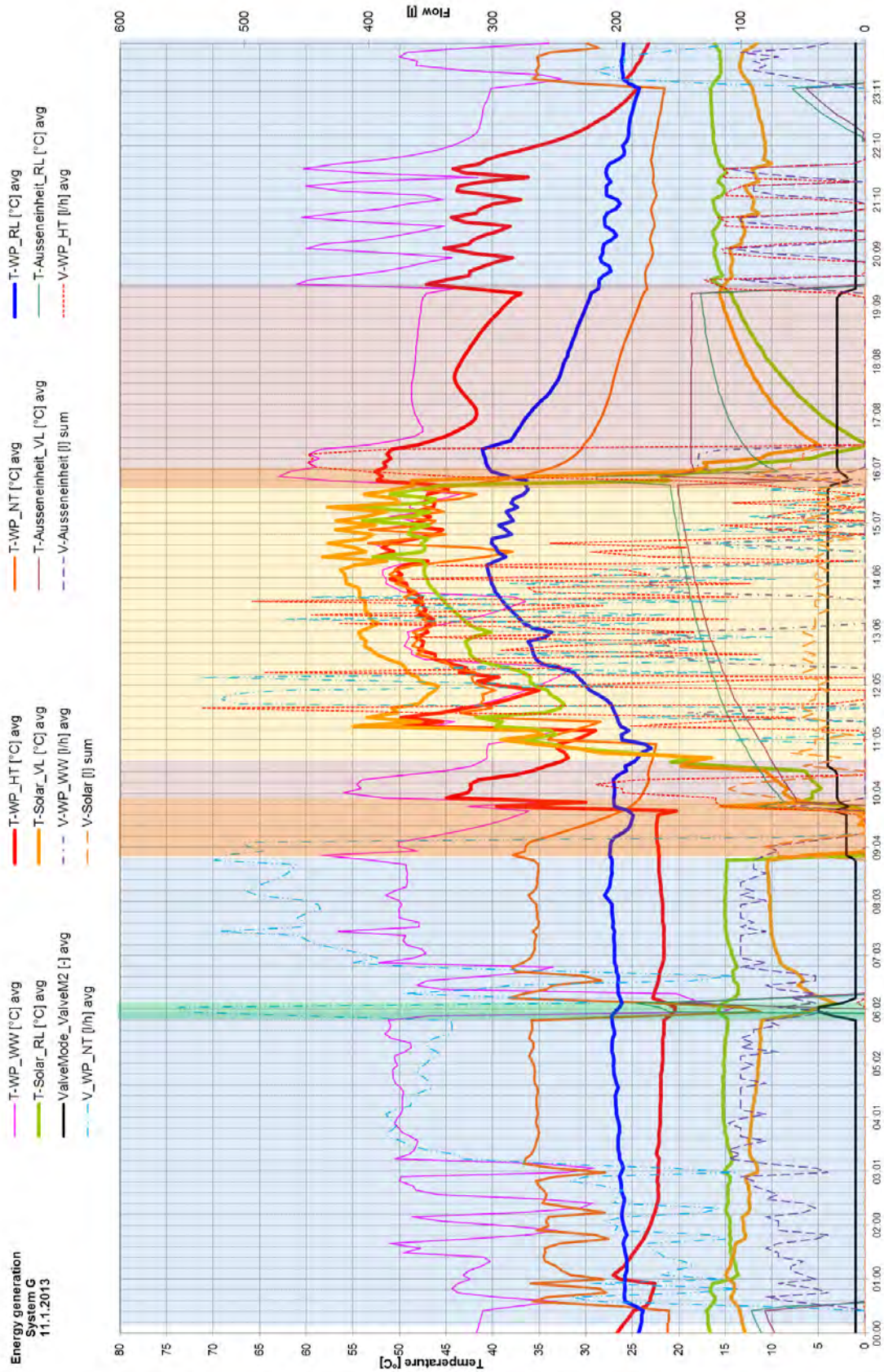


Abbildung 8: Betriebsverhalten System G am 1.11.2013

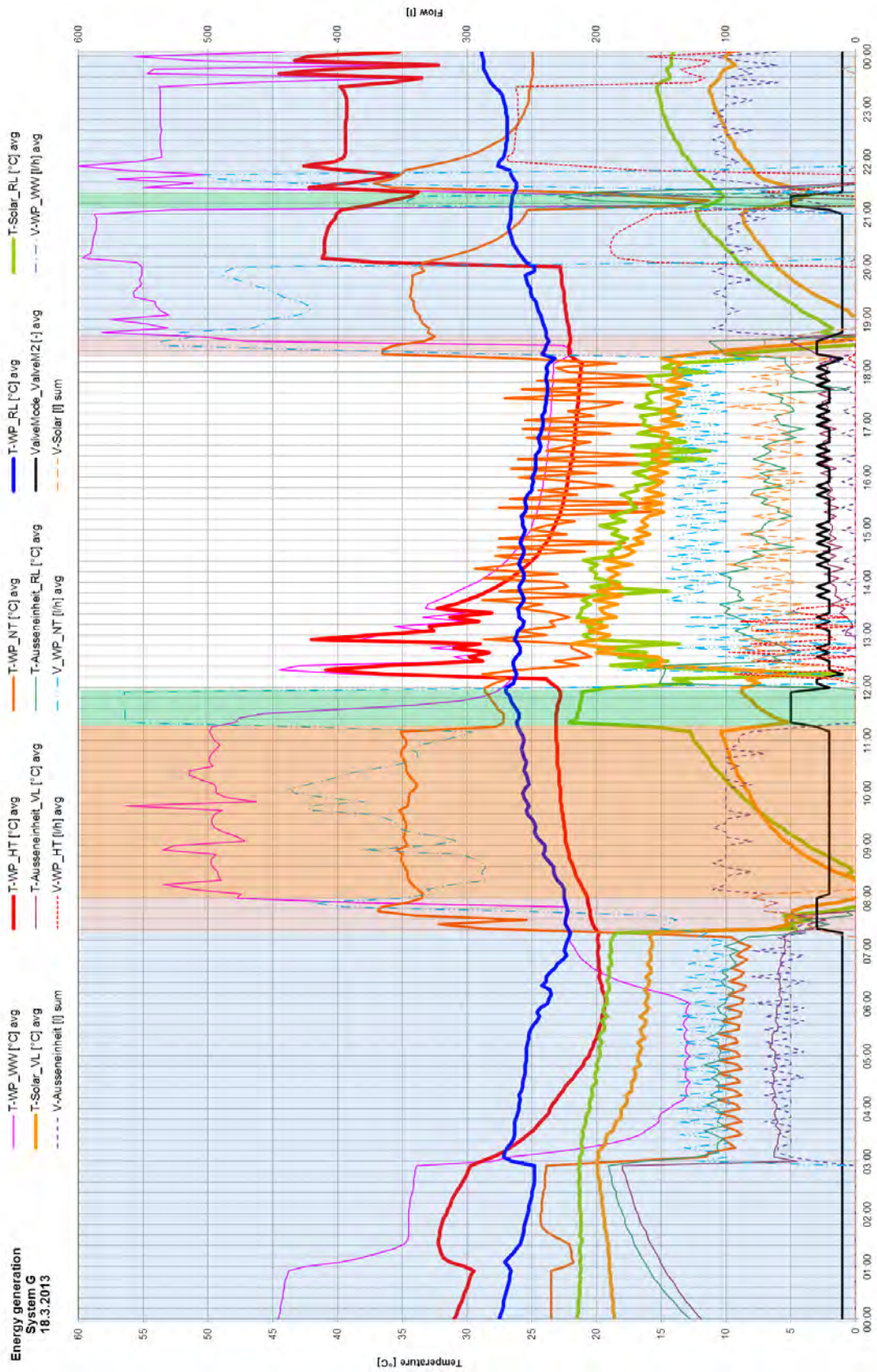


Abbildung 9: Betriebsverhalten System G am 18.03.2013

An dem Tag in Abbildung 9 war nur sehr wenig Einstrahlung vorhanden, daher trat der Fall „Solaranlage liefert direkt in den Speicher“ nie auf. Auch die Nutzung der Solaranlage als Quelle tritt nur in 2 kurzen Intervallen auf (rot). Über einen längeren Zeitraum von rund 3 Stunden (8 – 11 Uhr) konnten - laut Ventilstellung - Außeneinheit und Solaranlage gemeinsam der Wärmepumpe als Quelle dienen. Die Durchflüsse zeigen jedoch, dass nur die Außeneinheit (violett strichliert), nicht jedoch der Solarkreis (orange strichliert) aktiv war. Zwischen 12 und 19 Uhr war kein eindeutiger Modus aktiv. Das System wechselte relativ schnell zwischen den Quellen „nur Solar“ und „Solar+Außeneinheit“. Im Gegensatz zu Abbildung 8 (8 – 11 Uhr) ist hier die Solaranlage aktiver, als die Außeneinheit. Es dürfte also noch Verbesserungspotential hinsichtlich der Steuerung des Multifunktionsventils vorhanden sein.

Allein aus den hier beispielhaft gezeigten repräsentativen Tagen kann noch keine Aussage getroffen werden, ob die Modi mit solarer Verdampferunterstützung der Wärmepumpe den Mehraufwand an Komponenten (Multifunktionsventil) und Regelungseinstellungen rechtfertigen. Anhand einer Energiebilanz eines gesamten Jahres fällt die Abschätzung schon etwas leichter (Abbildung 10).

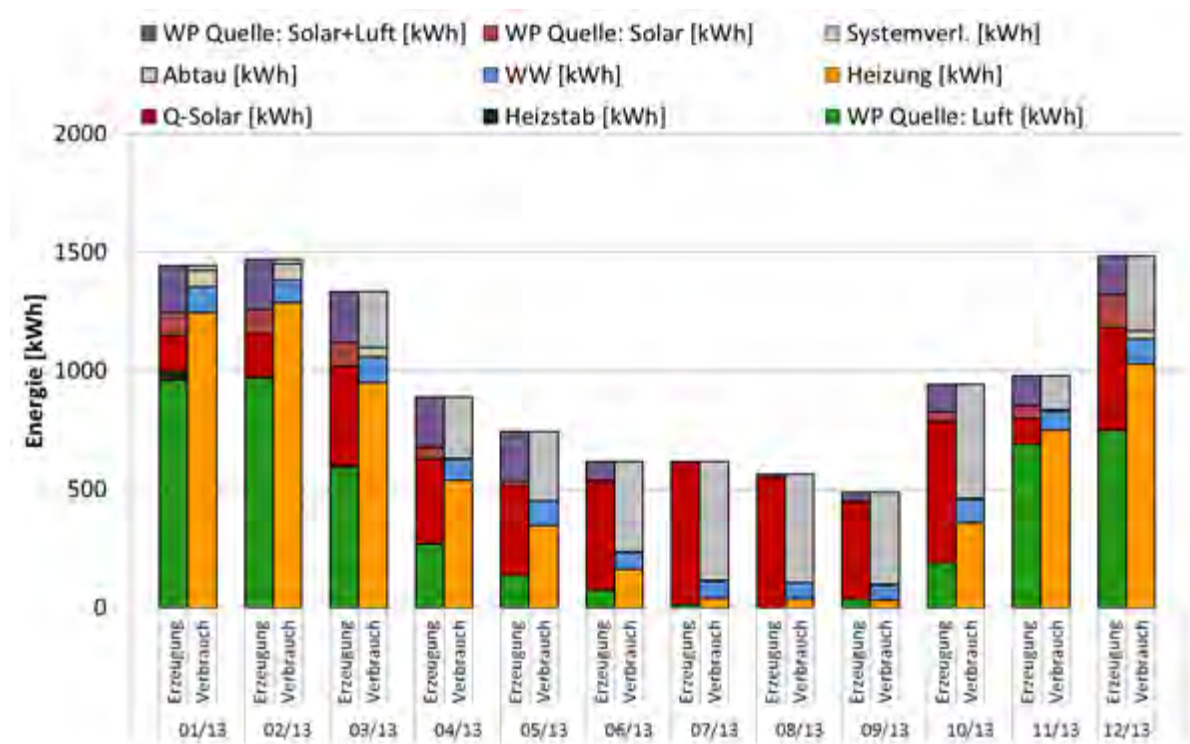


Abbildung 10: Energiebilanz von System G für das Jahr 2013

Die Solaranlage als alleinige Quelle für den Verdampfer der Wärmepumpe zu nutzen, fällt mit rund 13 % (der gesamten vom Kollektor erzeugten Energie) ins Gewicht. Das deckt sich mit den Simulationsergebnissen, die der solaren Verdampferunterstützung Potentiale in ähnlicher Größenordnung bescheinigen. Die gleichzeitige Nutzung von Solaranlage und Außeneinheit als Wärmequelle tritt hingegen deutlich häufiger auf (Kollektor als Luft-

Wärmetauscher). In der kalten Jahreszeit überwiegt eindeutig die Wärmequelle Luft, während im Sommer und in der Übergangszeit erwartungsgemäß von der Solaranlage dominiert werden.

In Tabelle 5 sind die Ergebnisse als Kennzahlen (1 bis 6) der verschiedenen Systeme der Feldtestreihe mit Luft-Wasser-Wärmepumpen und solarthermischer Anlage dargestellt. Die Kennzahlen der Systeme A, B, D und E beziehen sich auf das Messjahr 2012, dem System G liegt das Messjahr 2013 zu Grunde.

Es konnte gezeigt werden, dass dieses vielversprechende, vorgefertigte Kompaktsystem hinsichtlich Systemeffizienz ähnliche Werte aufweist wie die vergleichbaren Systeme mit Luft/Wasser-Wärmepumpen. Der solare Deckungsgrad (12 %) und der spezifische Kollektorsertrag (310 kWh/m²a) liegen aber etwas niedriger. Die Einflüsse der verschiedenen klimatischen Gegebenheiten (Außentemperatur, solare Einstrahlung, etc.) der unterschiedlichen Messjahre bzw. die unterschiedlichen standortspezifischen klimatischen Rahmenbedingungen auf das System (Heizenergie- und Warmwasserverbrauch, Höhe der erzeugten Vorlauftemperatur) wurden nicht näher bewertet.

Tabelle 5: Kennzahlen der Systeme A bis F sowie System G mit Luft als Wärmequelle der Wärmepumpe

	SPF_{SWP} [-]	SPF_{WP} [-]	SPF_{Sol} [-]	SPF_{System} [-]	SD [%]	q_{Koll} [kWh/m ² a]
System A	3,0	2,4	51,1	2,4	22,5	435,9
System B	3,6	2,9	57,9	3,0	29,2	493,1
System D	3,1	2,7	-	2,1	11,9	289,9
System E	2,0	1,2	87,6	2,0	33,0	351,9
System G	4,0	2,9	50,1	2,7	11,7	310,0

5.1.7 Zusammenfassung

Im Allgemeinen kann gesagt werden, dass die Projektergebnisse die grundsätzliche Sinnhaftigkeit (energetisch, Kosten, etc.) der Kombination Solarthermie und Wärmepumpe mit Potential für die Zukunft gezeigt haben.

Die Analyse der Feldtestanlagen ergab, dass die thermischen Solaranlagen die Arbeitszahl des Hybridsystems (SPF_{SWP}) erheblich verbessern (zwischen 13% und 65%) und gute Betriebsbedingungen für das solarthermische System zu hohen spezifischen Solarerträgen führten (durchwegs zwischen 400 und 500 kWh/m²a). Die sensible Reaktion der Wärmepumpen auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) sowie die hydraulische und regelungstechnische Integration der Speicher in das System (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) zeigte enorme Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtsystems. Abgestimmte Systeme mit hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad zeigen Vorteile hinsichtlich Systemeffizienz (Wärmeverluste, Hydraulik, Regelung).

Eine detaillierte Analyse der simulierten Systeme hinsichtlich Primärenergieverbrauch und CO₂-Ausstoß hat ergeben, dass die Systeme mit Solarthermie – egal ob parallel oder seriell – je nach Gebäudetyp (SFH15, 45 oder 100) und mit den angenommenen Rahmenbedingungen um 20 bis 50% besser abschneiden als die Systeme ohne Solarthermie. Hinsichtlich Wärmegestehungskosten (Kapital-, verbrauchs- und betriebsgebunden) konnte die Studie unter den angenommenen Rahmenbedingungen – hier beispielhaft für den Gebäudetyp SFH45 – zeigen, dass die kombinierten Solar- & Wärmepumpenanlagen (parallel und seriell) mit 0,31 bis 0,35 Euro pro kWh Nutzenergie im Vergleich zu den konventionellen Energieerzeugern (Pellets- und Gaskessel, Luft- und Solewärmepumpen) mit 0,27 bis 0,43 Euro pro kWh Nutzenergie im Bereich der wirtschaftlichen Konkurrenzfähigkeit liegen.

Folgende Kriterien für das Design eines hybriden Solar- und Wärmepumpensystems müssen beachtet werden:

- Adäquate Dimensionierung der Komponenten
- Einfachheit der hydraulischen Konfiguration
- Optimale Abstimmung der Regelung und sorgfältiges Speichermanagement
- Angepasste Positionierung der Speicheranschlüsse und Fühlerpositionierung

5.2 Arbeitspaket 2: Leistungsbewertung:

Die Arbeit im AP2, die nachfolgend dargestellt ist und vom AIT ausgeführt worden ist, bildet die Grundlage für das Deliverable B1 *Definition of Main System Boundaries and Performance Figures for Reporting on SHP Systems* des IEA SHC Task 44 / Annex 38.

Dieses Deliverable beinhaltet den Stand der Technik von heute verfügbaren Bewertungskennzahlen für Solarthermie- und Wärmepumpensysteme, sowie von Kombinationen und die in diesem Projekt vorgeschlagenen neu entwickelten Kennzahlen zur Bewertung mit den jeweiligen Systemgrenzen.

Um einen Überblick über die bereits verwendeten Kennzahlen und Methoden zur Leistungsbewertung von Solarkollektoren, solarthermischen Systemen, Wärmepumpen und Wärmepumpensystemen, sowie ihrer Kombinationen, wurden die nationalen und internationalen Normen gesammelt und analysiert (siehe Anhang 9.2.1). Neben den Normen wurden auch andere Regelwerke (z.B. Prüfglements, Gütesiegel-Richtlinien) und relevante wissenschaftliche Publikationen untersucht. Die Analyse zeigte, dass derzeit angewendete Leistungskennzahlen, wie z.B. COP¹ oder SPF² nicht einheitlich definiert sind und auf der Annahme unterschiedlicher Systemgrenzen beruhen. Dies führt unter anderem dazu, dass die Ergebnisse aus Messungen und Prüfungen nicht oder nur mit erheblichem Aufwand untereinander vergleichbar sind. Es wurde deshalb versucht, die Definition und die Nomenklatur verschiedener Leistungskennzahlen zu systematisieren. Der erste Vorschlag ist in der Abbildung 11 dargestellt.

In der Systematik sind folgende Kriterien zur Klassifizierung der Kennzahlen berücksichtigt worden:

- Integrationsgrad - Komponente oder System;
- Messumgebung - Messung unter Laborbedingungen oder Feldmessung;
- Betriebsbedingungen - Messung unter Nennbedingungen oder Berücksichtigung der dynamischen Vorgänge, Teillastverhalten usw.

Ein wichtiger Aspekt bei der Definition der Kennzahlen ist auch die Vergleichbarkeit von SWP-Systemen mit anderen Technologien. Deshalb wurden die Ergebnisse relevanter internationaler Vorhaben (Annex 28, Annex 34, Task 32, Task 38, IEE SEPOMO, IEE QAiST) berücksichtigt.

¹ COP – Coefficient of Performance

² SPF – Seasonal Performance Factor

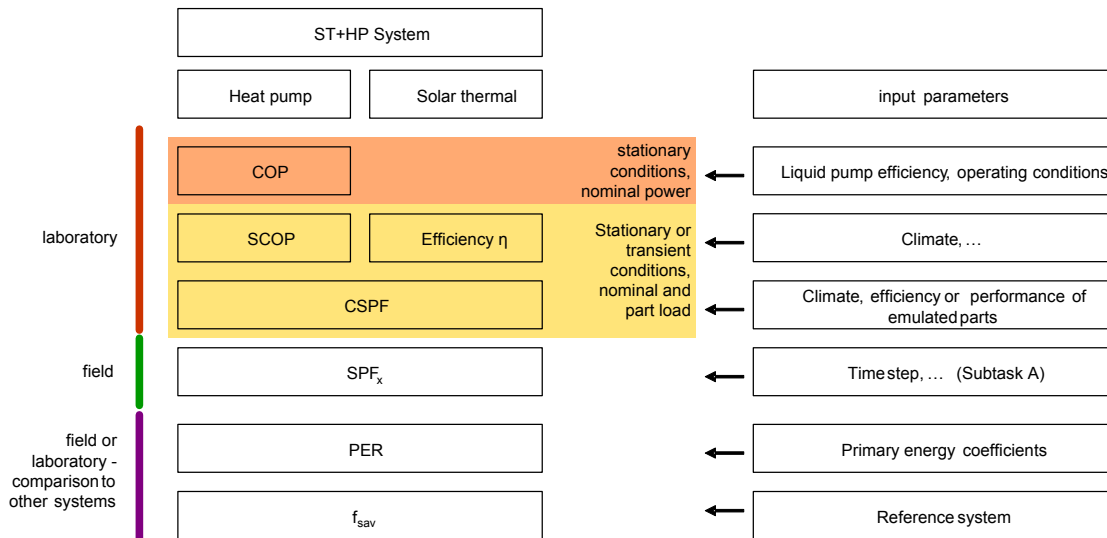


Abbildung 11: Systematische Darstellung von Kennzahlen für SWP-Systeme

Als Grundlage für die Definition von Kennzahlen wurde anhand der Analyse von vorhandenen Systemkonfigurationen (AP 1 und Subtask A) ein „Generic System“ entworfen, das die wichtigsten Komponenten und Interaktionsmöglichkeiten von SWP-Systemen beinhaltet, Abbildung 12. Dieses System wurde als Basis für die Definition von Leistungskennzahlen herangezogen. Die Kennzahlen für das tatsächlich vorhandene System werden durch Wegstreichen nicht vorhandener Komponenten und Energieflüsse ermittelt. Die Leistungskennzahlen sind im Deliverable B1 detailliert beschrieben. Beispielhaft ist die Leistungskennzahl *Seasonal Performacne Factor* (SPF) für ein SWP System inklusive Wärmeverteilsystem (Systemgrenze SHP+, gemäß Abbildung 13) Gleichung 7 zu entnehmen. Damit wird der prinzipielle Aufbau der Leistungskennzahl anschaulich gemacht.

$$SPF_{SHP+} = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C) \cdot dt}{\int (\sum P_{el,HP,SHP+}) \cdot dt} \quad (7)$$

mit

$$\sum P_{el,SHP+} = P_{el,SC} + P_{el,SC,C} + P_{el,SC,H} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,HP,H} + P_{el,HS} + P_{el,BU} + P_{el,BU,H} + P_{el,SH} + P_{el,DHW} + P_{el,C} + P_{el,FC} + P_{el,HR} + P_{el,HX} + P_{CU} \quad (8)$$

Darin ist \dot{Q} ein Wärmestrom, P_{el} elektrische Leistung und die Indizes bedeuten *solar and heat pump system* (SHP), *space heating* (SH), *domestic hot water* (DHW), *cooling* (C), *heating* (H), *heat pump* (HP), *solar collector* (SC), *heat source* (HS), *back-up unit* (BU), *heat exchanger* (HX) und *control unit* (CU).

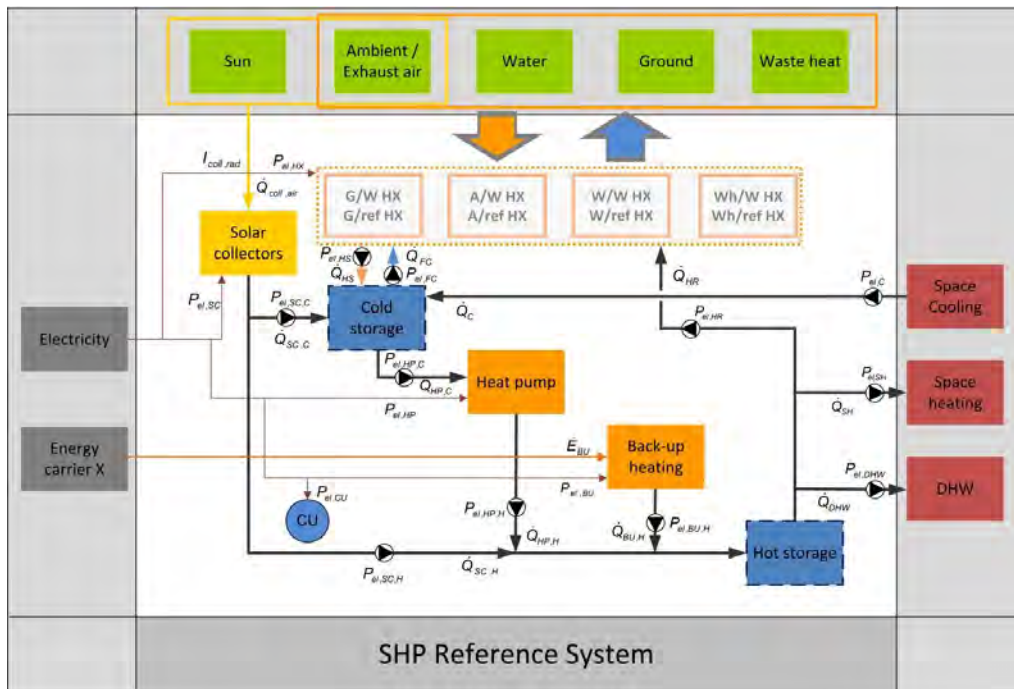


Abbildung 12: „SWP-Generic System“ für Heizung und Brauchwasser

Derzeit gibt es keine standardisierte Methode für die Leistungsprognose von SWP-Systemen beim Vorhandensein der Komponentencharakteristika und genormten Klimadaten, wie z.B. bei den Wärmepumpen (z.B. EN 14825, EN 15316-4-2) oder solarthermischen Systemen (z.B. EN 12976 oder EN 12977).

Die Definition verschiedener Systemgrenzen, welche im Zuge dieses Projekts erarbeitet wurden, können für unterschiedliche Kennzahlen herangezogen werden, welche jeweils unterschiedliche Zielgruppen adressieren. Eine Übersicht über die jeweilige Systemgrenze, den resultierenden Kennzahlen und die damit adressierte Zielgruppe gibt Tabelle 6. Die grafische Darstellung der unterschiedlichen Systemgrenzen zeigen die Abbildung 13 bis Abbildung 17 für das definierte Referenzsystem.

Tabelle 6: Überblick über die unterschiedlichen Systemgrenzen zur Leistungsbewertung von SWP Systemen

Systemgrenze	Zweck	Zielgruppe
<i>SHP+</i> : Gesamt Systembeurteilung inklusive Verteilsystem	Die Möglichkeit einer Energie, Ökonomie und Ökologie bezogene Auswertung des gesamten Systems - Gesamtenergiebilanz, gehandelt Energie, frei zur Verfügung stehende Energie, Emissionen usw.	Benutzer, politische Entscheidungsträger, statistische Auswertung
<i>SHP</i> : Gesamtsystembeurteilung, ohne Verteilsystem	Möglichkeit einer Energie, Ökonomie und Ökologie bezogenen Auswertung des Erzeugungssystems, ohne Verteilungssystem, das für unterschiedliche Anwendungen variieren	Hersteller, Planer, Installateure, Anwender, Förderinstitutionen, Entscheidungsträger

	kann. Vergleich zwischen verschiedenen Systemen und Technologien, Qualitätssicherung, Kennzeichnung	
<i>SHPbSt</i> : Beurteilung des Systems, ohne den Einfluss der Speicherverluste	Vor allem interessant für Systemanalyse - Speichermanagement	System- und Komponentenhersteller, Planer
<i>HP+HS</i> : Beurteilung der einzelnen Energieumwandlungseinheit, einschließlich der Wärmequelle der Wärmepumpe und die dafür erforderlichen Hilfsantriebe	Performance der einzelnen Einheit unter den gegebenen Umständen gibt Auskunft über die Effizienz jedes Subsystem und mögliche Verbesserungen	Komponenten- und Teilkomponente Hersteller, Planer und Installateure
<i>HP/SC/BU</i> : Performance der einzelnen Energieumwandlungseinheit selbst, ohne Einfluss der Hilfsenergie	Dies entspricht weitgehend der Energiebilanz die in den meisten Qualitätssicherungssystemen (sowohl für thermische Solarkollektoren und Wärmepumpen, z. B. Solar Keymark, EHPA Quality Label) verwendet wird. Im Vergleich mit anderen Kennzahlen, eine Analyse des Systems in Bezug auf Hilfsenergie.	System- und Komponentenhersteller, Planer, Installateure

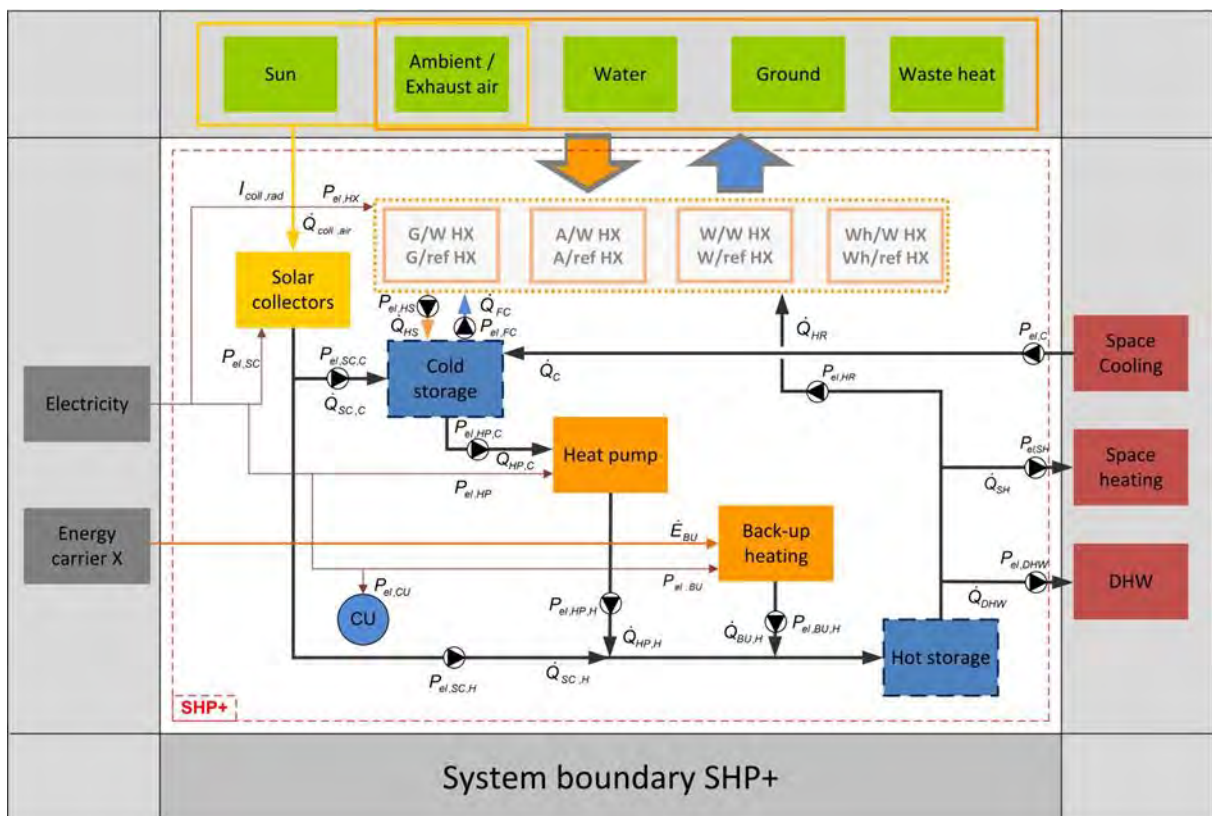


Abbildung 13: Systemgrenze SHP+, Solaranlage und Wärmepumpe inklusive Wärmeverteilsystem

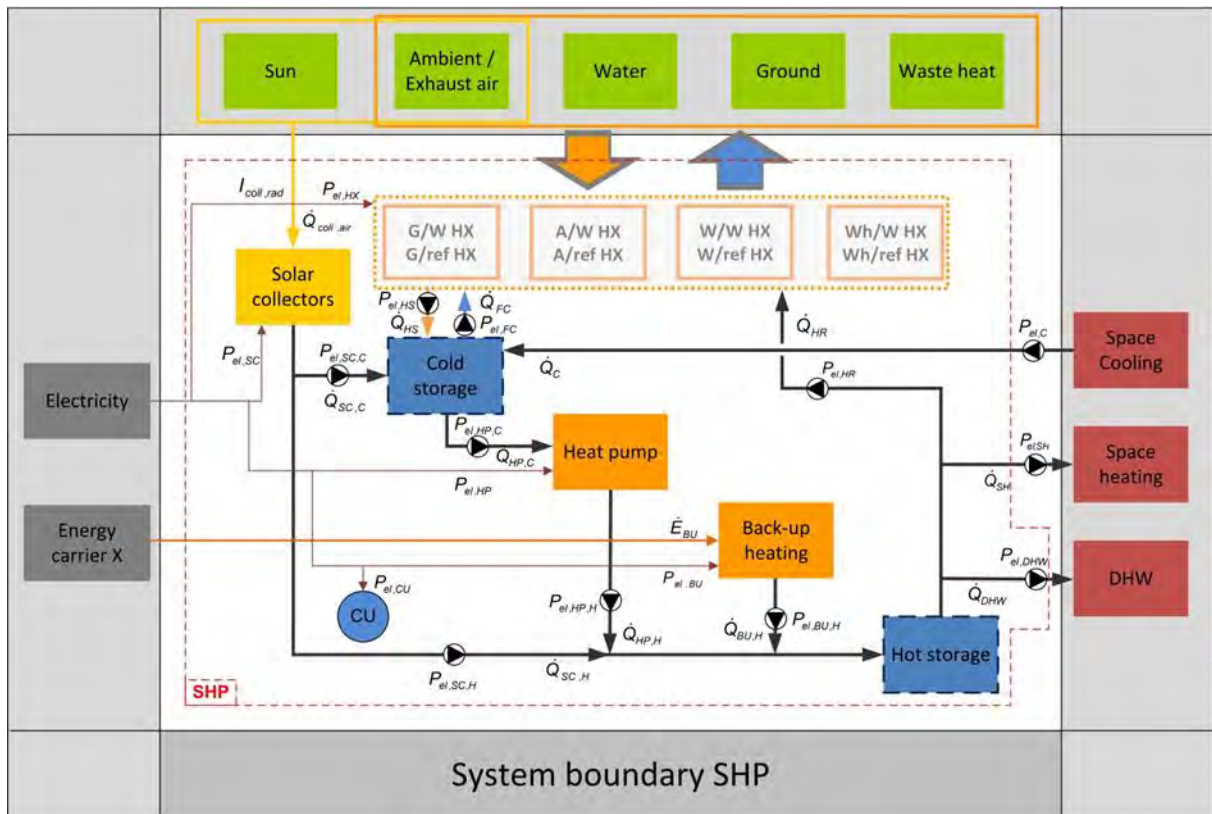


Abbildung 14: Systemgrenze SHP, Solaranlage und Wärmepumpe ohne Wärmeverteilsystem

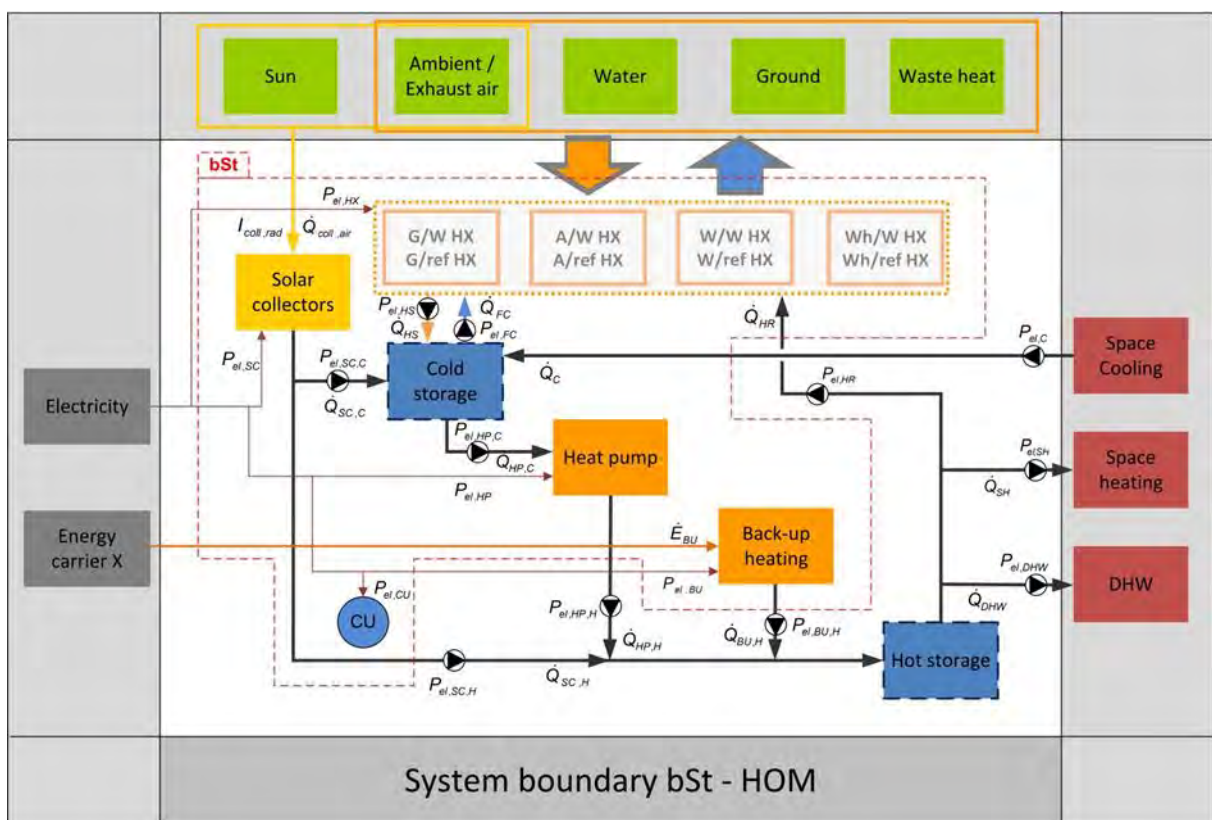


Abbildung 15: Systemgrenze bSt (before Storage) im Heizungsmodus, also ohne Speicherverluste

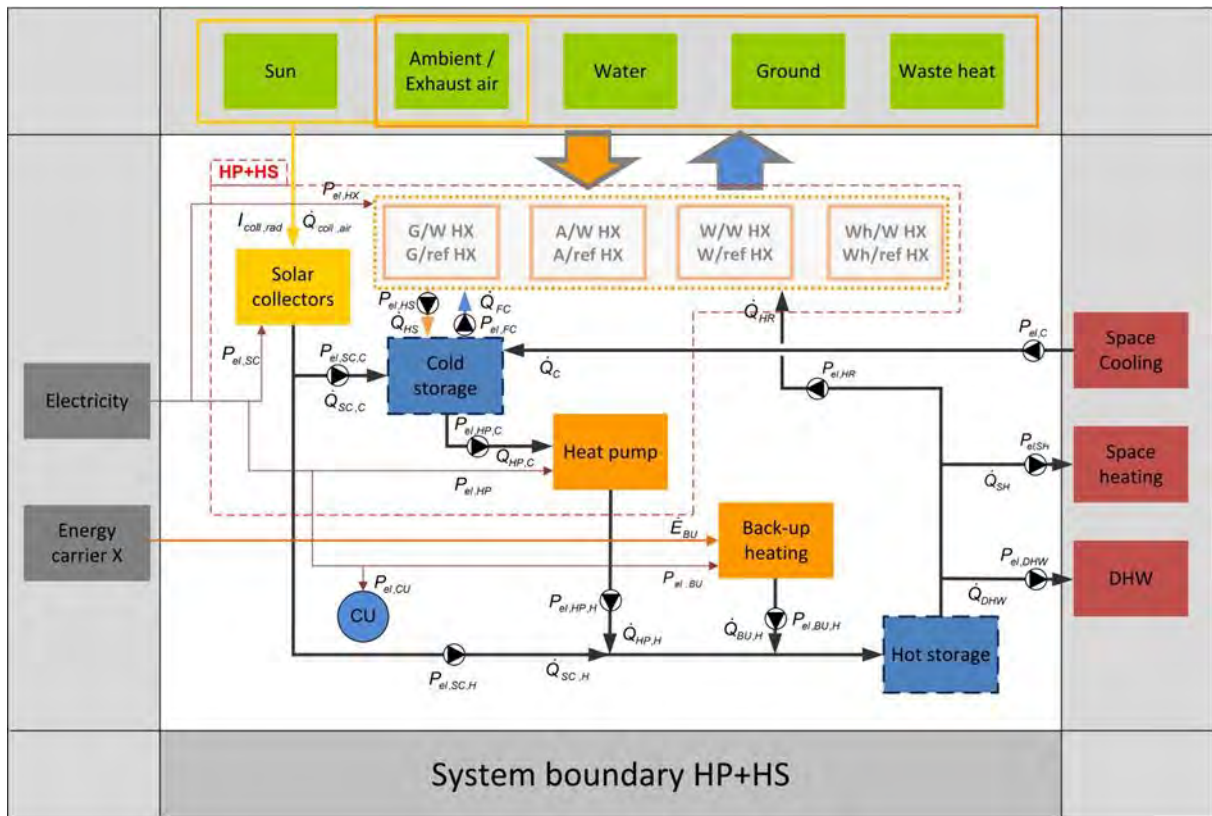


Abbildung 16: Systemgrenze HP+HS, also Wärmepumpe inklusive vollständige Wärmequellenanlage

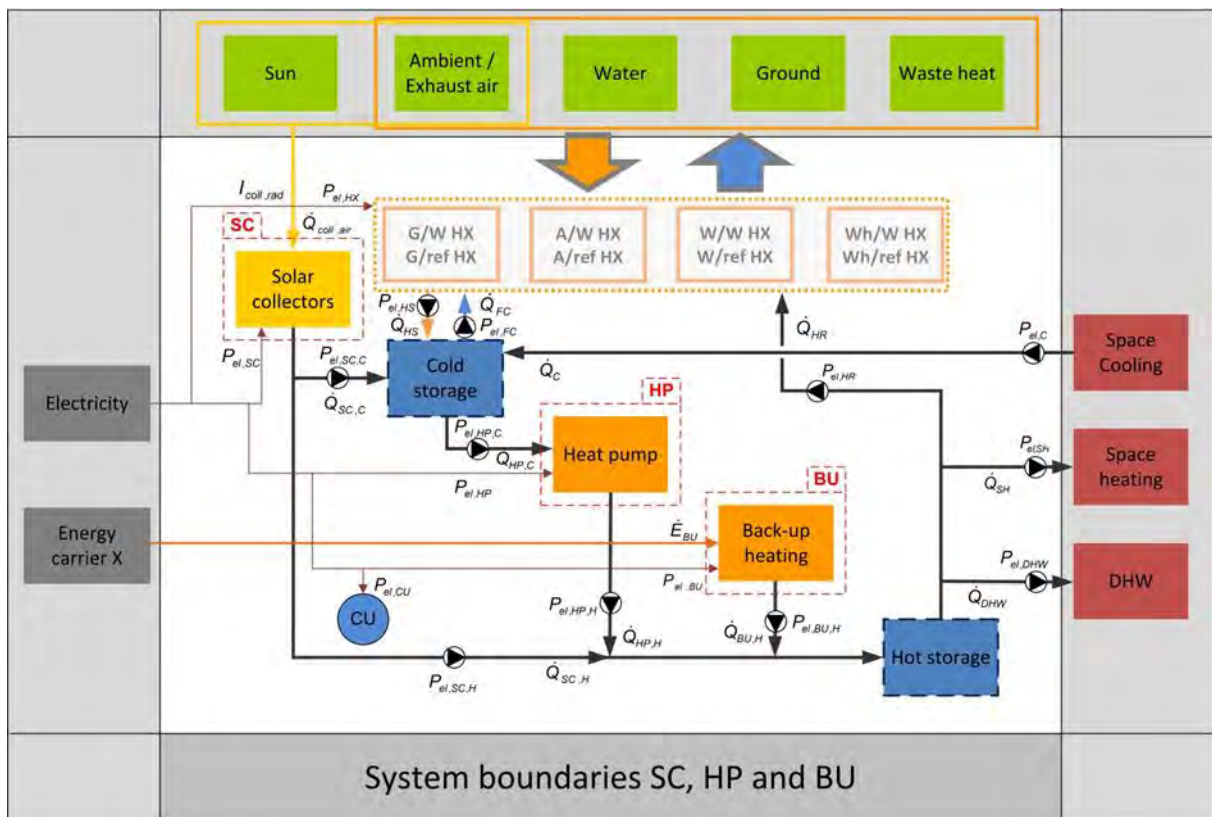


Abbildung 17: Systemgrenze HP / SC / BU, also um die jeweilige Komponente ohne Hilfsenergie (Wärmepumpe, Solarkollektor, Back-Up)

Weitere Kennzahlen welche im Task 44 entwickelt wurden, berücksichtigen Folgendes:

- Primärenergiebedarf
- Einsatz von Solarenergie an der gesamten Endenergie
- Einsparung gegenüber einer Alternative
- Treibhausschädigendes Potential
- Etc.

Diese weiteren Kennzahlen sind ebenfalls in Deliverable B1 dokumentiert.

Im Zuge der Arbeiten im Arbeitspaket 2 wurde ein einheitliches Schema zur Darstellung von Testergebnissen von Labortests ausgearbeitet (siehe Anhang 9.2.2). Im Task 44 / A38 wurden 13 verschiedene Systemtests an drei Instituten erfolgreich durchgeführt und gemäß der entwickelten Vorlage dokumentiert (zu finden in Deliverable B2 des IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38). Es wurden drei verschiedene Testverfahren angewendet, die modifizierte *bin Methode*, ein Test auf der Grundlage der EN255 -3 und fünf Tests nach der *concise cycle test* (CCT) Methode. Der Test mit der modifizierten *bin Methode* und die Prüfung anhand der EN255 -3 wurden auf dem gleichen SWP System durchgeführt. Der Vergleich der beiden Testmethoden zeigte eine gute Übereinstimmung in den Ergebnissen, obwohl die Randbedingungen etwas unterschiedlich waren. Der Test auf der Grundlage der EN255 -3 war zeitaufwendig und stark Abhängigkeit von den Wetterbedingungen. Daher ist der Test nach dieser Methode auch nicht mit den gleichen Bedingungen reproduzierbar. Für die modifizierte *bin Methode*, das auf einem TRNSYS Simulationsmodell basiert, muss man einige spezifische Experimente zur Parameteridentifikation durchführen. Die Testmethode CCT erwies sich als ein wertvolles Werkzeug sowohl für die Systementwicklung als auch für die Leistungsbewertung. Der Vorteil dieser Art von Systemtest ist, dass nicht ideale Einbindung von Komponenten und der Einfluss der Hydraulik und Steuerung unter transienten Betriebsbedingungen erkannt und genau bewertet werden können. Der Test liefert innerhalb von 12 Tagen Informationen zu allen Betriebsbedingungen, die während eines ganzen Jahres auftreten können, und ist damit viel schneller als Feldtest.

5.3 Arbeitspaket 3: Modellierung und Simulation:

5.3.1 Weiterentwicklung eines Simulationsmodells für Wärmepumpen für die Simulationsumgebung TRNSYS

Am Institut für Wärmetechnik wurde ein vom Institut für Solartechnik SPF (CH) erstelltes semi-physikalisches Simulationsmodell für Wärmepumpen weiterentwickelt. Die Berechnung des Kältemittelkreislaufes erfolgt über die jeweiligen Stoffdaten des Kältemittels, über ein Leistungs-Polynom für den Verdichter und Wärmetauscher-Kennwerte für den Verdampfer und Kondensator. Zusätzlich können mit diesem Wärmepumpenmodell zwei Verdampfer und zwei Kondensatoren in Serie (Luft/Sole) / (Desuperheater, Kondensator) betrachtet werden (vgl. Abbildung 18). Das Modell wurde im Rahmen der Projekte WRGpot (822244),

SolPumpEff (825546) und MacSheep (EU FP7) adaptiert und erweitert, so dass nun auch Wärmepumpen mit einem drehzahlgeregelten Kompressor und/oder einer Economizer-Schaltung (Dampfeinspritzung) simuliert werden können. Im Task 44 wurde das Modell in einem der Task-Meetings vorgestellt sowie im Report C2 dokumentiert.

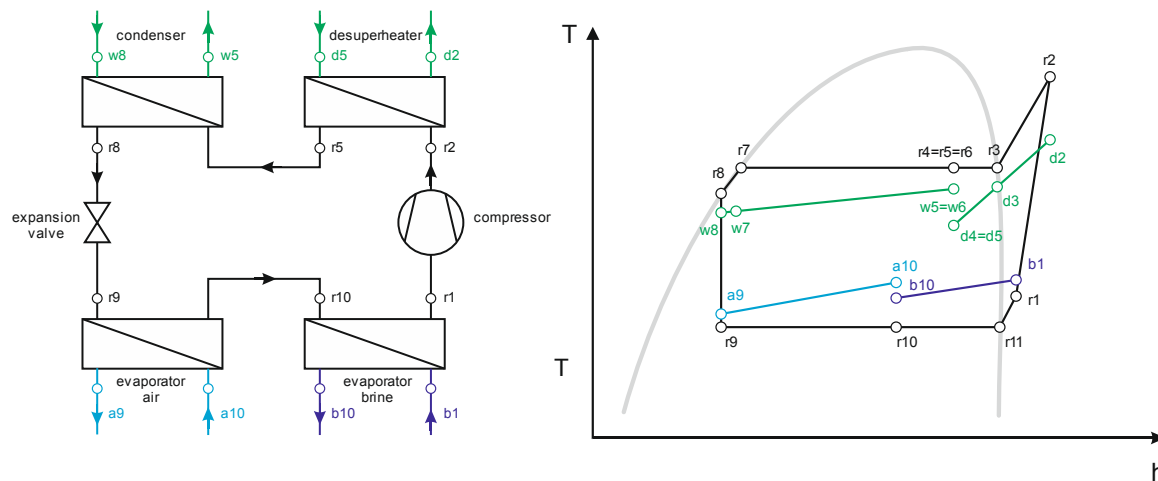


Abbildung 18: Links: Schema eines exemplarischen Wärmepumpenkreislaufs mit allen Wärmetauschern, die im Modell berücksichtigt werden können (außer Economizer); Rechts: Kältemittelkreislauf im Th-Diagramm

5.3.2 Simulationsarbeiten im Projekt WRGpot

Im Rahmen des Projekts „WRGpot- Wärmerückgewinnung aus Abwasser im Niedrigenergie- und Passivhaus: Potenzial und Konzepte in Kombination mit Solarthermie und Wärmepumpe“ wurden am Institut für Wärmetechnik Wärmeversorgungskonzepte auf Basis von kombinierten Wärmepumpen-Solaranlagen mit Abwasserwärmerückgewinnung (AWR) mit Hilfe von Simulationen (TRNSYS) analysiert und bewertet. Dabei wurden insbesondere Systeme, die als Wärmequelle für die Wärmepumpe Solarwärme und Abwasser - ohne konventionelle Wärmequelle (Erdreich oder Außenluft) - verwenden, untersucht. Die durchgeführten Arbeiten zeigen, dass derartige Systeme bei Gebäuden mit einem sehr niedrigen Wärmebedarf eine gute energetische Performance erreichen können. Die Systemeffizienz ist dabei stark vom Klima des jeweiligen Standorts bzw. vor allem von der Solarstrahlung im Winter abhängig. Eine Wärmerückgewinnung aus dem Abwasser ist hier besonders interessant, weil das Warmwasser bei Niedrigenergie-Gebäuden einen relativ hohen Anteil am Gesamtwärmebedarf einnimmt und das Abwasser in den kalten Monaten des Jahres eine zusätzliche Wärmequelle für das System darstellt.

Die Ergebnisse aus WRGpot sind detailliert im publizierbaren Endbericht des Projekts (Heinz et al., 2012) dokumentiert und sind auch im Report C3, Annex H des Task 44 (Haller et al., 2013a) eingearbeitet worden (siehe Anhang 9.3.2).

5.3.3 Simulationsarbeiten im Projekt SolPumpEff

Im Projekt „SolPumpEff: Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpen-anlagen“ wurden vom Institut für Wärmetechnik Simulationsmodelle für vielversprechende Konzepte entwickelt sowie darauf aufbauend verschiedene Wärmebereitstellungssysteme hinsichtlich ihrer energetischen Effizienz durch dynamische Anlagensimulationen mit der Software TRNSYS verglichen. Neben reinen parallelen Systemen wurden auch integrierte Systeme, bei denen Solarwärme auch am Verdampfer der Wärmepumpe verwendet wird, betrachtet. Als Solar-Kollektoren wurden einerseits selektiv beschichtete, abgedeckte Flachkollektoren, andererseits aber auch unabgedeckte, ebenfalls selektiv beschichtete, Kollektoren angenommen.

Für die Simulationen wurden hinsichtlich des Gebäudes die Randbedingungen des Task 44 (Haller et al. 2013b) verwendet, in dem ein Einfamilienhaus (SFH) mit drei verschiedenen Dämmstandards definiert wurde (Heizwärmebedarf 15, 45 und 100 kWh/m²a am Standort Straßburg). Auch der Warmwasserbedarf bzw. ein Zapfprofil wurde aus dem Task 44 übernommen. In SolPumpEff wurde das Klima Graz verwendet, es wurden aber für den Task 44 alle Simulationen nochmals mit dem Klima Straßburg durchgeführt, welches im Task als Randbedingung definiert wurde, um die Ergebnisse der Simulationsarbeiten aller im Task im Bereich Simulation tätigen Gruppen vergleichen zu können. Die hier dargestellten Ergebnisse wurden mit dem Klima Graz ermittelt.

Beschreibung der untersuchten Systeme

Im diesem Bericht werden die Ergebnisse für solare Kombisysteme mit Wärmepumpe bei SFH45 vorgestellt. Die Ergebnisse, die für Holz-Pellet- und Gaskessel-Systeme sowie für die anderen beiden Referenzgebäude ebenfalls erarbeitet wurden, sind im Endbericht des Projekts SolPumpEff detailliert dokumentiert (Vukits et al., 2013) und auch im Report C3, Annex G des Task44 (Haller et al., 2013c) dargestellt.

Tabelle 7: Simulationsparameter für SFH45

		SFH45
Wärmebedarf für Warmwasserbereitung	[kWh/a]	2076
Heizwärmebedarf	[kWh/a]	6405
Gebäudeheizlast	[kW]	4,86
Leistung WP, E-Patrone	[kW]	5,36

System 1: Luft-WP-System

Hier wird für die Wärmebereitstellung eine Luft/Wasser-Wärmepumpe (L/W-WP) verwendet, die so ausgelegt wurde, dass die berechnete Gebäudeheizlast (siehe Tabelle 7) bei einer Außenlufttemperatur von 2 °C und einer Heizwasser-seitigen Austrittstemperatur von 35 °C abgedeckt werden kann. Da mit sinkender Verdampfungstemperatur die Leistung der WP sinkt, ist zusätzlich eine elektrische Heizpatrone installiert, damit der Rest-Wärmebedarf (ca. 4 %) abgedeckt werden kann (bivalentes System). Die gleiche Auslegung wurde auch für alle

anderen betrachteten L/W-WP-Systeme verwendet. Ein Hydraulikschema des Systems ist links in Abbildung 19 dargestellt.

System 2: Paralleles Solar-L/W-WP-Kombisystem

Hier wird die L/W-WP durch eine Solaranlage unterstützt, wobei der Pufferspeicher durch die Solaranlage und die WP „parallel“ beladen wird (siehe Abbildung 19). Zusätzlich ist eine E-Patrone zur Abdeckung der Restwärme im Speicher installiert. Bei der Solaranlage werden selektiv beschichtete, abgedeckte Flachkollektoren verwendet.

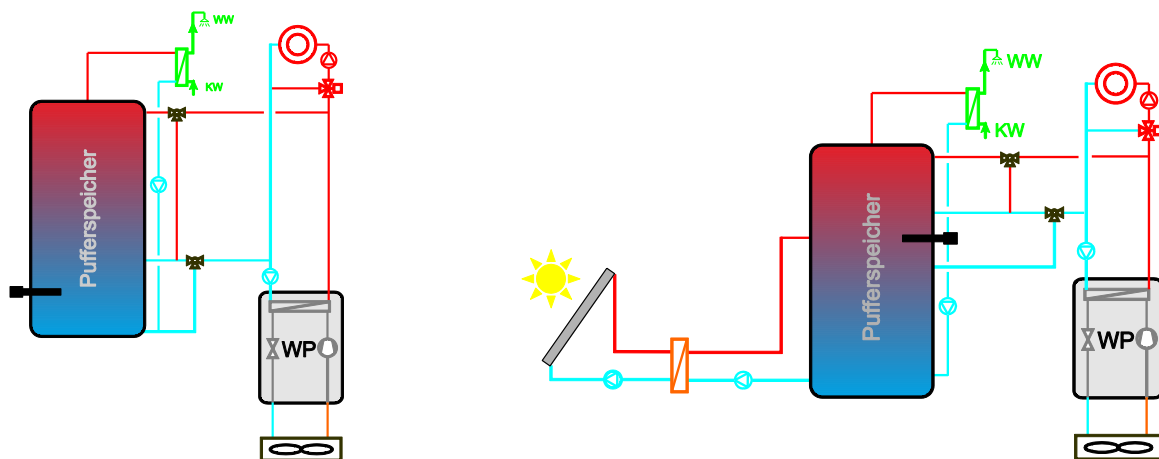


Abbildung 19: Links: Hydraulikschema System 1, rechts: System 2

System 3: Unabgedeckte Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Hier wird die thermische Solaranlage zusätzlich zur direkten Pufferbeladung auch als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet. Das Kollektorfeld besteht aus selektiv beschichteten, unabgedeckten Kollektoren. Diese können in Verbindung mit einer Wärmepumpe wie ein Außenluftwärmetauscher arbeiten, also der Außenluft Wärme entziehen, wenn keine oder nur wenig Solarstrahlung zur Verfügung steht. Die Kollektoren sind über einen Sole-Kreislauf mit dem Verdampfer der Wärmepumpe (Plattenwärmetauscher) verbunden. Wird an der Absorber-Oberfläche die Taupunkt-Temperatur der umgebenden Außenluft unterschritten, wird nicht nur sensible sondern auch latente Wärme von der Luft an das Wärmeträgermedium übertragen. Regelungstechnisch hat hinsichtlich der Verwendung der Solaranlage die Wärmepumpe gegenüber der direkten Pufferbeladung Vorrang, da die Kollektoren die einzige Wärmequelle für die Wärmepumpe darstellen. Das Hydraulikschema entspricht – abgesehen vom zusätzlichen Eisspeicher – jenem von System 4, das in Abbildung 5 dargestellt ist. Die Sole-WP wurde so ausgelegt, dass die berechnete Gebäudeheizlast (siehe Tabelle 7) bei einer Soleeintrittstemperatur von 0 °C und einer heizwasserseitigen Austrittstemperatur von 35 °C abgedeckt werden kann.

System 4: Unabgedeckte Kollektoren und Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe

Dieses System unterscheidet sich zu System 3 dadurch, dass zusätzlich ein Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe vorhanden ist (siehe Abbildung 20). Auch hier werden unabgedeckte, selektiv beschichtete Kollektoren verwendet. Eine direkte Beladung des Pufferspeichers durch die Solaranlage bei gleichzeitigem Betrieb der Wärmepumpe über den Eisspeicher ist möglich, im Gegensatz zu System 3, bei dem nur der Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe vorhanden ist.

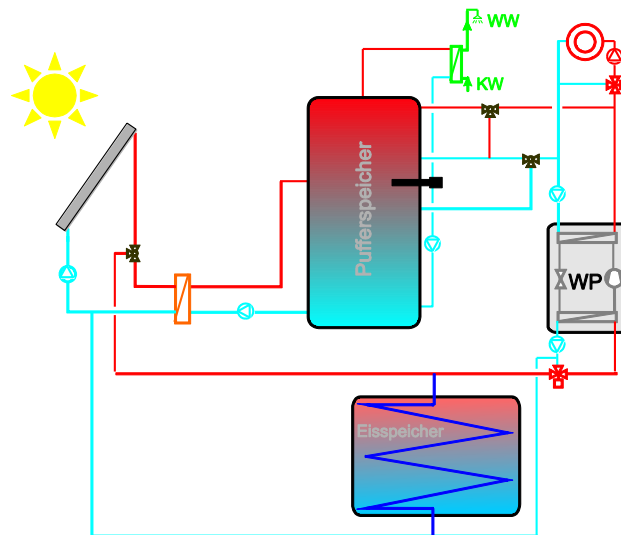


Abbildung 20: Hydraulikschema System 4

System 5: System 2 mit zusätzlicher Vorwärmung der Luft über die Solaranlage

Der Aufbau dieses Systems entspricht im Wesentlichen jenem von System 2. Zusätzlich ist aber die Nutzung von Solarwärme zur Vorwärmung der dem Verdampfer zugeführten Außenluft möglich (vgl. Abbildung 21). Die Vorwärmung erfolgt über einen Wärmetauscher, der dem eigentlichen Verdampfer luftseitig vorgeschaltet und an den Solekreis der Solaranlage angeschlossen ist. Damit soll bei niedriger Einstrahlung eine Vorwärmung der Außenluft und somit eine Effizienzsteigerung durch eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur ermöglicht werden.

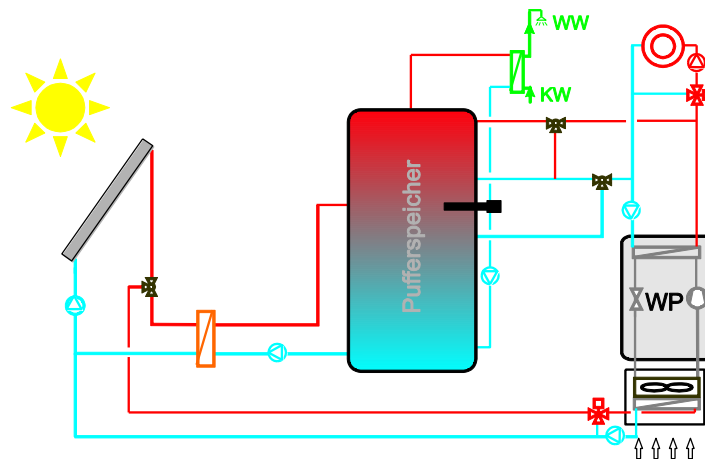


Abbildung 21: Hydraulikschema System 5

Simulationsergebnisse

In Tabelle 8 sind die wichtigsten Anlagenparameter und Simulationsergebnisse der beschriebenen Systeme zusammengefasst. Beim Vergleich der Systeme 1 und 2 zeigt sich, dass durch die Einbindung einer thermischen Solaranlage (14 m²) der SPF_{SHP+,pen} (SPF Gesamtsystem) beim SFH45 von 2,55 auf 3,65 erhöht wird. Der SPF_{HP} wird durch die Einbindung der Solaranlage etwas schlechter. Der Gesamtstromverbrauch der Anlage aber wird um ca. 30 % gesenkt.

Tabelle 8: Simulationsparameter für SFH45

		Anlagenkonfiguration			Ergebnisse				
		Kollektor- fläche m ²	Pufferspeicher- volumen m ³	Eisspeicher- volumen m ³	SPF _{SHP+,pen}	SPF _{HP}	SD*	W _{el,tot} * kWh	W _{el,E-Patrone} * kWh
Gebäude SFH 45	System 1	-	0.3	-	2.55	3.25	-	3327	274
	System 2	14	1	-	3.65	3.04	55.3	2317	285
	System 3	30	1	-	3.53	3.37	47.9	2401	485
	System 4	30	1	0.6	3.56	3.55	45.5	2385	492
	System 5	14	1	-	3.68	3.10	54.6	2298	275

* SD ... solarer Deckungsgrad
W_{el,tot} ... Gesamtstromverbrauch des Systems
W_{el,E-Patr} ... Stromverbrauch der El. Heizpatrone

Die Simulationsergebnisse für das System 5 zeigen, dass unter den verwendeten Randbedingungen durch die Luftvorwärmung eine Verringerung des elektr. Energiebedarfs W_{el,tot} gegenüber der Variante mit reinem Parallelbetrieb (System 2) von 1-2 % erreicht werden kann. Die Verbesserung ergibt sich in erster Linie durch eine etwas höhere Jahresarbeitszahl SPF_{WP}, die durch die Luftvorwärmung zustande kommt. Insgesamt lässt sich festhalten, dass das Effizienzsteigerungs-Potential dieses Systems unter den angenommenen Randbedingungen klein ist.

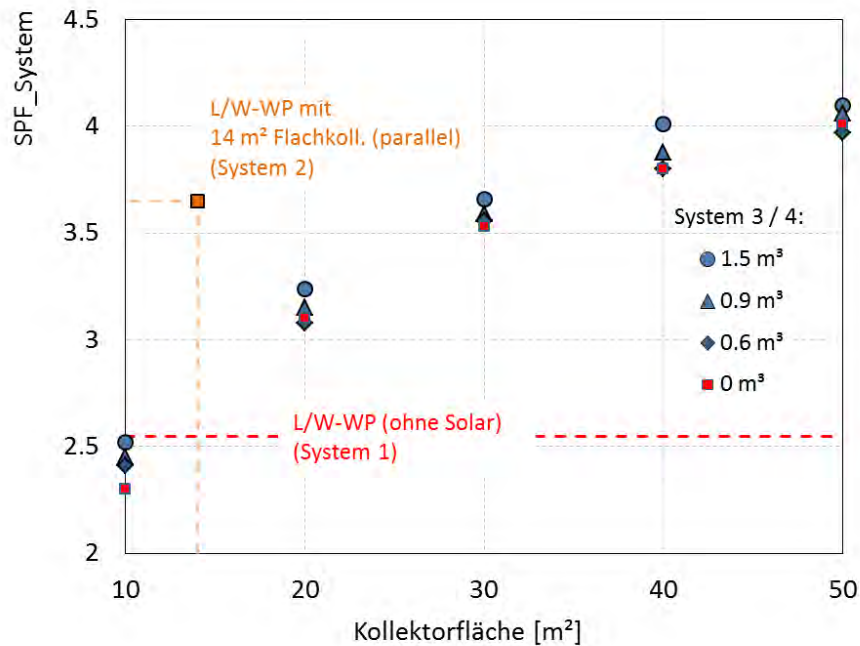


Abbildung 22: $SPF_{SHP+,pen}$ abhängig von Kollektorfläche und Eisspeicher-Volumen für System 3 & 4 im Vergleich zu System 1 & 2

In Abbildung 22 wurden bei den Systemen 3 und 4 die Kollektorfläche und das Eisspeichervolumen variiert. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass bei einer Verdoppelung der Kollektorfläche bei System 3 (30 m² ungedeckte Kollektoren) die Systemeffizienz von System 2 (14 m² abgedeckte Kollektoren, Parallel-Betrieb) annähernd erreicht wird. Die Einbindung eines zusätzlichen Eisspeichers bewirkt unter den angenommenen Randbedingungen eine geringfügige Erhöhung der Systemeffizienz.

5.3.4 Zusätzliche Simulationsarbeiten im Rahmen des Projekts 843157

Im Rahmen der Zusatzfinanzierung für die Teilnahme am Task 44 (Projekt 843157) wurden vom Institut für Wärmetechnik nach Absprache mit dem Subtaskleader des Subtask C weitere Simulationen durchgeführt. Dabei wurden Berechnungen mit einem alternativen Klimadatensatz und einer zusätzlichen hydraulischen Schaltung für Systeme ohne Solaranlage durchgeführt. Diese Ergebnisse sind im Report C3, Annex G des Task 44 dokumentiert (siehe Anhang 9.3.1).

Exemplarisch ist hier der Vergleich zwischen einem Einspeicher- und einem Zweispeicher-System dargestellt (siehe Abbildung 23). Beim linken System ist der Speicher in ein oberes Warmwasser- und ein unten liegendes Heizungsvolumen aufgeteilt, so wie es bei allen oben betrachteten Systemen der Fall ist. Im System rechts in der Abbildung ist ein separater Heizungsspeicher mit einem Volumen von 100 Liter installiert, wobei das Gesamtvolumen das gleiche ist wie beim Einspeichersystem (300 Liter).

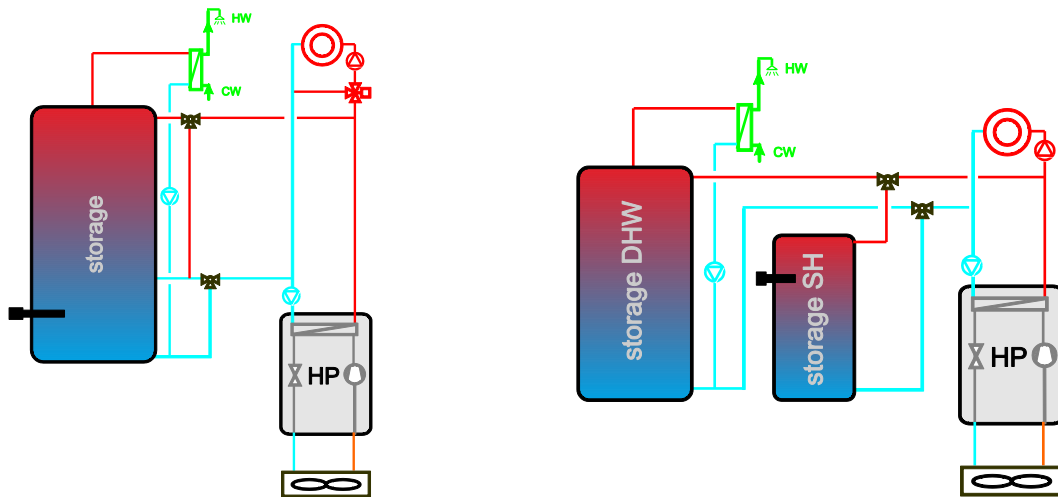


Abbildung 23: Links: Einspeicher-System, Rechts: Zweisppeicher-System

Die Ergebnisse sind in Abbildung 24 dargestellt. Es zeigt sich, dass die System-Jahresarbeitszahl $SPF_{SHP+,pen}$ beim Einspeicher-System etwas höher bzw. der Stromverbrauch etwas niedriger ist. Dies lässt sich damit begründen, dass die Speicherverluste beim Zweispachersystem aufgrund der größeren Speicheroberfläche etwas höher sind als beim System mit nur einem Speicher mit gleichem Volumen. Voraussetzung dafür ist eine gute Temperaturschichtung im Speicher, wie sie für die Simulationen angenommen wurde.

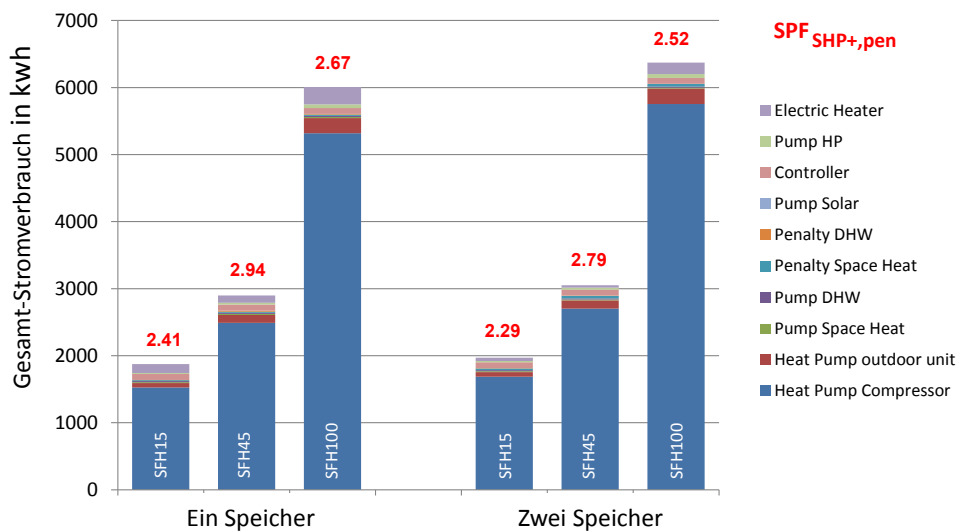


Abbildung 24: Vergleich zwischen Einspeicher- und Zweisppeicher-System für SFH15, 45 und 100, Klima Straßburg

Im vom ASiC bearbeiteten Projekt Monolith wurde eine Kombination eines sowohl luft- als auch wassergeführten solarthermischen Kollektors mit einer Luft-Wärmepumpe behandelt, welche konstruktiv in einer gebäudeexternen Heat Unit untergebracht ist. Im Rahmen dieses Projektes wird die Kombination eines Hybridkollektors mit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe vorgestellt, das sich durch eine ganzheitliche Regelungstechnik auszeichnet. Dabei werden die in Vorprojekten bereits entwickelten Komponenten auf den gegebenen Anwendungsfall adaptiert und zu einem Gesamtsystem kombiniert. Die Reglerentwicklung dieses Kombisystems geschah mit in den meisten industriellen Branchen bereits üblichen Methoden des simulationsbasierten Rapid-Prototyping.

Das Simulationsmodell wurde in EES³ umgesetzt und basiert auf Massen-, Stoff- und Energiebilanzen. Diese modellierte Komponente wurde als Bündel von statischen Kennlinienfeldern in das Programmpaket Matlab/Simulink⁴ konvertiert, wo anschließend das dynamische Verhalten des Gesamtsystems untersucht wurde. Die Verwendung von statischen Kennfeldern bei dynamischen Betrachtungen ist in diesem Fall zulässig, weil der Schwerpunkt der dynamischen Simulation auf der Analyse von Jahresenergieerträgen liegt. Es ist aber zu beachten, dass dieses dynamische Modell nur bedingt geeignet ist, transiente Vorgänge in einzelnen Komponenten abzubilden, um Verbesserungen im dynamischen Regelungsverhalten zu erzielen – der Schwerpunkt lag in der hinreichend genauen Wiedergabe von statischen Energieflüssen im Gesamtsystem.

Das Modell verlangt als Vorgabe quellenseitig die Eintrittstemperatur der Luft bzw. der Sole in die Verdampfer bzw. senkenseitig die Eintrittstemperatur des Wassers und die zugehörigen Volumenströme. Kältemittelseitig sind das Hubvolumen des Verdichters und die prozentuelle Aufteilung des Kältemittelmassenstroms auf die Luftverdampfer bzw. den Solarverdampfer vorzugeben (Solar Boost). Die daraus resultierenden Zustandspunkte des Kältemittels, die Leistungen an den Wärmeüberträgern, die elektrische Leistungsaufnahme des Verdichters und die Leistungszahl können somit berechnet werden. Um dies zu erreichen, waren einige Vereinfachungen und Annahmen zu treffen (Unterkühlung des Kältemittels im Verdampfer, Wirkungsgrade des Verdichters, Wärmeübertragungs- Koeffizienten).

Abbildung 25 zeigt beispielsweise ein Kennfeld für eine Senktemperatur von 40°C, das bei der Modellbildung erzeugt wurde.

³ EES, Engineering Equation Solver V8.659, F-Chart Software, Madison, Wisconsin, USA, 2011

⁴ Matlab/Simulink, Matrix Laboratory R2008a, The Mathworks Inc., Natick, Massachusetts, USA, 2008

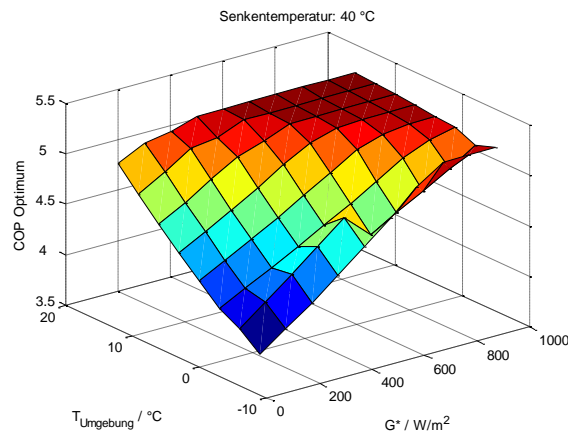


Abbildung 25: Kennfeld COP Gesamtsystem

Durch den Prozess des Rapid-Prototyping, siehe Abbildung 14, der auch als „Hardware-in-the-loop HIL“ in der Literatur bekannt ist, wurde das zu regelnde System als mathematisches Modell in einer Simulationsumgebung Matlab/Simulink und mit Unterstützung der Toolbox „Carnot-Blockset“ abgebildet. Auf Basis des Simulationsmodells konnte ein energieoptimaler Regler gefunden werden:

Der spezifische Solarertrag der Heat Unit konnte im Einsatzfall Versorgung eines Einfamilienhauses in Würzburg (IEA Task44/ Annex38 Rahmenbedingungen) mit 500 kWh/m² simuliert werden.

Die unter denselben Rahmenbedingungen erreichbare Jahresarbeitszahl SPF SHP+ konnte mit 3,5 simuliert werden. Dieser Wert beinhaltet als Energieertrag auch den Hybridkollektor. Beim elektrischen Aufwand sind alle elektrischen Verbraucher inkl. Heizkreisverteilterpumpen berücksichtigt. Der SPF HP liegt bei 4,1 (Betrachtung nur des Wärmepumpenaggregates).

Das aufgebaute Systemkonzept erscheint hinsichtlich zu erwartender Systemkosten und Installationsfreundlichkeit (hoher Vorfertigungsgrad, Vermeidung von Installationsfehlern) vielversprechend

Die Ergebnisse konnten allerdings in der Projektlaufzeit mittels Systemvermessung nicht mehr überprüft werden. Dies betrifft das Erreichen von (Jahres-) Energieerträgen sowie das Einhalten von physikalischen Grenzwerten.

5.4 Bereits veröffentlichte Ergebnisse

Eine vollständige Liste aller Veröffentlichungen aus dem Task 44 findet man unter <http://task44.iea-shc.org/publications>.

Die Inhalte aus dem österreichischen Vorhaben im Task wurden auch im Rahmen der Vorträge und Poster an folgenden nationalen und internationalen Veranstaltungen präsentiert:

- [1] Vortrag über die Aktivitäten im Task 44 im Rahmen des „Infotags für Wärmepumpenhersteller“, Wien, 7. September 2010

- [2] Vortrag über die SWP-Systeme im Rahmen des „Weiterbildungstags für zertifizierte WärmepumpeninstallateurInnen“, Wien, 22. März 2011
- [3] Vortrag über den Status der Entwicklung von Leistungskennzahlen im Subtask B auf dem IEA SHC Task 44-45 / HPP Annex 38 Workshop im Rahmen der “Energy Thinking Days”, Barcelona, Spanien, 6. April 2011
- [4] Lerch, W., Heinz, A., Fink, C., Breidler, J., Wagner, W. (2011): Kombination Solarthermie / Wärmepumpe inkl. Abwasser - Wärmerückgewinnung (AWR). 21. Symposium Thermische Solarenergie, 11.-13.05.2011, Bad Staffelstein, DE, Tagungsband S. 342 - 347
- [5] Zeitungsartikel: Projektvorstellung Task44 und SolPumpEff im Umfang von einer Seite mit dem Titel „Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen“, EE - Erneuerbare Energie, 2011-2
- [6] Implementierung aktueller Inhalte in die Lehrveranstaltung „Solare Energieversorgungssysteme 3“ im Master Studiengang Ökoenergietechnik an der Fachhochschule Wels
- [7] Lerch, W., Heinz, A. (2011): Kombination von Solarthermie und Wärmepumpe inkl. Abwasserwärmerückgewinnung. RENEXPO AUSTRIA 2011, 3. Österreichisches Wärmepumpen Forum. Salzburg am 24.11.2011
Heinz, A., Lerch, W. (2012): Kombination Solarthermie / Wärmepumpe inkl. Abwasserwärmerückgewinnung: Energetische Bewertung verschiedener Systeme durch dynamische Anlagensimulationen. 22. Symposium Thermische Solarenergie, 09.-11.05.2012, Bad Staffelstein, DE, Tagungsband S. 182 – 183
- [8] Heinz, A., Lerch, W. (2012): Kombination Solarthermie / Wärmepumpe inkl. Abwasserwärmerückgewinnung: Energetische Bewertung verschiedener Systeme durch dynamische Anlagensimulationen. 22. Symposium Thermische Solarenergie, 09.-11.05.2012, Bad Staffelstein, DE, Tagungsband S. 182 – 183
Poster mit dem Titel
- [9] Heinz A., Lerch W., Thür A., Vukits M. (2012): Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen; 22. Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, 9. bis 11. Mai 2012, Bad Staffelstein.
- [10] Poster mit dem Titel „Heat Unit „Monolith“ - Effizienzsteigerung einer Wärmepumpe durch Kombination mit einem luft- und wassergeführten thermischen Hybrid-Sonnenkollektor“, am 22. Symposium thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Deutschland, 9. Bis 11. Mai 2012.
- [11] ASIC: Vortrag auf der bmvit Veranstaltung, Highlights der Energieforschung, erneuerbares Heizen und Kühlen: Kombinierte Solarthermie und Wärmepumpensysteme
- [12] Zeitungsartikel: Projektvorstellung Task 44 und SolPumpEff im Umfang von einer Seite mit dem Titel „Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen“, EE - Erneuerbare Energie, 2011-2

- [13] Vortrag "Current Work on Performance Evaluation of Solar Thermal and Heat Pump Hybrid Systems within IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 and IEE QAIST Projects" auf der "5th European Solar Thermal Energy Conference", 2011, Marseille, Frankreich
- [14] H. Focke: „Solarsysteme in Kombination mit Wärmepumpen“. Leitung eines Workshops im Energiebezirk Freistadt am 7. Juli 2011.
- [15] H. Focke: „Kombinierte Solarthermie und Wärmepumpensysteme“. Vortrag bei einer Veranstaltung des bmvit, Highlights der Energieforschung, 19. April 2012, Wien
- [16] G. Steinmaurer, „Heat Unit „Monolith“ - Effizienzsteigerung einer Wärmepumpe durch Kombination mit einem luft- und wassergeführten thermischen Hybrid-Sonnenkollektor“. – 22. Symposium Thermische Solarenergie, 9.-11.Mai 2012 Bad Staffelstein
- [17] Thür A., Vukits M. Heinz A., Lerch W., (2012): „Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen“; 22. Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, 9.-11. Mai 2012, Bad Staffelstein.
- [18] N. Wurm (2012): „Primärenergetische und wirtschaftliche Betrachtung solarer Kombi-Anlagen mit Wärmepumpen“, Masterarbeit, Fachhochschul Masterstudiengang Nachhaltige Energiesysteme, Fachhochschulstudiengänge Burgenland, Pinkafeld.
- [19] Thür A., Vukits M., Becke W., (2012): „Ein Jahr Feldmessung von fünf Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen; 10. Internationale Konferenz für thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf SOLAR 2012, 12.-14. September 2012, Gleisdorf.
- [20] Lerch W., Heinz A. (2012): Solare Wärmepumpen – Kombianlagen inkl. Abwasserwärmerückgewinnung: Energetische Bewertung durch dynamische Anlagensimulationen in TRNSYS; 10. Internationale Konferenz für thermische Solarenergienutzung, Gleisdorf SOLAR 2012, 12.-14. September 2012, Gleisdorf
- [21] S. Odorfer (2013): „Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpen – Primärenergetische und Wirtschaftliche Betrachtung“, Masterarbeit am Studiengang für Nachhaltige Energiesysteme, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland
- [22] Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W. (2013): „Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme“; 23. Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, 24.-26. April 2013, Bad Staffelstein.
- [23] Lerch W., Heinz A. (2013): Simulationstechnische Bewertung innovativer Solar-Wärmepumpenkombianlagen; 23. Symposium Thermische Solarenergie, OTTI, 24.-26. April 2013, Bad Staffelstein.
- [24] Vukits M., et.al (2013): Potential der Kombination von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen - Erfahrungsbericht aus einem Forschungsprojekt, ee - Erneuerbare Energie, 2013-3, Arbeitsgemeinschaft Erneuerbare Energie

- [25] Steinmann H.C. (2013): Wärmepumpen + Solarthermie - Eine Frage der Einstellung, a3B:Tec, 6/1013, a3Verlag
- [26] Lerch W., Heinz A., Heimrath R. (2013): Evaluation of combined solar thermal heat pump systems using dynamic system simulations. SHC Conference 2013, Freiburg, Germany, 23.-25. Sept. 2013
- [27] Lerch W., Heinz A., Heimrath R. (2013): Direct use of solar energy as heat source for a heat pump in comparison to a conventional parallel solar air heat pump system. Internationaler Kongress e-nova, Pinkafeld, 15. - 16. Nov. 2013
- [28] B. Windholz, A. Zottl, C. Fink: Solarthermische Großanlagen kombiniert mit Wärmepumpen; Vortrag: 12. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie, Neumarkt i. d. Opf.; 19.03.2013 - 20.03.2013; in: "12. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie", Ostbayerisches Technologie-Transfer-Institut e. V. (OTTI), Regensburg (2013), ISBN: 978-3-943891-12-6; S. 50 - 57.
- [29] B. Gerardts, M. Hartl, S. Putz: IP-Solar - Development of an intelligent web-based Monitoring-Tool for Solar thermal and heat pump systems, 23. Symposium Solar Thermal Energy, Bad Staffelstein, 2013
- [30] Pärish, P., Malenković, I., Hartl, M., Bertram, E., Tepe, R., Rockendorf, G., 2013, Effizienz oder Effektivität? Kennzahlen für die Bewertung von Solar-Wärmepumpensystemen. 23. Symposium Thermische Solarenergie, 24.-26.04.2013, Kloster Banz, Bad Staffelstein, Deutschland, OTTI e.V., Regensburg, ISBN: 978-3-943891-10-2
- [31] Michael Hartl, Ground coupled heat pumps – state of the art, potentials for optimization, implementation and experiences, GEOTABS – International Symposium 2013, 2013-22-01, Hannover

5.5 Noch zu veröffentlichende Ergebnisse

Folgende wichtige Veröffentlichungen sind im Laufe des Jahres 2014 geplant:

- [1] Handbuch „Solar and Heat Pump Systems“
- [2] Deliverables des IEA SHC Task 44 / Annex 38

6 Vernetzung und Ergebnistransfer

Besonders relevant sind die Ergebnisse des Projekts für folgende Zielgruppen:

- Unabhängige oder öffentliche Institutionen (Branchenverbände) um die Möglichkeit der qualitativ hochwertigen Kombination von Solarenergie & Wärmepumpe und das Potential zur Energieeinsparung auch für die Endkunden aufzuzeigen.
- Prüfstellen unter Einverständnis der Komponentenhersteller, um ein Prüflabel (Solar & Wärmepumpen- Keymark) zu etablieren.
- Komponentenhersteller, um sowohl passende solarthermische Komponenten, als auch Bauteile für die Wärmepumpe weiter zu entwickeln.
- Universitäten, Fachhochschulen, technische Lehranstalten und Berufsschulen um Überzeugungsarbeit leisten zu können.
- Die österreichischen Solarunternehmen bzw. HLK-Großhändler als Systemanbieter, Hersteller von Wärmepumpen sowie Installateure.
- Planer und Architekten, wenn es um den Entscheidungsprozess geht, ob und wie eine Solaranlage in Kombination mit einer Wärmepumpe in einem Projekt zur Anwendung kommt.

Alle Ergebnisse des Task 44 werden unter <http://task44.iea-shc.org/publications> veröffentlicht. Neben dem jährlichen Newsletter und den vielzähligen Konferenz- und Journalbeiträgen, werden dort auch alle Deliverables zum Task veröffentlicht.

Als zusätzliches Highlight wird im Juni 2014 ein Handbuch „Solar and Heat Pump Systems“ veröffentlicht. Details dazu werden ebenfalls auf der webpage des Task 44 bekanntgeben (<http://task44.iea-shc.org/>)

Die Ergebnisse wurden, speziell auf nationaler Ebene, wie im Arbeitspaket 4 bereits beschrieben, in folgenden Veranstaltungen und Zeitschriften verbreitet und im Rahmen der Workshops auch die Zielgruppen entsprechend eingebunden und die Ergebnisse kommuniziert:

- Implementierung aktueller Inhalte in die Lehrveranstaltung „Solare Energieversorgungssysteme 3“ im Master Studiengang Ökoenergietechnik an der Fachhochschule Wels durch ASIC. Hier wurden 12 Einheiten zur Behandlung von SWP- Systemen abgehalten.
- Die Ergebnisse des Tasks konnten im Rahmen eines Workshops am AIT, am 11.10.2014 präsentiert werden.
- Die Ergebnisse der Arbeiten des nationalen Projekts „SolPumpEff“ wurden im Rahmen von 2 *Symposien/Workshops* öffentlich präsentiert. Für den ersten Workshop

am 31.10.2012 in Haag wurde ein kleinerer, facheinschlägiger Teilnehmerkreis im Umfang von 18 Personen eingeladen, um die bisherigen Projektergebnisse breiter diskutieren zu können und sich für die bleibende Projektlaufzeit Inputs aus der Fachbranche zu holen. Für den zweiten Workshop bzw. Symposium am 18.04.2013 in Eberstalzell wurde einem breiten Publikum von über 100 Teilnehmern die Endergebnisse des Projektes vorgestellt. Experten der IEA Task44 stellten neben dem Projektteam von „SolPumpEff“ ergänzende Ergebnisse vor.

Basierend auf den Projektergebnissen wurde ein *Leitfaden* mit Bezug auf allgemeingültige Problemstellungen für Planer und Installateure zusammengestellt – siehe Anhang 9.1.2.

Weiters wurde mit zwei *Artikel in Fachzeitschriften*, Erneuerbare Energie – ee („Hocheffiziente Kombination von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen – Erfahrungsbericht aus einem Forschungsprojekt“) und a3BAU („Wärmepumpen + Solarthermie - Eine Frage der Einstellung“) die wichtigsten Ergebnisse der Öffentlichkeit präsentiert.

7 Schlussfolgerungen, Ausblick und Empfehlungen

In Summe sind am europäischen Markt mehr als 130 Heizsysteme als Kombination von Wärmepumpe und solarthermischer Solaranlage (SWP) verfügbar. Die Firmenstandorte der entsprechenden Hersteller befinden sich zu 48% in Deutschland und zu 19% in Österreich. Die Mehrheit der Firmen vertreibt ihre Produkte in 3 oder mehreren Ländern, ein europäischer oder weltweiter Vertrieb wurde kaum genannt. Im Jahr 2010 wurde verstärkt mit der Markteinführung von SWP Systemen begonnen.

Als Hauptmerkmal können die untersuchten Systemkonzepte nach der Interaktion zwischen thermischer Solaranlage und Wärmepumpe unterschieden werden in:

- Kollektor und Wärmepumpe liefern unabhängig voneinander Energie (Parallelsystem, P)
- Der Kollektor arbeitet als einzige oder zusätzliche Quelle für die Wärmepumpe (Seriellsystem, S)
- Eine Unterkategorie der Seriellen Systeme ist die solare Regeneration einer vorhandenen Quelle (R)

Das einfache Parallelkonzept dominiert den Markt mit 62% der verfügbaren Anlagen, rein serielle Konzepte sind mit 8% vertreten, rein regenerative Systeme mit nur 1%.

Beachtenswert ist, dass Systeme welche unterschiedlichen Betriebsarten erlauben mit 33% vertreten sind. Viele der aufgezählten Firmen haben weniger als SWP 10 Anlagen in Betrieb, oder haben im Berichtszeitraum dieses Geschäftsfeld wieder eingestellt.

Durch die Analyse der bestehenden Normen und Berechnungsmethoden der Einzelanlage Wärmepumpe und der Einzelanlage Solarthermie konnte eine einheitliche Darstellung der Systemperformance (SPF) der Kombination aus Solarthermie und Wärmepumpe abgeleitet

werden. Ein wichtiger weiterer Schritt war die Definition von Systemgrenzen, die in ihrer Anwendung auf das System so allgemein sind, dass nahezu jedes beliebige System zur Bereitstellung von Raumwärme- und kälte, sowie Brauchwarmwasser bilanziert werden kann. Weitere Kennzahlen, wie zum Beispiel zur Beurteilung des Primärenergieeinsatzes und der verursachten CO₂ Emissionen konnten ebenfalls entwickelt werden oder aus bestehenden Kennzahlen für die Kombination aus Solarthermie und Wärmepumpe adaptiert werden.

Die im Projekt durchgeführten Simulationen haben gezeigt, dass bei dem Luft-WP-System für das SFH45-Gebäude durch die Einbindung einer thermischen Solaranlage (14 m²) die Systemeffizienz um ca. 43 % erhöht bzw. der Stromverbrauch um ca. 30 % deutlich reduziert werden kann. Bei den integrierten Solar-WP-Systemen lässt sich bei den in der Simulation betrachteten Konfigurationen durch die Anhebung des Verdampfungs-Temperaturniveaus gegenüber einem rein parallelen Betrieb die Systemeffizienz nur unwesentlich erhöhen. Bei Verwendung von unabgedeckten, selektiv beschichteten Kollektoren als Wärmequelle für die Wärmepumpe müsste die Kollektorfläche ca. doppelt so groß ausgeführt werden, um die gleiche Systemeffizienz wie mit einem parallelen System mit L/W-WP und abgedeckten Kollektoren zu erzielen.

Die im Projekt entwickelten Methoden zur Leistungsbewertung und Darstellung von Systemen wird am AIT auch zukünftig verwendet. Außerdem werden die Entwickelten Kennzahlen zur Bewertung und dem Vergleich von unterschiedlichen Systemen angewendet um eindeutige Aussagen treffen zu können. Die Definition von einheitlichen Systemgrenzen ist besonders wertvoll für den fairen Vergleich unterschiedlicher Systeme.

Das Institut für Wärmetechnik kann die im Rahmen des Task44 entwickelten bzw. weiterentwickelten Simulationsmodelle und die im Task erarbeitete weiterführende Expertise im Bereich Systemsimulationen sehr gut in zukünftigen Arbeiten und Projekten weiter verwenden. Insbesondere hat sich durch die internationale Kooperation im Task44 die Teilnahme des IWT am FP7-Projekt MacSheep ergeben, in dem weiter an der Kombination Solar-WP gearbeitet wird.

Besonders relevant sind die Ergebnisse des Projekts darüber hinaus für folgende Zielgruppen:

- Unabhängige oder öffentliche Institutionen (Branchenverbände) um die Möglichkeit der qualitativ hochwertigen Kombination von Solarenergie & Wärmepumpe und das Potential zur Energieeinsparung auch für die Endkunden aufzuzeigen.
- Prüfstellen unter Einverständnis der Komponentenhersteller, um ein Prüflabel (Solar & Wärmepumpen- Keymark) zu etablieren.
- Komponentenhersteller, um sowohl passende solarthermische Komponenten, als auch Bauteile für die Wärmepumpe weiter zu entwickeln.
- Universitäten, Fachhochschulen, technische Lehranstalten und Berufsschulen um Überzeugungsarbeit leisten zu können.
- Die österreichischen Solarunternehmen bzw. HLK-Großhändler als Systemanbieter, Hersteller von Wärmepumpen sowie Installateure.

- Planer und Architekten, wenn es um den Entscheidungsprozess geht, ob und wie eine Solaranlage in Kombination mit einer Wärmepumpe in einem Projekt zur Anwendung kommt.

Die Entwicklung der Energiepreise und die Notwendigkeit den Verbrauch an elektrischer Energie zu reduzieren bzw. elektrische Energie effizienter zu nutzen, rechtfertigt die Arbeit an solaren Wärmepumpensystemen.

Folgende Faktoren verhindern derzeit die Marktdurchdringung:

- Hohe Gesamtinvestitionskosten
- Hohe Komplexität der Systeme
- Fehlende Systemzertifizierung

Existierende solare Wärmepumpensysteme sind momentan durch ein sehr marktspezifisches und klimaspezifisches Systemlayout gekennzeichnet. Viele Einflussgrößen wie Hydraulikschema, Regelungsstrategie und Position der Speicher Ein- und Auslässe beeinflussen die Effizienz der Systeme. An jedem System sind also umfangreiche Optimierungsmaßnahmen erforderlich um hohe Jahresarbeitszahlen und einen niedrigen Primärenergiebedarf bzw. einen hohen Anteil an erneuerbaren Energieträgern zu erreichen.

Aktuelle Überlegungen bezüglich Primärenergieeinsparung und Wirtschaftlichkeit sprechen beispielsweise für die Verwendung von unverglasten Kollektoren in serieller Anordnung mit der Wärmepumpe. Die Anwendung von PVT-Kollektoren in marktreifen Systemen ist ein recht junger Trend. Folglich sind Bewertungsmethoden ähnlich wie bei KWK-Anlagen erforderlich, die sowohl den Energieverbrauch aus dem Netz als auch die in das Netz eingespeiste Energie berücksichtigen. Darüber hinaus sind Änderungen des Systemkonzepts oder die Neuentwicklung von Komponenten bei derzeit auf dem Markt befindlichen Systemen nicht ausgeschlossen. Die Einführung von PVT Kollektoren und die Wahl neuer Kältemittel sind nur Beispiele dafür.

Im gegenständlichen Projekt wurden die Notwendigkeit neuer Testmethoden sichtbar. Die angewendete serielle (oder noch komplexere) Konfiguration wird nach heutigen Standards ignoriert. Ein in Europa vereinheitlichter Systemtest gekoppelt mit der Definition von Mindestanforderungen und einer Kennzeichnung der Systeme ist für die Markteinführung unbedingt notwendig (Prüflabel Solar & Wärmepumpen- Keymark). Dies sollte in Strategiepapieren, auch außerhalb der Anwendung im Einfamilienhaus berücksichtigt werden.

Basierend auf diesen Ergebnissen können Performance- sowie Überwachungskonzepte entwickelt werden, um bestehende und zukünftige Systeme selbst zu beurteilen. Zum Beispiel kann festgestellt werden, dass bestimmte Konzepte in der Regel weniger effizient sind oder dass erhöhter technischer Aufwand der für bestimmte Konfigurationen benötigt wird, nicht zu einer entsprechenden Effizienzsteigerung führt.

Die durchgeführten Simulationen zeigen das Potential von unterschiedlichen Schaltungsmöglichkeiten von kombinierten Wärmepumpen-Solarthermie-Anlagen und Möglichkeiten, weitere Effizienzsteigerungen zu erzielen. Ein wesentliches Ergebnis der Simulationen, aber insbesondere auch der im Task44 und nationalen Projekten durchgeführten Feldmessungen, ist die Erkenntnis, dass die Anfälligkeit für Fehler bei der Installation bzw. der Regelung bei derartigen Anlagen relativ groß ist bzw. dass eine sorgfältige Ausführung und Installation und eine gute regelungstechnische Einbindung essentiell für eine hohe Systemeffizienz sind. Im Hinblick darauf sind abgestimmte Systemkonzepte mit optimal angepassten Systemkomponenten und einem hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad (Plug&Play-Systeme) anzustreben, um Fehler bei der Installation zu vermeiden, den Planungsaufwand zu reduzieren und eine hohe Systemeffizienz zu garantieren.

8 Verzeichnisse

8.1 Literaturverzeichnis

Task webpage: <http://task44.iea-shc.org/>

Publikationen aus dem Task 44: <http://task44.iea-shc.org/publications>

Frank E., Haller M., Herkel S., Ruschenburg J. (2010): Systematic Classification of Combined Solar Thermal and Heat Pump Systems, Subtask A, IEA SHC Task 44

Haller M. et al. (2013a): Annex H to Report C3 of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Summary reports for simulations with differing boundary conditions

Haller M. et al. (2013c): Annex G to Report C3 of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Summary report for simulations with T44A38 boundary conditions

Haller M., Dott R., Ruschenburg J., Ochs F., Bony J. (2013b): 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, 07.03.2013

Haller M., Haberl R., Mojic I., Frank E. (2013): Solare Kombispeicher mit Wärmepumpen: Scheinbare Details entscheiden über die Performance!, OTTI 23. Symposium Solarthermie, Bad Staffelstein, Deutschland

Heinz, A., Lerch, W., Breidler, J., Fink, C., Wagner, W. (2012): „Wärmerückgewinnung aus Abwasser im Niedrigenergie- und Passivhaus: Potenzial und Konzepte in Kombination mit Solarthermie und Wärmepumpe – WRGPot“, Endbericht zum Projekt WRGPot, Haus der Zukunft Plus, BMVIT

Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkel; with contributions from W. Becke, M. D’Antoni, S. Eicher, K. Ellehauge, H. Focke, M. Haller, M. Huber, I. Katić, A. Loose, I. Malenković, A. Thür and M. Vukits, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, March 2013, IEA SHC T44A38

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W. (2012): Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI 22. Symposium Solarthermie, Bad Staffelstein, Deutschland

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch, W. (2013a): Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI 23. Symposium Solarthermie, Bad Staffelstein, Deutschland

Vukits M., Fink C., Heinz A., Lerch W. (2013b): SolPumpEff – Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen, Publizierbarer Endbericht; Auftraggeber: Klima und Energiefonds

8.2 **Abbildungsverzeichnis**

Abbildung 1: Energiefluss-Diagramm	15
Abbildung 2: Die vier grundlegenden Systeme und ihre Darstellung als Energiefluss-Diagramm.....	16
Abbildung 3: der vier allgemeinen Systeme innerhalb der Marktstudie (135 untersuchte Systeme).....	18
Abbildung 4: Hydraulikschema von System A.....	22
Abbildung 5: Auswirkung der Optimierung an System A mittels Temperatur-Energie-Diagrammen (Grüner Pfeil: Vorlauf der solaren Verdampferunterstützung; Blauer Pfeil: Vorlauf der Fußbodenheizung vor dem Mischventil; roter Pfeil: Wärmepumpenvorlauf)	23
Abbildung 6: Wärmegestehungskosten bezogen auf Nutzwärme (Warmwasser, Raumheizung) der “SolPumpEff” Systeme: Simulierte Systeme ohne (grün) und mit thermischer Solaranlage (blau) sowie Systeme der Feldtestreihe A bis F (orange). Abkürzungen: AS... Luft (air source),	24
Abbildung 7: CO ₂ -Ausstoß der untersuchten Systeme	25
Abbildung 8: Betriebsverhalten System G am 1.11.2013	27
Abbildung 9: Betriebsverhalten System G am 18.03.2013	28
Abbildung 10: Energiebilanz von System G für das Jahr 2013	29
Abbildung 11: Systematische Darstellung von Kennzahlen für SWP-Systeme	33
Abbildung 12: „SWP-Generic System“ für Heizung und Brauchwasser	34
Abbildung 13: Systemgrenze SHP+, Solaranlage und Wärmepumpe inklusive Wärmeverteilsystem.....	35
Abbildung 14: Systemgrenze SHP, Solaranlage und Wärmepumpe ohne Wärmeverteilsystem	36
Abbildung 15: Systemgrenze bSt (before Storage) im Heizungsmodus, also ohne Speicherverluste	36
Abbildung 16: Systemgrenze HP+HS, also Wärmepumpe inklusive vollständige Wärmequellenanlage.....	37
Abbildung 17: Systemgrenze HP / SC / BU, also um die jeweilige Komponente ohne Hilfsenergie (Wärmepumpe, Solarkollektor, Back-Up)	37
Abbildung 18: Links: Schema eines exemplarischen Wärmepumpenkreislaufs mit allen Wärmetauschern, die im Modell berücksichtigt werden können (außer Economizer); Rechts: Kältemittelkreislauf im Th-Diagramm.....	39
Abbildung 19: Links: Hydraulikschema System 1, rechts: System 2	41
Abbildung 20: Hydraulikschema System 4.....	42

Abbildung 21: Hydraulikschema System 5.....	43
Abbildung 22: $SPF_{SHP+,pen}$ abhängig von Kollektorfläche und Eisspeicher-Volumen für System 3 & 4 im Vergleich zu System 1 & 2	44
Abbildung 23: Links: Einspeicher-System, Rechts: Zweispeicher-System.....	45
Abbildung 24: Vergleich zwischen Einspeicher- und Zweispeicher-System für SFH15, 45 und 100, Klima Straßburg	45
Abbildung 25: Kennfeld COP Gesamtsystem.....	47

8.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Teilnehmer des Task 44	10
Tabelle 2: Produkte/Systeme österreichischer Hersteller (ohne Gewähr auf Vollständigkeit)	17
Tabelle 3: Systeme der SolPumpEff-Feldtestreihe mit den jeweiligen Kennzahlen	19
Tabelle 4: Kennzahlen für Systeme A bis F von 2011 und 2012 (Quelle: AEE INTEC).....	21
Tabelle 5: Kennzahlen der Systeme A bis F sowie System G mit Luft als Wärmequelle der Wärmepumpe	30
Tabelle 6: Überblick über die unterschiedlichen Systemgrenzen zur Leistungsbewertung von SWP Systemen	34
Tabelle 7: Simulationsparameter für SFH45.....	40
Tabelle 8: Simulationsparameter für SFH45.....	43

9 Anhang

9.1 *Anhang A*

9.1.1 Monitoringreports

Siehe nachfolgende Seiten.



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Trofaiach/Austria – System A

Date: 02-07-2013

By Walter Becke¹ and Martin Vukits²

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

A combined air source heat pump and solar thermal heating system has been installed into a single family house with a small workshop (electrician) in Trofaiach (Austria) and monitored from October 2010 to February 2012. The system provides domestic hot water (2685.5 kWh/a) for 4 people and space heating (28094.3 kWh/a) for 300 m² heated floor area. The 9.5 kW air source heat pump and the 15 m² flat-plate collectors deliver heat to a combi-storage of 1000l water volume from where the needs for space heat and domestic hot water are served. The energy from the solar collectors can also support the heat pumps evaporator. All heat inputs and outputs of the storage were monitored as well as the electricity consumption of the heat pump and the rest of the system. For the year 2011, the resulting seasonal performance factor of the system calculated based on all electricity use and the useful heat leaving the storage was 2.59.

2 Description of System Concept

An air source heat pump and a flat-plate collector field deliver heat into a combi-storage. Additionally, the solar collectors can support the heat pumps evaporator. From the combi-storage domestic hot water (via external heat exchanger) and space heat via floor heating are provided. The collectors charge the middle and the lower part of the combi-storage (controlled by a switching valve) while the heat pump charges the upper part of the storage for domestic hot water preparation and the middle part for space heating.

3 Technical Data

- Air source heat pump installed indoors, refrigerant R407C (3.9 kg), heating power 9.5kW, COP 3.3 (A2/W35, EN255)
- Flat-plate thermal collectors (15m² aperture area) oriented 35° west, $\eta_0=74.6\%$, $a_1=3.232 \text{ W/m}^2\text{K}$, $a_2=0,014 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
- 1000 l combi-storage with 2 integrated tube heat exchangers

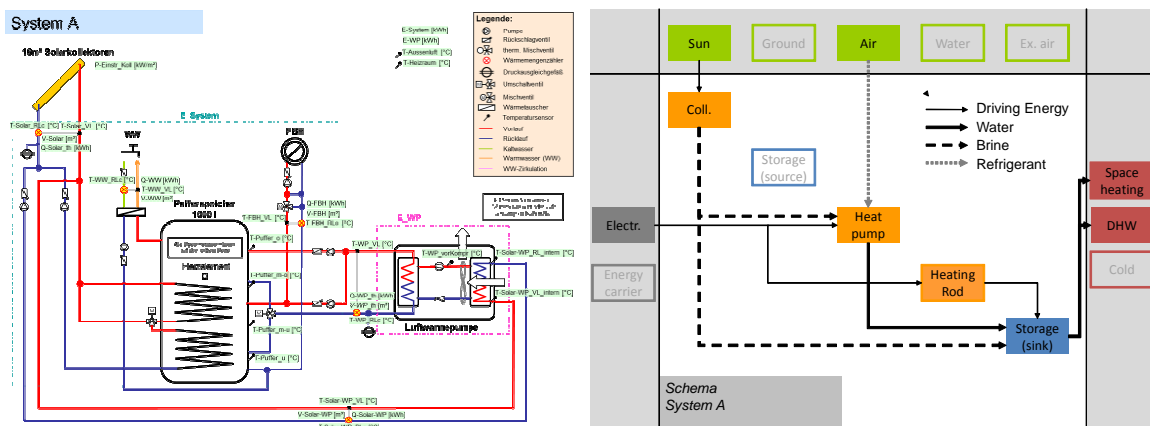


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- Single-family house occupied by 4 people
- Year of construction: 2008
- Location: Trofaiach (Austria), altitude: 685m, latitude: 47°27'
- Living area: 300m²
- Space heating consumption: 28094 kWh/a
- Domestic hot water consumption: 2685 kWh/a



Figure 2 – single family house

5 Monitoring Procedure

Several energy flows within the system are measured by Sharky 773 and Sharky Solar heat meter. The volume counter in the solar circuit is calibrated for the water-antifreeze-mixture in the solar circuit. From each heat meter the flow and return temperatures, the flow water and the energies are logged. The heat meter use data sampling with 12 sec interval and calculate the flow volume as well as the energy with this data. A Logline® Energy DCU data logger is used for the data logging. Every 5 minutes the current value from the heat meter is logged by the SPS. A Tritec Spektron 300 is used to measure solar irradiation on the inclined collector field. Temperatures are measured with PT100 and PT1000 temperature sensors of class A accuracy. These sensors are scanned every second and an average value is calculated and recorded every 5 minutes. The electric energy consumption is measured with electricity meters WS32-S0-MID-B and IS-C 35.65 MID. These devices show the overall consumption on a display and an impulse output for the current energy consumption is connected with the logger system. So the logger system counts the impulses and calculates the consumption within the 5 minutes period.

6 Monitoring results of the first year

The average ambient temperature during the monitored period was 8.1°C. Space heat demand and domestic hot water demand were 28094 kWh/a and 2685 kWh/a respectively, measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded 487 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 11868 kWh/a. The system's performance factor was 2.59 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 2.65 and the storage efficiency reached 82%.

The energy-temperature-diagram shows that the heat pump produces heat between 30 and 60°C with a peak just below 50°C (continuous red line, heat pump flow). The second peak is between 55 and 60°C and apparently corresponds to the DHW preparation. The DHW demand is with 45 to 50°C about 10K below that (dashed yellow line). This difference is lost over the external heat exchanger. The dotted red line (floor heating flow) shows at which temperature, energy for space heating is taken out of the storage. 40 to 50°C is quite high for a floor heating system. The peak of the return flow is at around lies at approx. 30°C. Considering the usual temperature spread of 5K for floor heating systems, the flow temperature could be 5 to 10K lower and therefore offers room for optimization.

The blue and the red line (heat pump flow/return) show an interesting parallel course between 45 and 60°C. The reason for that is that the pump between heat pump and storage is always running which leads to a rather small temperature spread and quite high losses along the tubes. The total system losses are about 6700 kWh/a, which equals about 17% of the total produced energy.

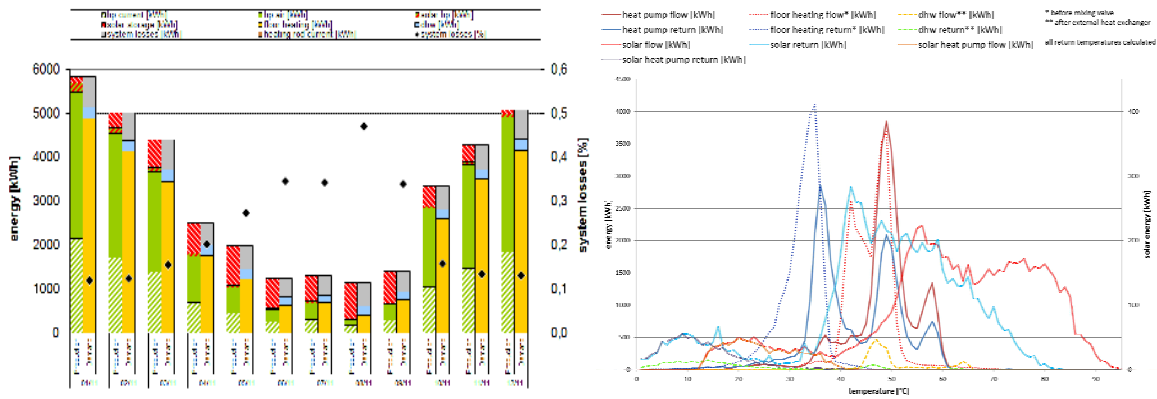


Figure 3 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

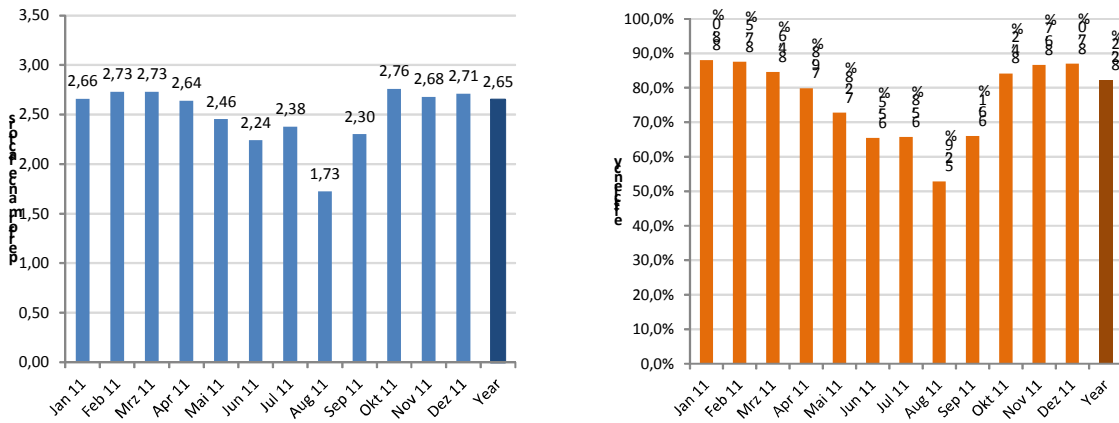


Figure 4 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

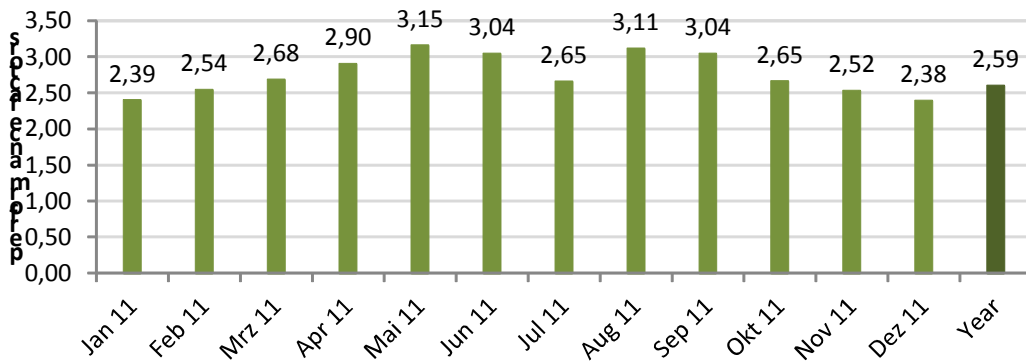


Figure 5 - performance factors of the system

7 Monitoring results of the second year

The average ambient temperature was 8.3°C. Space heat demand and domestic hot water demand changed – compared to 2011 – only slightly to 23565 kWh/a and 2752 kWh/a respectively, measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded with 436 kWh/m² slightly less. The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 11540 kWh/a. The system's performance factor was 2.55 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 2.55 and the storage efficiency reached 83%.

The energy-temperature-diagram is quite comparable to the year 2011. However, some optimizations have been realized and can be seen. During the last year, the pump between the heat pump and the storage was always running. This was changed and now the heat pumps return flow corresponds quite well with the heat pumps flow.

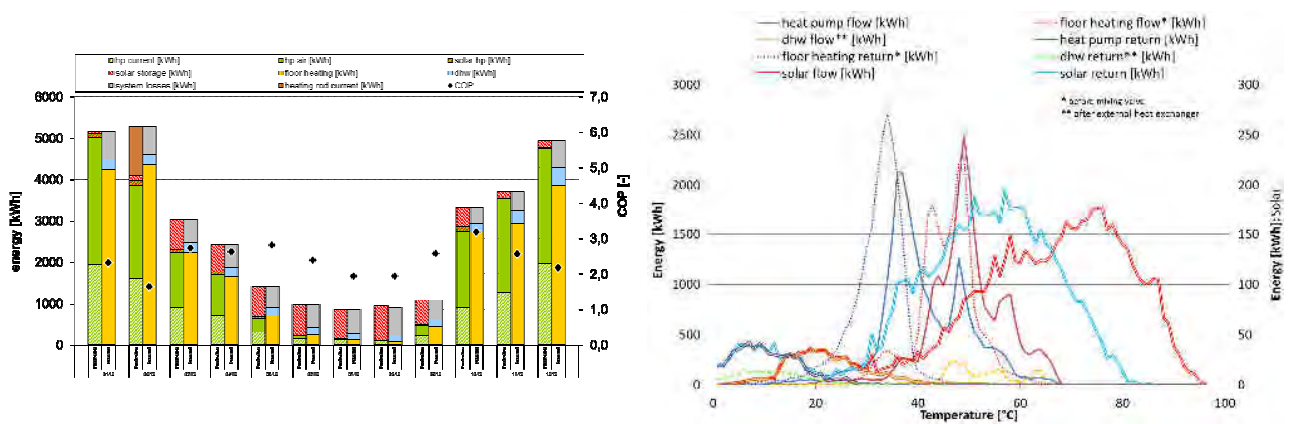


Figure 6 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

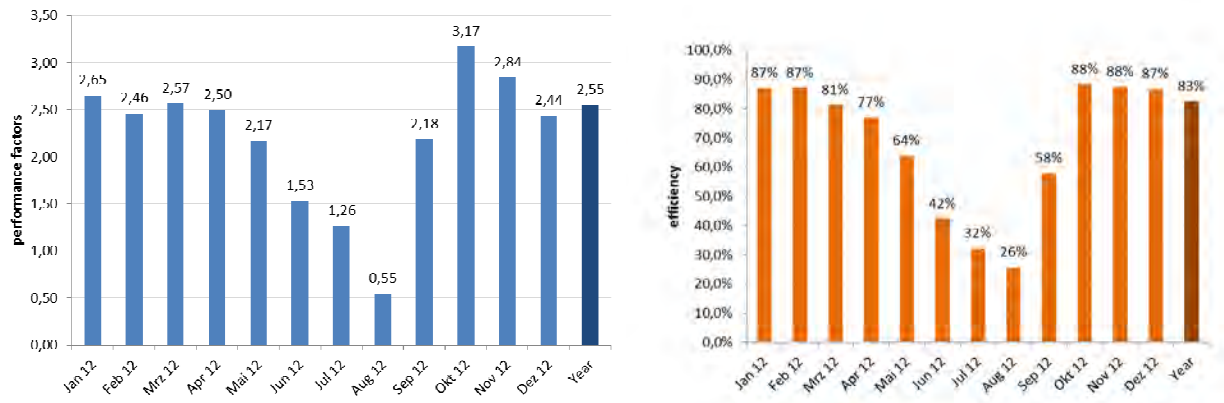


Figure 7 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

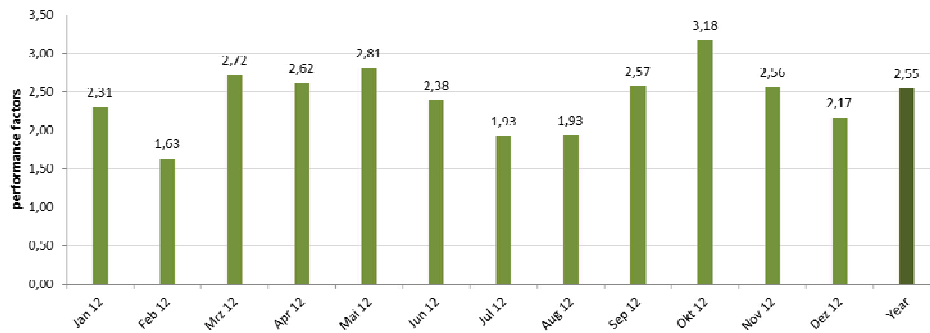


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

This monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Gleisdorf/Austria – System B

Date: 02-07-2013

By **Walter Becke¹** and **Martin Vukits²**

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

A combined air source heat pump and solar thermal heating system has been installed into a single family house in Gleisdorf (Austria) and monitored from December 2010 to February 2012. The system provides domestic hot water (1921.3 kWh/a) for 4 people and space heating (radiator: 17079.8 kWh/a; floor: 6492.8 kWh/a). The 19 kW air source heat pump and the 20m² flat-plate collectors deliver heat to a combi-storage of 1000l water volume from where the needs for space heat and domestic hot water are served. Additionally, the solar collectors deliver heat to a swimming pool. All heat inputs and outputs of the storage were monitored as well as the electricity consumption of the heat pump compressor plus external unit, the HP control plus pump, the domestic hot water pump and rest of the system plus control. For the year 2011, the resulting seasonal performance factor of the system calculated based on all electricity use and the useful heat leaving the storage was 2.38.

2 Description of System Concept

An air source heat pump and a flat plate collector field deliver heat to a combi-storage. The combi-storage provides domestic hot water and space heat. The heat pump charges either the upper part or the middle part of the storage directly (switching valve) and the solar collector field charges the storage via an internal heat exchanger. An electric heating rod acts as backup system.

3 Technical Data

- Air source heat pump (split units) using a scroll compressor with refrigerant R407C, 17.2 kW, COP 4.2 (A2/W35, EN14511)
- Flat-plate thermal collectors (20m² aperture area) inclined 40°, oriented 46° west, $\eta_0=74.6\%$, $a_1=3.232 \text{ W/m}^2\text{K}$, $a_2=0,014 \text{ W/m}^2\text{K}^2$
- 1000 l combi-storage
- 9 kW heating rod inside the combi-storage (backup heating system)

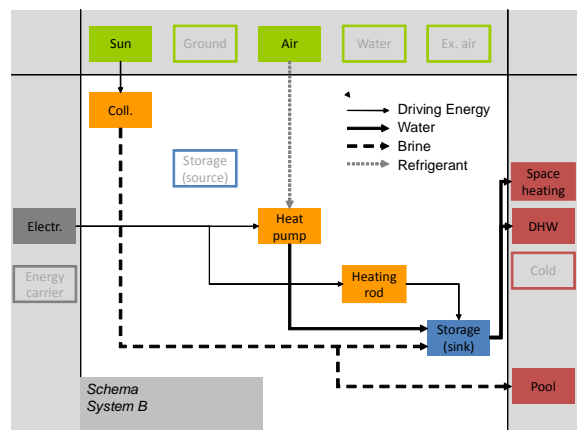
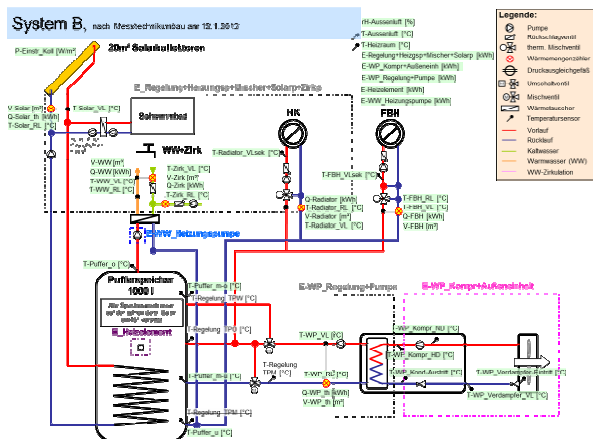


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- Single-family house occupied by four people.
- Year of renovation: 2010
- Location: Gleisdorf (Austria), altitude: 382m, latitude: 47°6'
- Living area: 300 m²
- Space heating consumption: 17080 kWh/a (radiator), 3493 kWh/a (floor heating)
- Domestic hot water consumption: 1921 kWh/a



Figure 2 – single family house

5 Monitoring Procedure

In- and output energy from the system is measured by heat meter Sharky 773 and Sharky Solar. The volume counter in the solar circuit is calibrated for the antifreeze in the solar circuit. The logged parameters from each heat meter are flow and reverse flow temperature as well as counted flow volume and energy. The heat meter used data sampling with 12 sec interval and calculates the flow volume as well as the energy with this data. A B&R SPS system is used for the data logging. Every 5 minutes the current value from the heat meter is logged by the SPS. A Tritec Spektron 300 is used to measure solar irradiation on the inclined collector field. For the temperature measuring PT100 and PT1000 temperature sensors of class A accuracy are used. These sensors are scanned every second and an average value is calculated and recorded every 5 minutes. The electric energy consumption is measured with an electricity meters WS32-S0-MID-B and IS-C 35.65 MID. First these devices show the overall consumption on a display. Second there is an impulse output for the current energy consumption which is connected with the logger system. So the logger system counts the impulse and calculates the consumption over the 5 minutes period.

6 Monitoring results of the first year

The average ambient temperature over the measuring period was 8.4°C. Space heat demand was 17080 kWh/a for radiator heating and 6493 kWh/a for floor heating; domestic hot water demand was at 1921 kWh/a measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded 517 kWh/m². The total electricity demand of the system including all

controllers and pumps was 10724 kWh/a. The system's performance factor was 2.38 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 2.84 and the storage efficiency reached 81%.

The energy-temperature diagram shows that on average the heat pump's flow temperature is too high. This already has been optimized a little but there is still room for improvement. The losses due to circulation are with 40% of the DHW consumption pleasantly low. At the beginning of the measuring period the energy consumption of the circulation was almost as high as the one of the DHW. This was corrected by shortening the time frame of the circulation operating times and with the installation of a temperature sensor in the circulation return flow with the help of which the continuous operating times were changed to clocked operating times. For floor heating energy between 47 and 59°C is taken out of the storage and is returned at around 35°C, measured before the mixing valve.

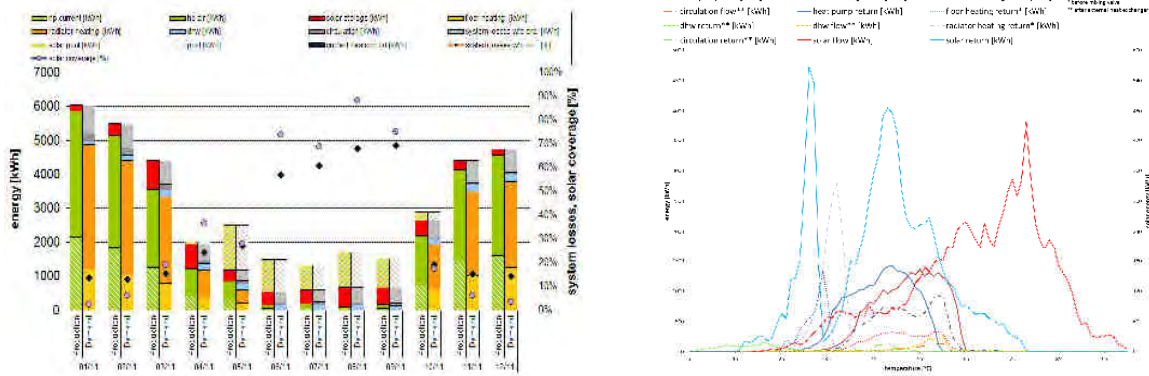


Figure 3 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

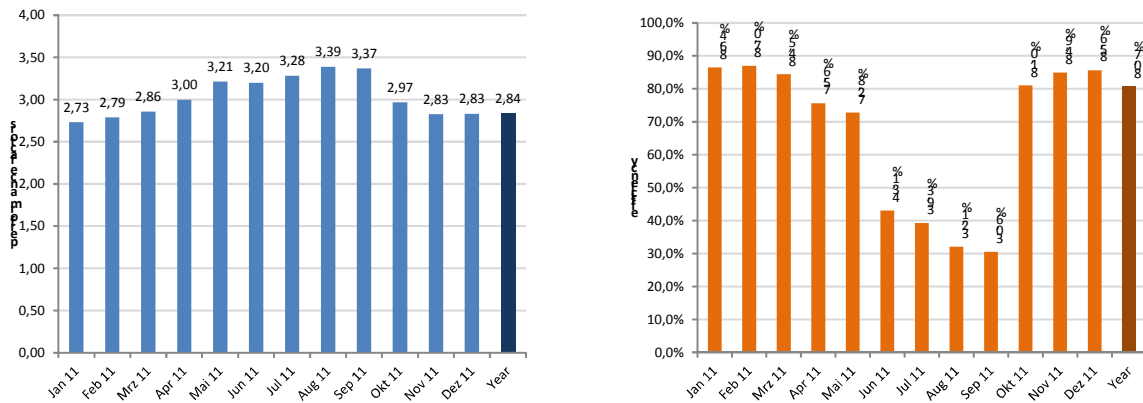


Figure 4 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

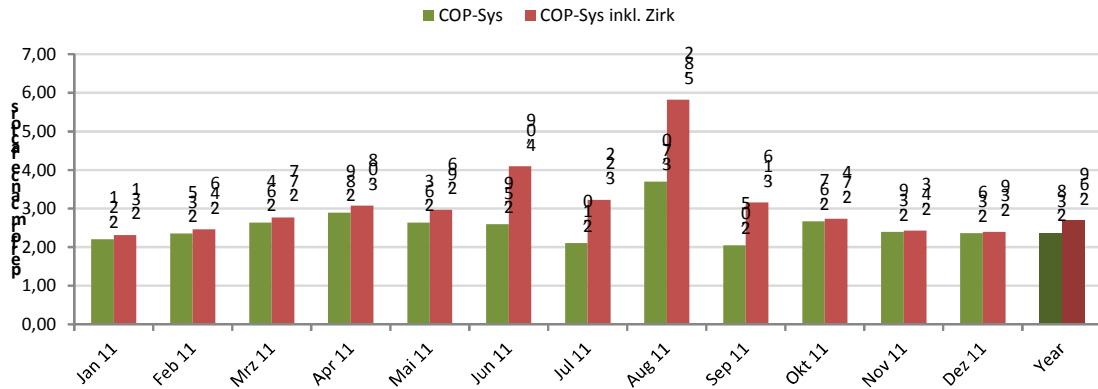


Figure 5 - performance factors of the system

7 Monitoring results of the second year

The average ambient temperature in this measuring period was 11°C. Space heat demand was 15698 kWh/a for radiator heating and 6024 kWh/a for floor heating; domestic hot water demand was at 2103 kWh/a measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded 493 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 9183 kWh/a. The system's performance factor was 2.69 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 2.97 and the storage efficiency reached 78%.

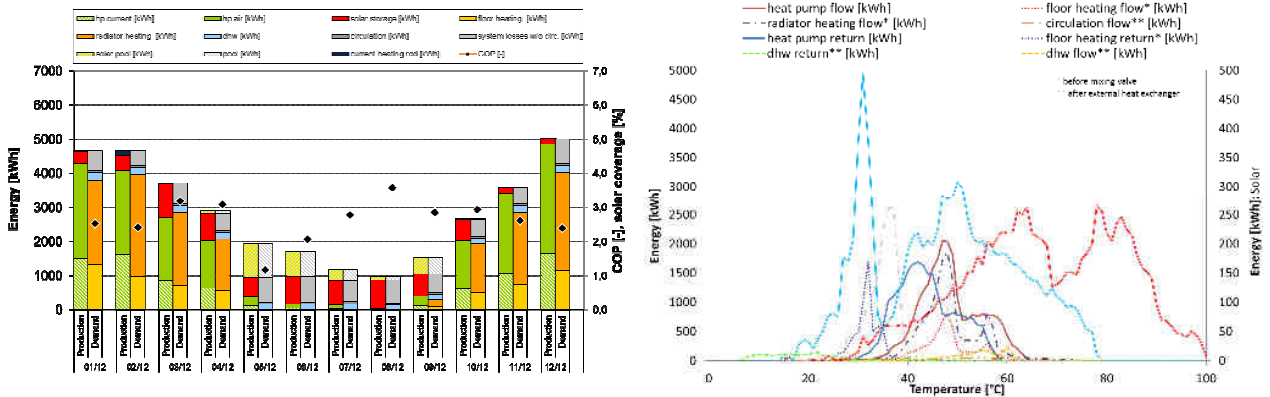


Figure 6 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

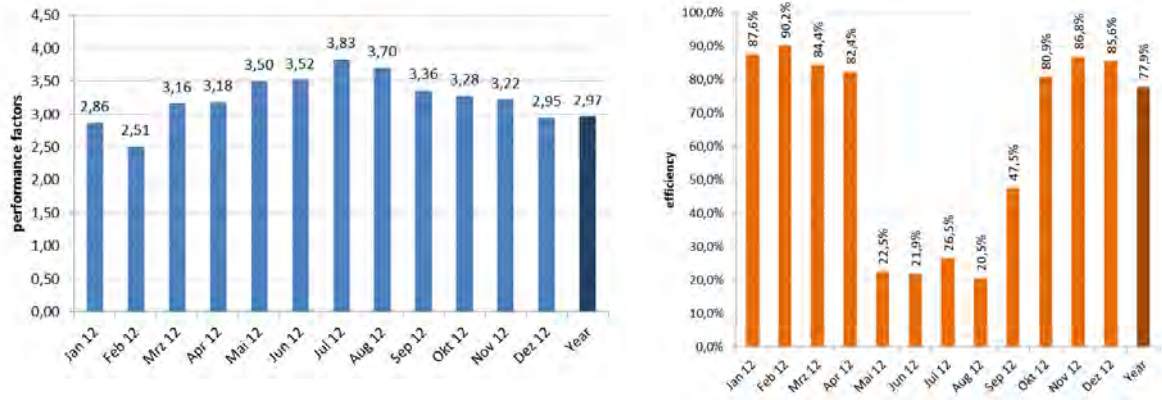


Figure 7 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

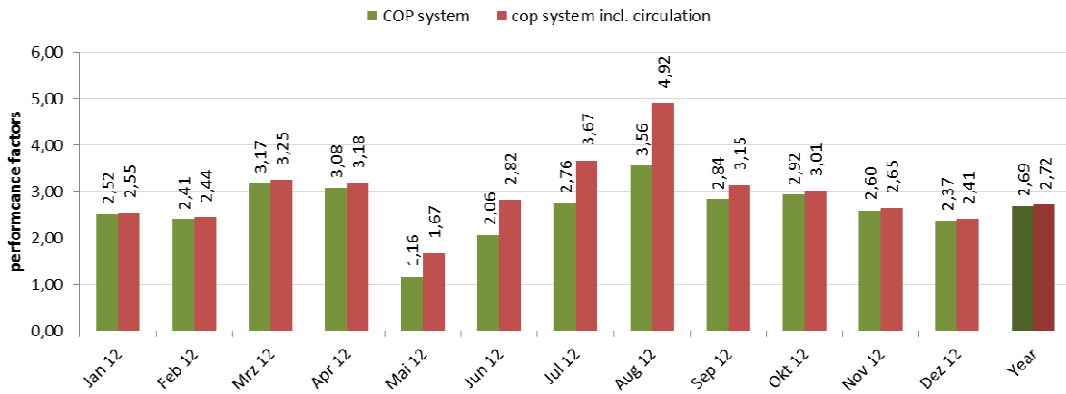


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

This monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Kammern/Austria – System C

Date: 02-07-2013

By Walter Becke¹ and Martin Vukits²

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

A combined ground collector heat pump and solar thermal heating system has been installed in a single family house in Kammern (Austria) built in 2009. The system has been monitored since September 2010. It provides domestic hot water (1677 kWh/a) for 2 people and space heating energy (24010 kWh/a). A 15 kW ground heat pump and 24.3 m² flat-plate collectors deliver heat to a 1500 l stratified storage tank from where the space heating and domestic hot water energy demand are covered. During summer the ground collector of the heat pump is used for passive cooling. All energy flows around the heat storage were monitored as well as the electricity consumption of the heat pump (compressor, the pump between heat pump and heat storage, control, and the pumps in the solar, space heating and domestic hot water circuit)

For the year 2011, the seasonal performance factor of the whole system (useful energy/total electricity consumption) was 3.94.

2 Description of System Concept

The ground collector brine/water heat pump and the solar thermal collectors deliver heat to a stratified heat storage tank from where domestic hot water and space heating energy is provided. The heat pump charges either the upper part of the storage for domestic hot water or the middle part for space heating by switching two three-way valves. The solar thermal system charges the storage via a special stratifying heat exchanger ("Spährentauscher"). In summer, the ground collector of the heat pump is used as heat sink for passive cooling with the floor heating system.

3 Technical Data

- Ground collector heat pump, 15kW nominal heating capacity, refrigerant R407C (1.8 kg), nominal COP 4.6 (B0/W35, EN255), passive cooling via ground collector.
- Collector field with 21.7 m² (aperture area), flat plate solar thermal collectors inclined 42°, oriented 5° west
- 1500 l stratified storage tank

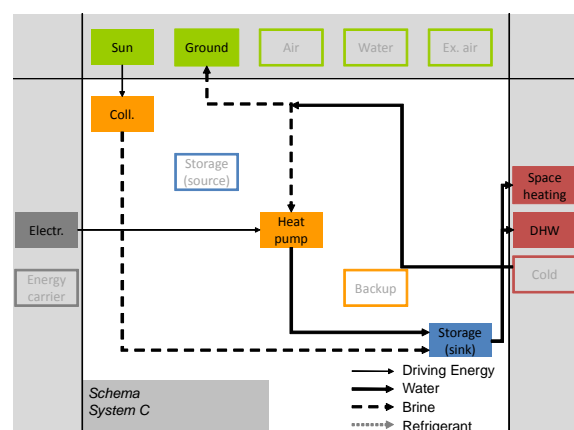
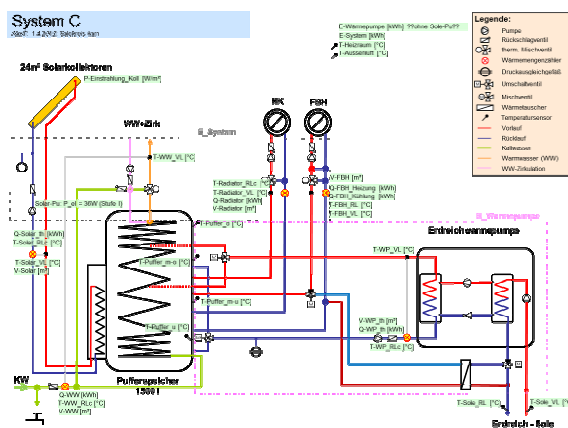


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- Single-family house, two people.
- Year of construction: 2009
- Location: Kammern (Austria), altitude: 664m, latitude: 47°23'
- Floor area: 370m² (270m² floor heated area, 100m² radiator heated cellar)
- Space heating energy consumption: 15724 kWh/a (floor heating), 8286 kWh/a (radiator)
- Domestic hot water consumption: 1677 kWh/a



Figure 2 – single family house

5 Monitoring Procedure

Several energy flows within the system are measured by Sharky 773 and Sharky Solar heat meter. The volume counter in the solar circuit is calibrated for the water-antifreeze-mixture in the solar circuit. From each heat meter the flow and return temperatures, the flow water and the energies are logged. The heat meter use data sampling with 12 sec interval and calculate the flow volume as well as the energy with this data. A Logline® Energy DCU data logger is used for the data logging. Every 5 minutes the current value from the heat meter is logged by the SPS. A Tritec Spektron 300 is used to measure solar irradiation on the inclined collector field. Temperatures are measured with PT100 and PT1000 temperature sensors of class A accuracy. These sensors are scanned every second and an average value is calculated and recorded every 5 minutes. The electric energy consumption is measured with electricity meters WS32-S0-MID-B and IS-C 35.65 MID. These devices show the overall consumption on a display and an impulse output for the current energy consumption is connected with the logger system. So the logger system counts the impulses and calculates the consumption within the 5 minutes period.

6 Monitoring results of the first year

The solar collectors yielded 477 kWh/m² and the average ambient temperature was 6.14°C. Heat demand was 15724 kWh/a for floor heating, 8286 kWh/a for radiator heating and 1677 kWh/a for domestic hot water, measured at the outlet of the store. The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 7328 kWh/a. The system's performance factor was 3.94 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 4.34 (based on compressor consumption), 4.07 (compressor + brine pump) and the storage efficiency reached 86.2%.

The energy-temperature-diagram shows clearly two different operating modes: DHW preparation (heat pump flow/return at 45-55°C/40-50°C) and space heating energy preparation (heat pump flow/return at 32-42°C/26-34°C). Especially the almost parallel graphs of “heat pump return” and “floor heating return” demonstrate a quite well working storage management. The system could be optimized by reducing the running time of the heat pump in DHW-mode as the heat pump produces more energy at a high temperature level than is actually needed.

For floor heating energy at around 36°C is taken out of the store and is returned at around 30°C, measured before the mixing valve; for radiator heating, energy is taken out of the buffer and returned at 37°C and 34°C respectively.

Another field for optimization is the summer operation mode: Apparently, all space heating circuits were operational. The energy used for cooling suggests that this was not needed (see figures: system performance factors).

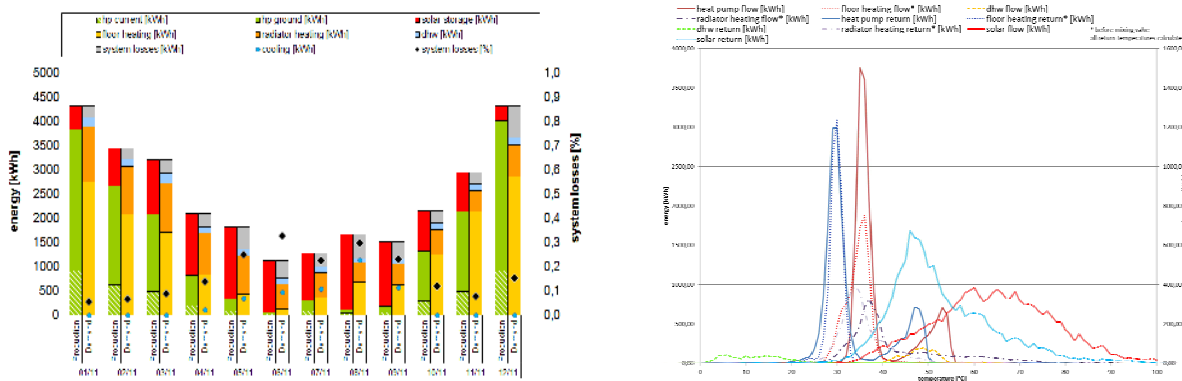


Figure 3 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

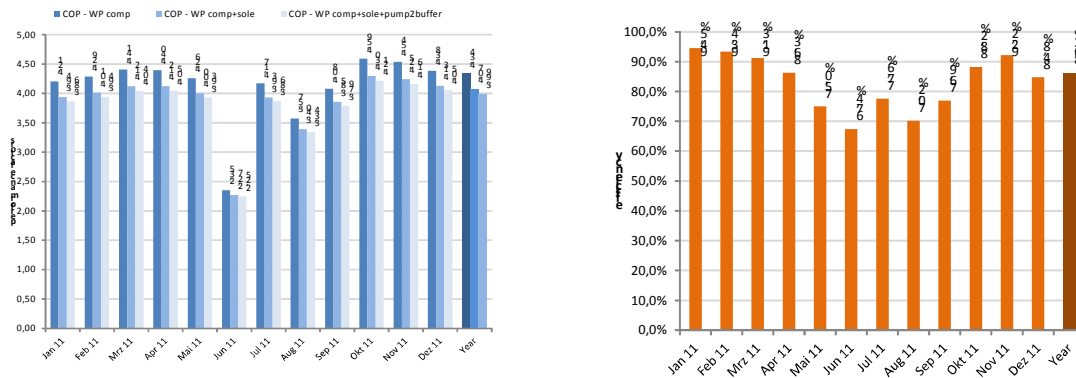


Figure 4 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

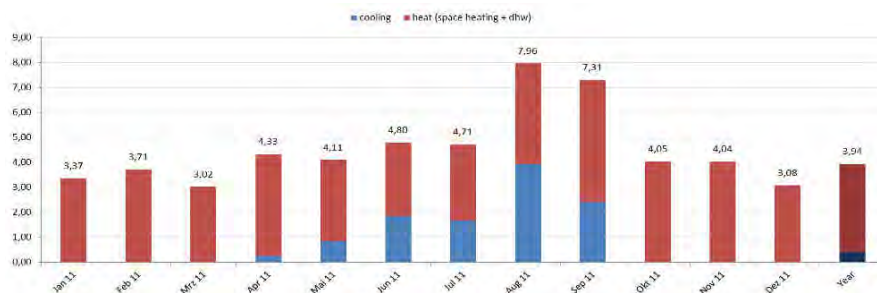


Figure 5 - performance factors of the system

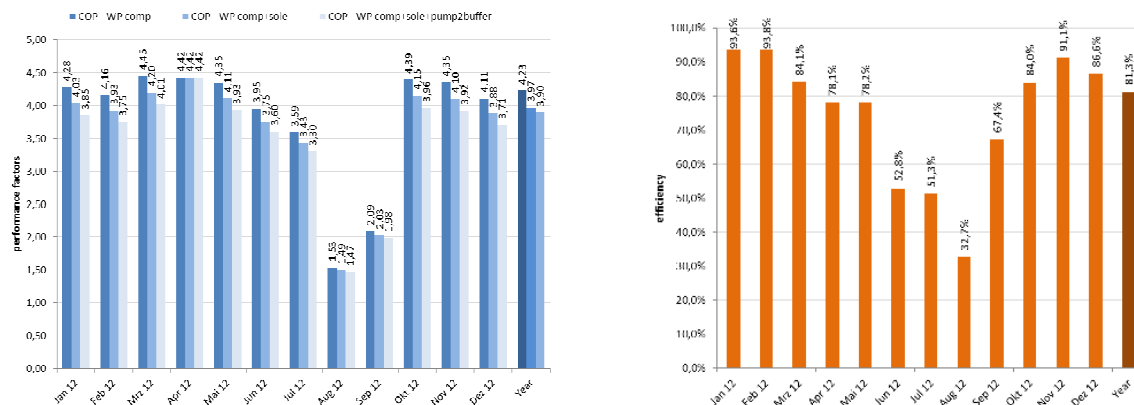
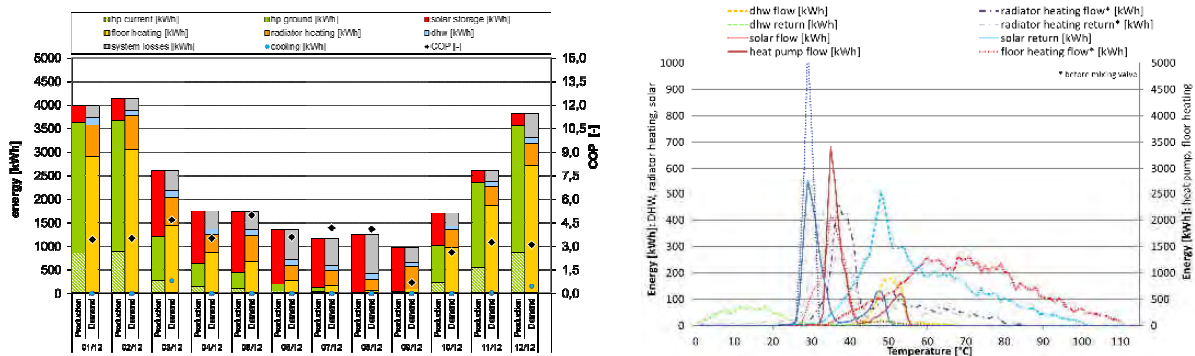
7 Monitoring results of the second year

The solar collectors yielded 421 kWh/m² and the average ambient temperature was 8.6°C. Heat demand was 15014 kWh/a for floor heating, 5528 kWh/a for radiator heating and 1448 kWh/a for domestic hot water, measured at the outlet of the store. The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 7423 kWh/a. The system's performance factor was 3.11 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 4.23 (based on compressor consumption), 3.97 (compressor + brine pump) and the storage efficiency reached 81%.

The energy-temperature-diagram demonstrates some of the realized optimizations:

- The difference between heat pump flow and return changed from about 5 K to about 9 K (the flow rate between heat pump and buffer storage had been reduced)
- Less hot water preparation

Also, the cooling mode of the system was optimized which results in less energy needed for cooling (and consequently for heating as well). This can be seen in Figure 8.



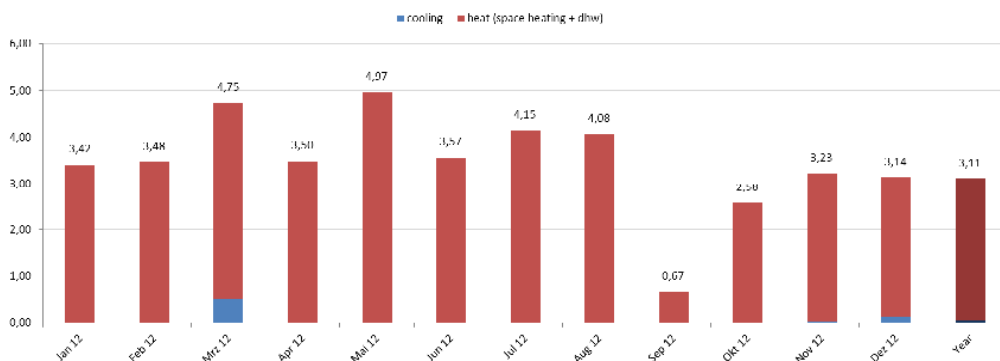


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

This monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Aschbach/Austria – System D

Date: 02-07-2013

By Walter Becke¹ and Martin Vukits²

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

An air/water heat pump has been combined with existing self-constructed flat plate collectors for a single family house in Aschbach (Austria). The system is monitored since March 2011. The system provides domestic hot water (2578 kWh/a) and space heating energy (radiator: 10534 kWh/a; floor heating: 4233 kWh/a). A tiled stove serves as additional backup, whereas the consumed firewood was not taken into account. The heat pump and the solar collectors deliver heat to a combi-storage with a volume of 800 l from where space heating and domestic hot water demand are served. An existing natural gas-fired boiler serves as backup. All heat inputs and outputs of the storage were monitored as well as the electricity consumption of the heat pump compressor, the heat pumps external unit (ventilator), the heat pump (excl. external unit & compressor), the gas boiler + solar circuit pump + control system and the space heating circuit (incl. all pumps) + mixing valves. The seasonal performance factor of the whole system was 1.92 (useful energy/whole electricity consumption) for the period March 2011 to February 2012.

2 Description of System Concept

An air source heat pump and a flat-plate collector field deliver heat to a combi-storage. From the combi-storage domestic hot water and space heating are provided. The heat pump charges with two three-way valves either the upper part for domestic hot water or the middle part of the combi-storage for space heating and the solar collectors charge the storage with an internal heat exchanger. A natural gas-fired boiler serves as backup.

3 Technical Data

- Air source heat pump using a scroll compressor with refrigerant R407C, heating power 16.8kW, COP 3.9 (A2/W35, EN14511), external evaporator (split unit)
- Self-constructed flat-plate thermal collectors (8m² aperture area)
- 800 l combi-storage

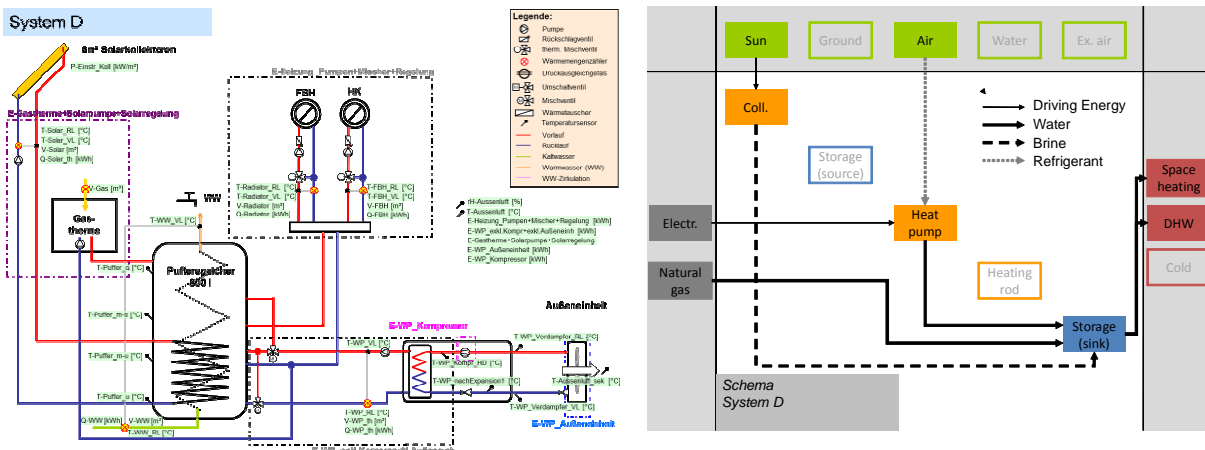


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- Single-family house - uninsulated, 183 m² heated floor area
- Location: Aschbach (Austria), altitude: 318m, latitude: 48°4'
- Space heating energy consumption: 14767 kWh/a
- Domestic hot water consumption: 2577 kWh/a



Figure 2 – single family house

5 Monitoring Procedure

Several energy flows within the system are measured by Sharky 773 and Sharky Solar heat meter. The volume counter in the solar circuit is calibrated for the water-antifreeze-mixture in the solar circuit. From each heat meter the flow and return temperatures, the flow water and the energies are logged. The heat meter use data sampling with 12 sec interval and calculate the flow volume as well as the energy with this data. A Logline® Energy DCU data logger is used for the data logging. Every 5 minutes the current value from the heat meter is logged by the SPS. A Tritec Spektron 300 is used to measure solar irradiation on the inclined collector field. Temperatures are measured with PT100 and PT1000 temperature sensors of class A accuracy. These sensors are scanned every second and an average value is calculated and recorded every 5 minutes. The electric energy consumption is measured with electricity meters WS32-S0-MID-B and IS-C 35.65 MID. These devices show the overall consumption on a display and an impulse output for the current energy consumption is connected with the logger system. So the logger system counts the impulses and calculates the consumption within the 5 minutes period.

6 Monitoring results of the first year

The average ambient temperature within the measuring period was 10.53°C. Space heating demand was 10534 kWh/a (radiator) and 4233 kWh/a (floor heating). The domestic hot water demand was 2577 kWh/a. These energies were measured near the storage. The solar collector yield was 313 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 8009 kWh/a. The gas-fired boiler contributed about 1042 kWh/a

to the system. The system's performance factor was 1.92 based on the useful heat leaving the storage and the whole electrical effort. The performance factor for the heat pump was 2.54 (based on total electricity consumption of the heat pump) and 2.71 (based on electricity consumption of the heat pumps compressor). The heat storage efficiency reached 77.5% within the period.

The energy-temperature diagram on the next page shows that space heating is mainly done with the radiator circuit and so the heat pump cannot benefit from the lower flow temperature of the floor heating system. For floor heating energy at around 46°C is taken out of the storage and is returned at around 28°C while the radiator heating energy is taken out of the storage at approx. 45°C and returned at approx. 41°C, both measured after the storage but before the mixing valve.

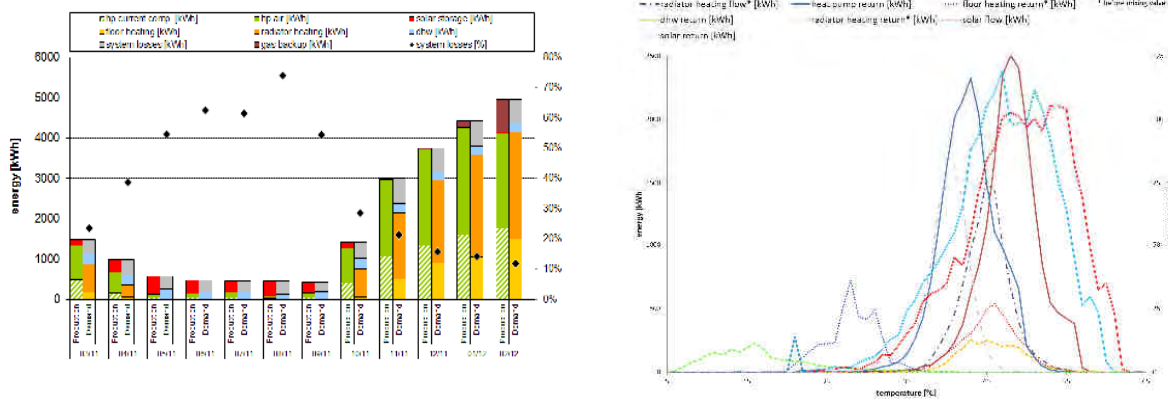


Figure 3 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

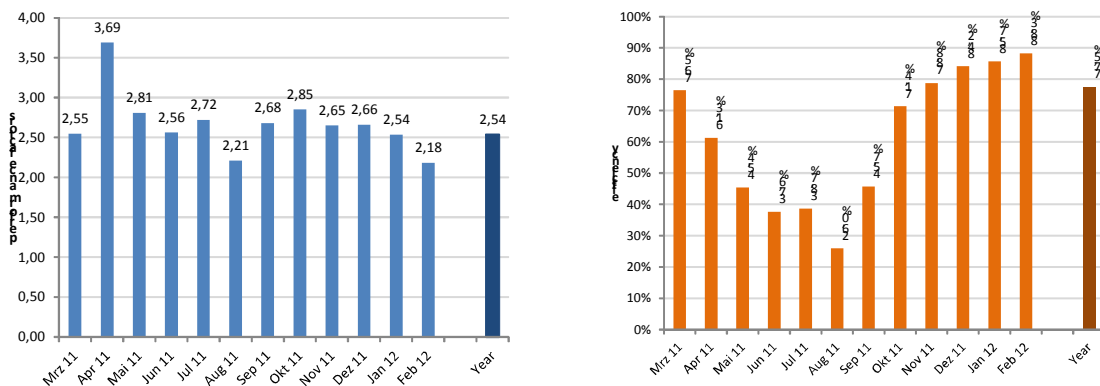


Figure 4 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

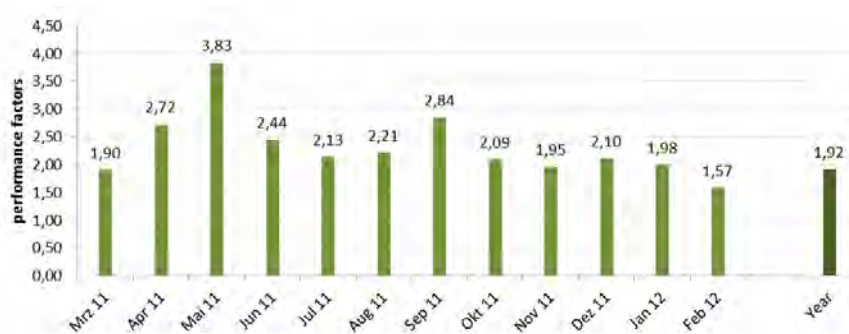


Figure 5 - performance factors of the system

7 Monitoring results of the second year

The average ambient temperature within the measuring period was 10.1°C. Space heating demand was 12314 kWh/a (radiator) and 3305 kWh/a (floor heating). The domestic hot water demand was 2960 kWh/a. These energies were measured near the storage. The solar collector yield was 290 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 8236 kWh/a. The gas-fired boiler contributed about 1147 kWh/a to the system. The system's performance factor was 1.98 based on the useful heat leaving the storage and the whole electrical effort. The performance factor for the heat pump was 2.71 (based on total electricity consumption of the heat pump) and 2.92 (based on electricity consumption of the heat pumps compressor). The heat storage efficiency reached 77.3% within the period.

Malcirculation produced thermal losses of the domestic hot water storage. This was corrected by installing a check valve. Also the times of operation of the domestic hot water preparation were optimized. Both measures had their part in the increased system performance. However, both weather and user behavior was different as well. A longer period of monitoring would be necessary to confirm the effect of the optimizations.

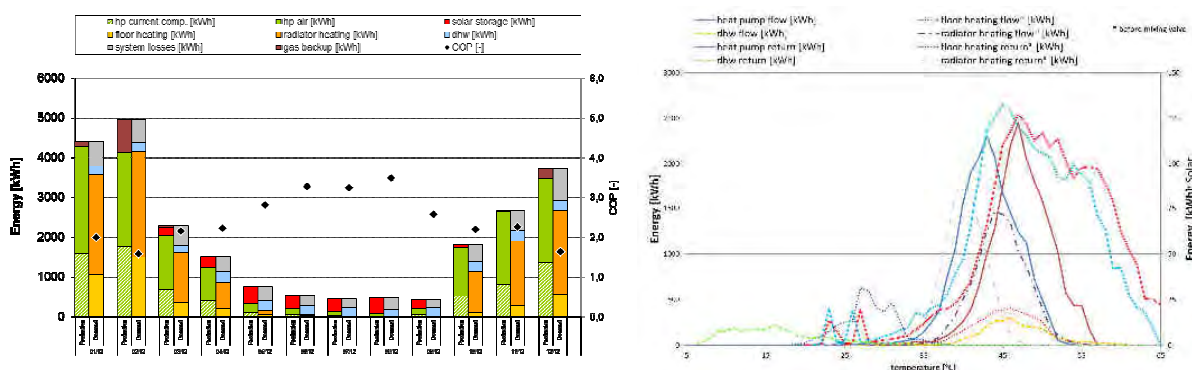


Figure 6 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

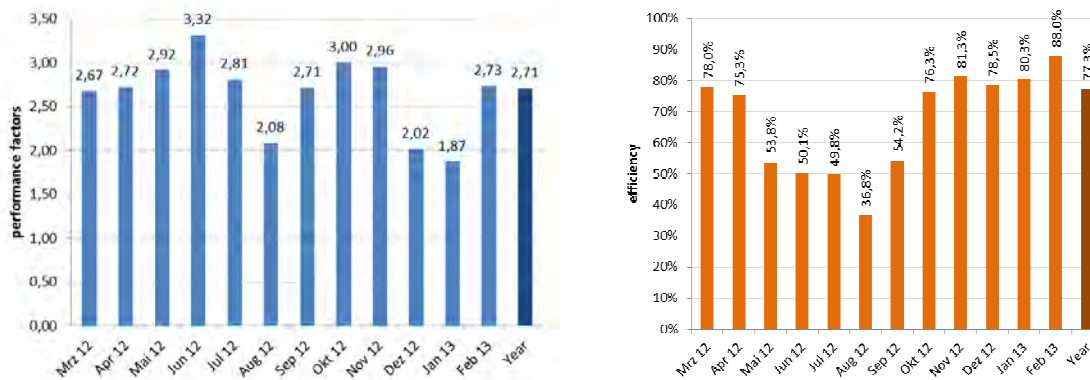


Figure 7 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

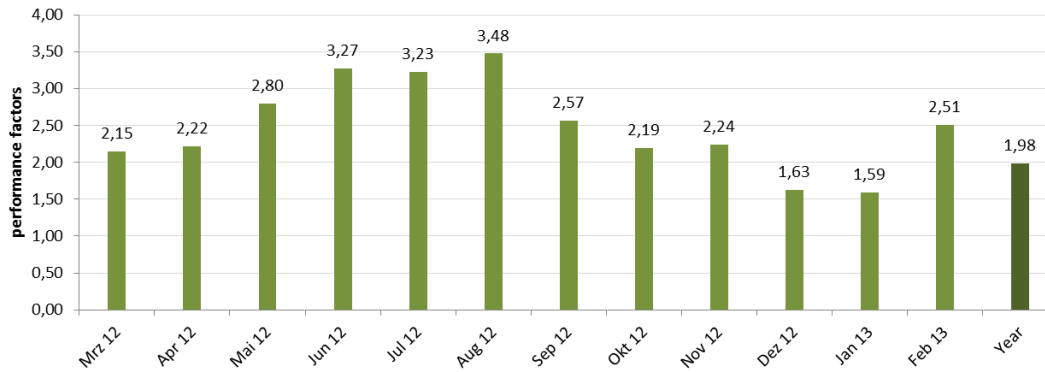


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

The monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Axams/Austria – System E

Date: 02-07-2013

By **Walter Becke¹** and **Martin Vukits²**

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

A combined air source heat pump and solar thermal heating system has been installed in a single family house in Axams (Austria) and monitored from January 2011 to February 2012. The system provides domestic hot water (1062 kWh/a) for 4 persons and space heating (8226 kWh/a) for 216.7 m² of heated floor area. The 7.2 kW air source heat pump and the 11.9 m² flat plate collector field deliver heat to a combi-storage of 940 l water volume from where the needs for space heat and domestic hot water are being served. All heat inputs and outputs of the storage were monitored as well as the electricity consumption of the heat pumps external unit, the heat pumps compressor, the heat pumps power consumption excl. the above, the solar pump and control plus gas-fired boiler and the heating circuit pumps, mixer and control.

For the year 2011, the resulting seasonal performance factor of the system calculated based on all electricity use and the useful heat leaving the storage was 2.04.

2 Description of System Concept

An air source heat pump and a flat plate solar collector field deliver heat into a combi storage which provides domestic hot water and space heat. Additionally, the heat pump can serve the space heating directly, the solar collectors can support the heat pumps evaporator and a heating rod acts as backup system for buffer and space heating. The solar collectors load the lower part of the buffer with an internal heat exchanger. The heat pump loads the upper part and keeps the lower part at 25°C for defrosting.

3 Technical Data

- Flat-plate thermal collectors (11.9m² aperture area) inclined 45° oriented 10° west, $\eta_0=75.9\%$, $a_1=3.365\text{ W/m}^2\text{K}$, $a_2=0.02\text{ W/m}^2\text{K}^2$
- Air source heat pump (split units) using a scroll compressor with R407C (1.3kg). 8.3 kW, COP 3.6 (A7/W35, EN14511)
- 940l combi-storage

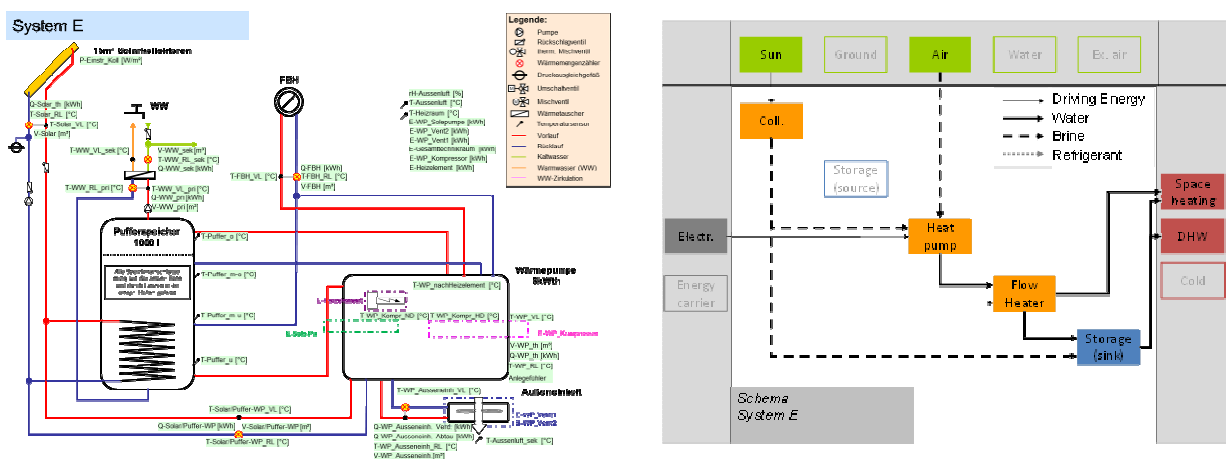


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- Single-family house, 4 people.
- Year of construction: 2009
- Location: Axams (Austria), altitude: 875m, latitude: 47°16'
- Living area: 216.7m²
- Space heating consumption: 8226 kWh/a
- Domestic hot consumption: 1082 kWh/a



Figure 2 - collector field on the roof

5 Monitoring Procedure

Several energy flows within the system are measured by Sharky 773 and Sharky Solar heat meter. The volume counter in the solar circuit is calibrated for the water-antifreeze-mixture in the solar circuit. From each heat meter the flow and return temperatures, the flow water and the energies are logged. The heat meter use data sampling with 12 sec interval and calculate the flow volume as well as the energy with this data. A Logline® Energy DCU data logger is used for the data logging. Every 5 minutes the current value from the heat meter is logged by the SPS. A Tritec Spektron 300 is used to measure solar irradiation on the inclined collector field. Temperatures are measured with PT100 and PT1000 temperature sensors of class A accuracy. These sensors are scanned every second and an average value is calculated and recorded every 5 minutes. The electric energy consumption is measured with electricity meters WS32-S0-MID-B and IS-C 35.65 MID. These devices show the overall consumption on a display and an impulse output for the current energy consumption is connected with the logger system. So the logger system counts the impulses and calculates the consumption within the 5 minutes period.

6 Monitoring results of the first year

The solar irradiation on the collector field was 1507 kWh/m² and the average ambient temperature 7.98°C. Space heat demand and domestic hot water demand were 8226 kWh/a and 1082 kWh/a respectively, measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded 412 kWh per m² aperture area and year. The total electricity demand of the system

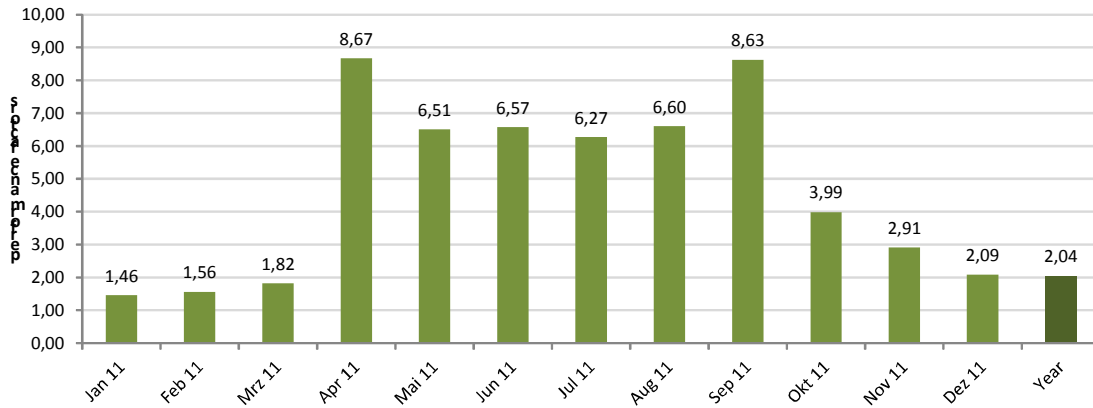


Figure 5 - performance factors of the system

7 Monitoring results of the second year

The solar irradiation on the collector field was 1399 kWh/m² and the average ambient temperature 8.84°C. Space heat demand and domestic hot water demand were 9253 kWh/a and 1030 kWh/a respectively, measured at the outlet of the storage. The solar collectors yielded 352 kWh per m² aperture area and year. The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 10577 kWh/a. The system's performance factor was 1.89 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 3.48 based on compressor electricity consumption, 3.3 including all pumps and 1.83 including the integrated heating rod. From July to September, the entire heat demand was covered by the solar collectors, therefore the heat pump did not run at all. The storage efficiency reached 64.6%.

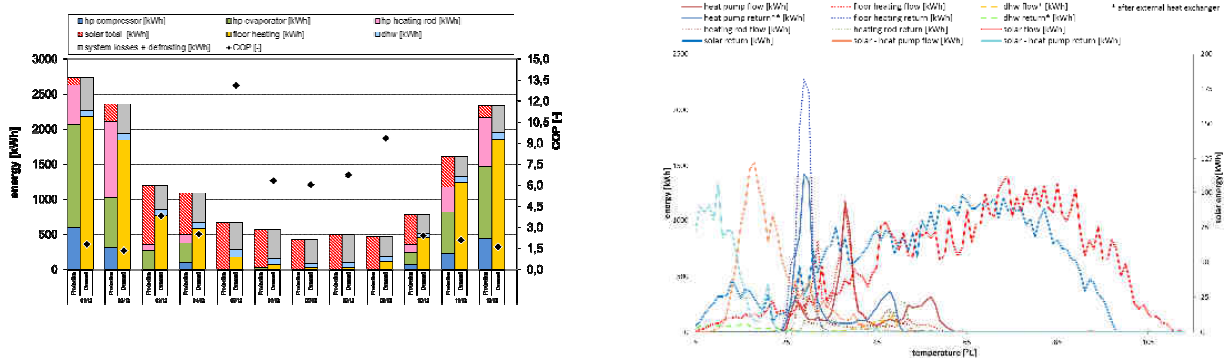


Figure 6 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

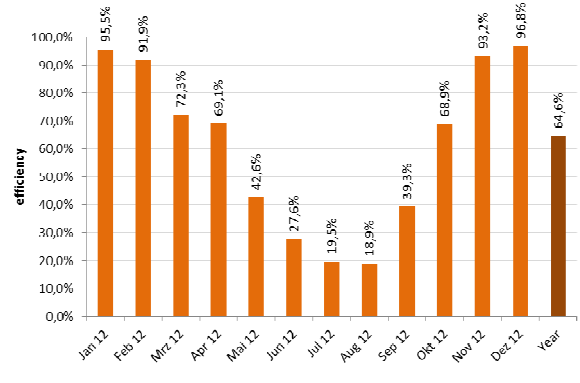
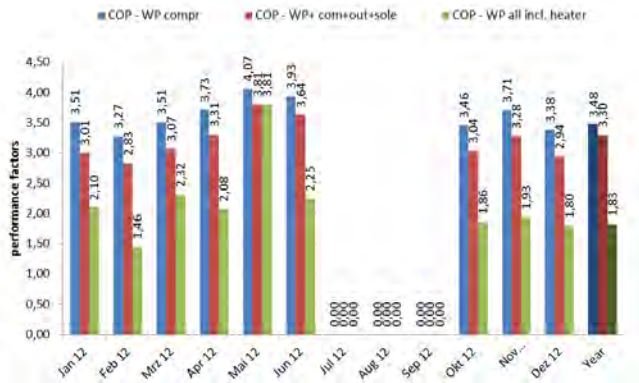


Figure 7 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

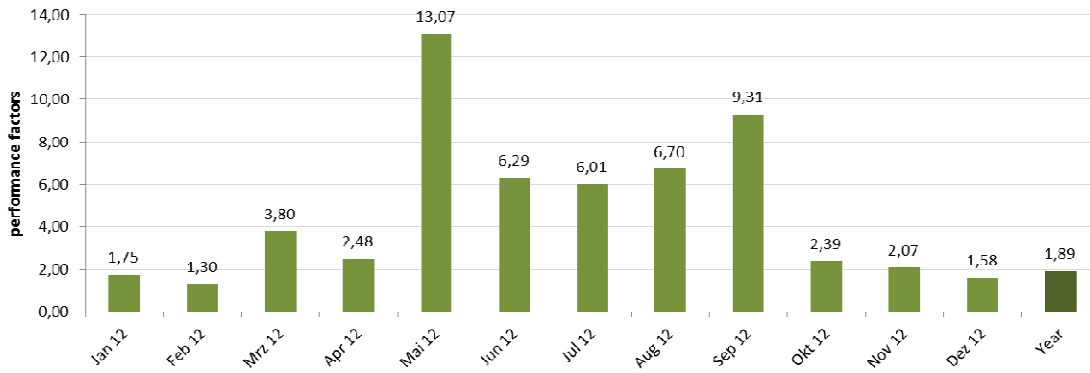


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

This monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Monitoring of a Combined Heat Pump and Solar Thermal Heating System in Deutsch-Wagram/Austria – System F

Date: 02-07-2013

By Walter Becke¹ and Martin Vukits²

¹AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-231

+43 (0)3112 5886-18

w.becke@aee.at

²AEE INTEC

Feldgasse 19, 8200 Gleisdorf, Austria

+43 (0)3112 5886-261

+43 (0)3112 5886-18

m.vukits@aee.at

1 Summary

A combined ground source heat pump and solar thermal heating system has been installed in a kindergarten in Deutsch-Wagram (Austria) in 2009 and monitored from September 2009 to February 2012. The system provides domestic hot water (3195.5 kWh/a) and space heating (20393.8 kWh/a) for 745.46 m² of heated floor area via wall heating, radiators and ventilation system (with heat recovery). The collectors and the heat pump deliver heat to a solar combi-store of 2690 l water volume from where the needs for space heat and domestic hot water are served. All heat in- and outputs of the store were monitored as well as the electricity consumption of the heat pump, the solar collector operation including all controllers and pumps. For the year 2011, the resulting seasonal performance factor of the system calculated based on all electricity use and the useful heat leaving the store was 2.16.

2 Description of System Concept

The ground source heat pump and the flat plate collectors deliver heat to a solar combi-store. From the combi-store domestic hot water and space heat are provided. The heat pump charges either the upper or the middle part of the combi-store directly (switching with a three-way valve) and the solar collectors charge the solar combi-store with an internal heat exchanger placed in the lower third of the store. A ventilation system with heat recovery uses the store and the water well as source.

3 Technical Data

- Ground source heat pump, refrigerant R407C (3.8 kg), 22.1kW, COP 4.6 (B0/W35, EN255)
- Flat-plate thermal collectors (30m² aperture area)
- 2690 l combi-store

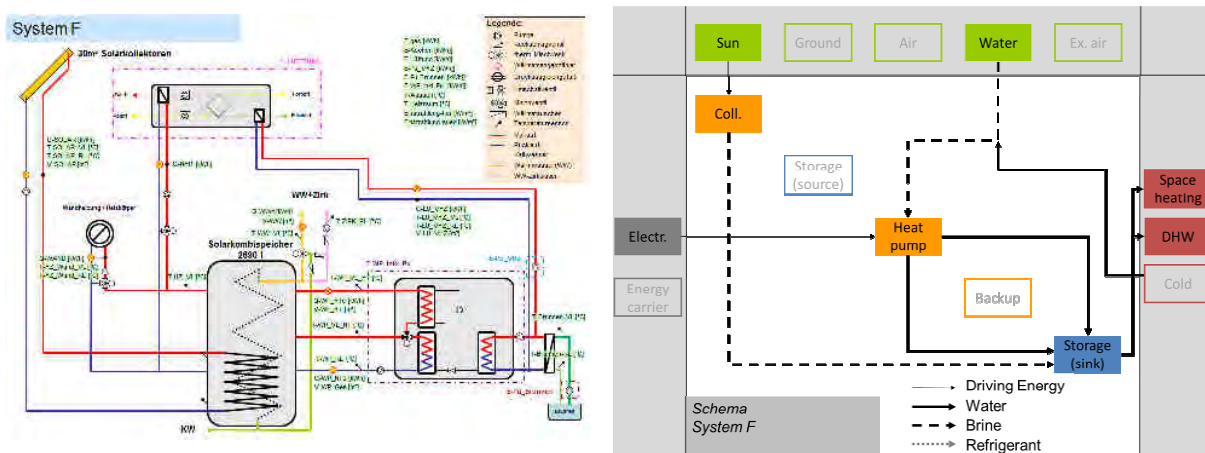


Figure 1 - hydraulic scheme (left), energy flow chart (right)

4 Building Description

- kindergarten
- Year of construction: 2009
- Location: Deutsch-Wagram (Austria), altitude: 160m, latitude: 48°18'
- Living area: 745.46m²
- Space heating consumption: 20394 kWh/a
- Domestic hot water consumption: 3195 kWh/a



Figure 2 – kindergarten

5 Monitoring Procedure

The monitoring aim was the gathering and survey of the following parameter: total final energy demand of the building, total space heating demand, observation of the comfort parameter limits for room temperature and room humidity, central power supply by the backup system and detailed measurements of the system temperatures in heating and ventilation circuits. Additionally, climate data (solar irradiation, ambient temperature, ambient humidity), thermal energy (domestic hot water, space heating), temperature and humidity in the ventilation system and comfort parameter in the various rooms (room temperature, relative humidity, CO₂-concentration) are being monitored.

6 Monitoring results of the first year

The average ambient temperature during the measuring period was 10.5°C. Space heat demand and domestic hot water demand were 20394 kWh/a and 3195 kWh/a respectively, measured at the outlet of the store. The solar collectors yielded 254 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 13189 kWh/a. The system's performance factor was 2.16 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 3.96 (based on electricity consumption of sole pump, heating circuit pumps and pump between storage and heat pump) and 2.51 if the well pump is added as well. The storage efficiency reached 77%.

Out of safety reasons (kindergarten), the mixing valve for DHW is set to about 40°C. The circulation runs five times a day for 20min each run. In the energy-temperature diagram the

desuperheating operation mode (heat pump flow HT) is clearly distinguishable from the usual operation mode of the heat pump (heat pump flow LT). While in the desuperheating mode temperatures between 55 and 60°C are produced, the normal mode yields temperatures between 40 and 55°C. Unfortunately, the desuperheating mode is of minor interest in this special case (kindergarten, see above) and the losses due to the circulation line prevail.

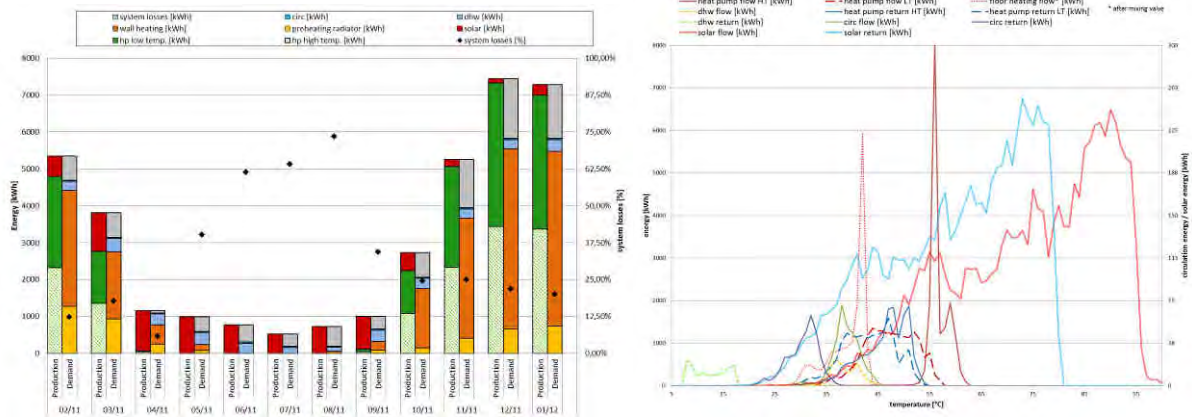


Figure 3 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

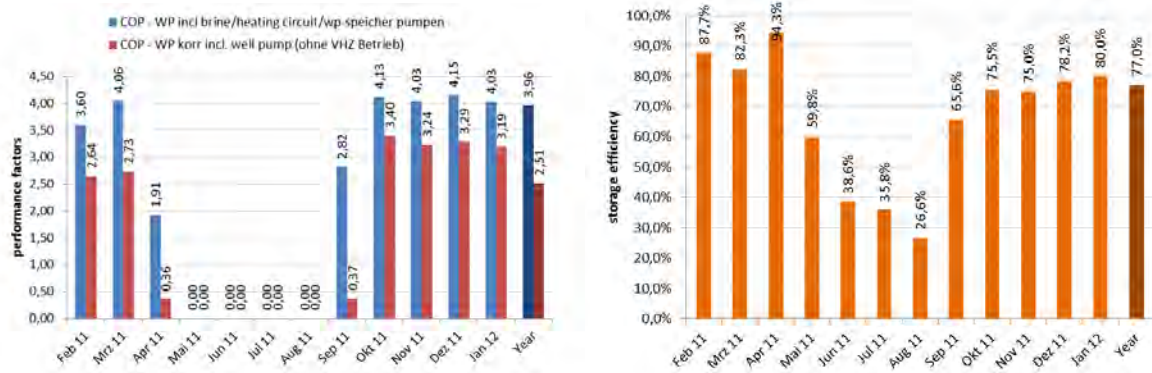


Figure 4 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

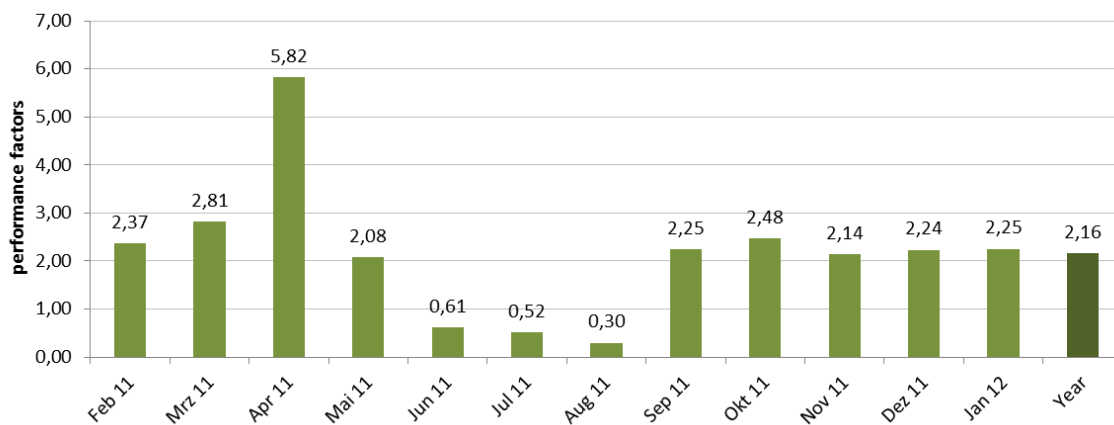


Figure 5 - performance factors of the system

7 Monitoring results of the second year

The average ambient temperature during the measuring period was 12.3°C. Space heat demand and domestic hot water demand were 29152 kWh/a and 2928 kWh/a respectively, measured at the outlet of the store. The solar collectors yielded 250 kWh/m². The total electricity demand of the system including all controllers and pumps was 16278 kWh/a. The system's performance factor was 1.99 based on the useful heat leaving the storage. The performance factor for the heat pump was 4.03 (based on electricity consumption of sole pump, heating circuit pumps and pump between storage and heat pump) and 2.74 if the well pump is added as well. The storage efficiency reached 70.4%.

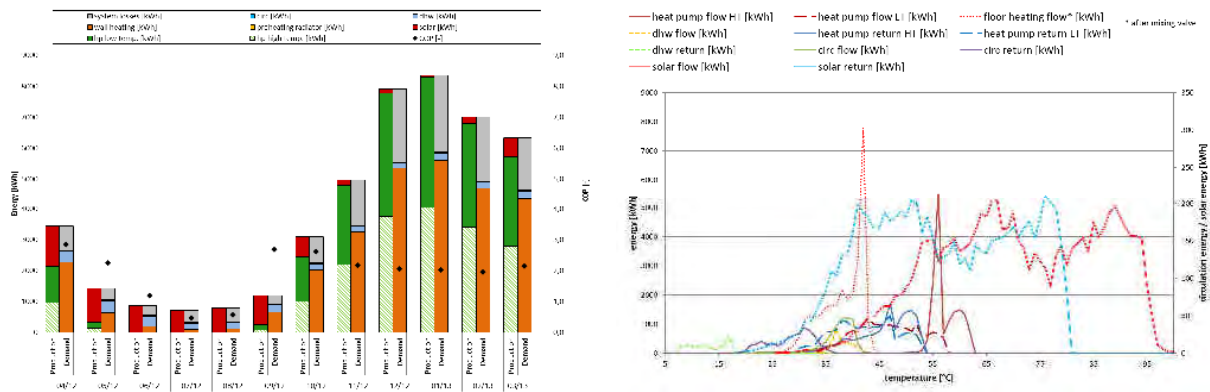


Figure 6 - left: energy balance of the system; right: produced energy at specific temperature

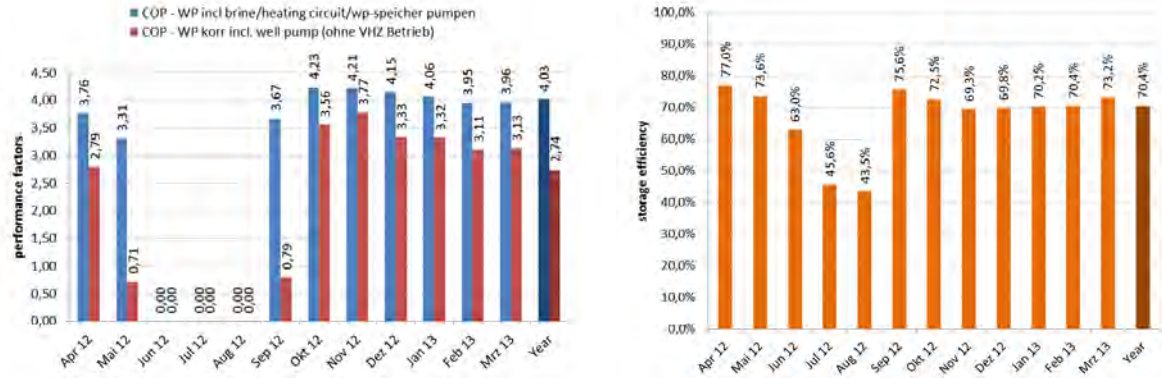


Figure 7 - left: performance factors of the heat pump; right: efficiency of the buffer storage

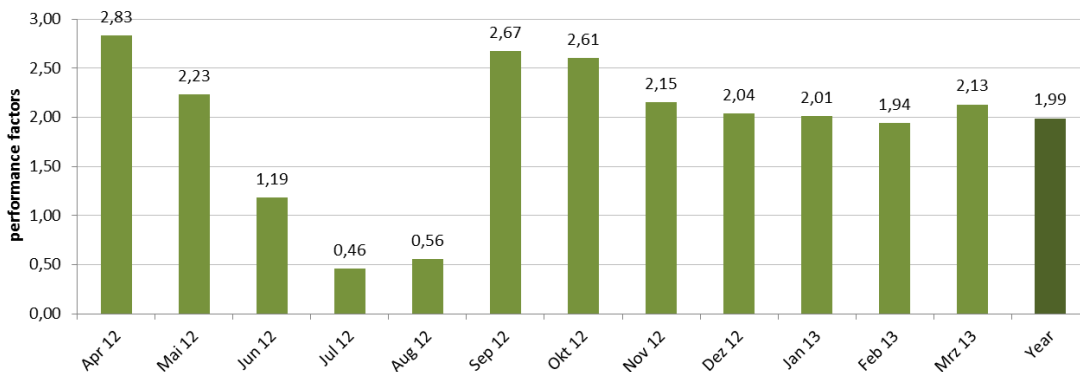


Figure 8 - performance factors of the system

8 Project Background

This monitoring was realized by AEE – Institute for Sustainable Technologies.



9 Literature / Reports

Vukits M., Becke W., Fink C., Heinz A., Lerch W.: Analyse und Bewertung solarer Hybridsysteme, OTTI - 23. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2013

Thür A., Vukits M., Becke W., Heinz A., Lerch W.: Ein Jahr Feldmessung von sechs Solar-Kombianlagen mit Wärmepumpen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012

Lerch W., Heinz A., Thür A., Vukits M.: Optimierung von Solar-Wärmepumpen-Kombianlagen anhand von dynamischen Anlagensimulationen, OTTI - 22. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Germany, 2012



Field Test Monitoring – HeatSOL in Pettenbach/ Austria

Date: August 2013

By Hilbert Focke¹ and Hannes Zannantoni¹

¹ASiC

Roseggerstr. 12, A- 4600 Wels, Austria

+43 (0)7242 9396 5563

+43 (0)7242 49 9396 5560

focke.hilbert@asic.at

1 Summary

- Single family house, year of construction 1750, refurbished 2003, ~250 m² living area, HeatSOL air to water heat pump, 28 m² flat plate collectors, solar collectors able to support heat pump evaporator, 2 x 1.000l storage, 300l DHW boiler, additional aged “secure” oil burner
- Functions: DHW 3.407 kWh/a, Space heating 16.000 kWh/a
- Monitoring period: 22.12.07 – 21.03.08
- Results: Fundamental improvement of control required, solar yields for assisting heat pump very low, system performance non satisfying (esp. defrosting...), customer service problematical, distribution abandoned

Interaction of control should be a premise for solar assisted heat pumps. Focus on optimized or solar assisted defrosting operation is more promising. The consumption of thermal energy for defrosting is often ignored, because of the measurement principle of the heat meters and balancing needs.

2 Description of System Concept

The air source heat pump and the flat-plate collector field deliver heat into the storages or the DHW boiler. Additionally, the solar collectors can support the heat pumps evaporator by warming the inlet air. The collectors charge the storages on three levels (controlled by switching valves). The heat pump charges only the upper parts of the storages and for domestic hot water preparation the DHW boiler. The control of the solar thermal installation is completely independent of the heat pump controller (two separated controllers with no interaction). Lowest permitted collector absorber temperature was 15°C to avoid condensation.

3 Technical Data

- Air source heat pump installed outdoor, refrigerant R407C (3.9 kg), heating power 9.5 kW, COP 3.3 (A2/W35, EN255)
- 28 m² flat plate collectors SOLution INSOL, azimuth: -10°
- Two 1000l storages for heating, 300l boiler for DHW
- Backup oil burner instead of heating rod

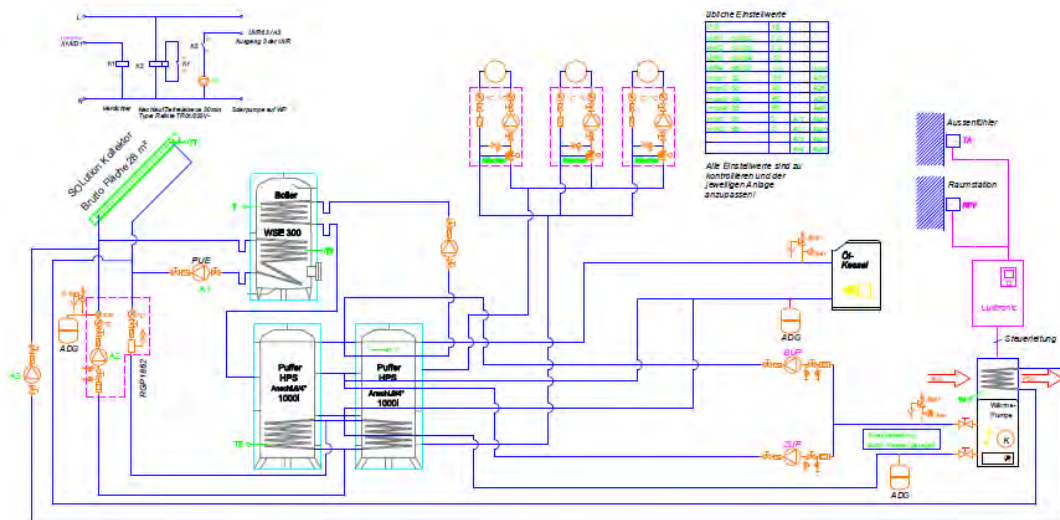


Figure 1: Hydraulic scheme

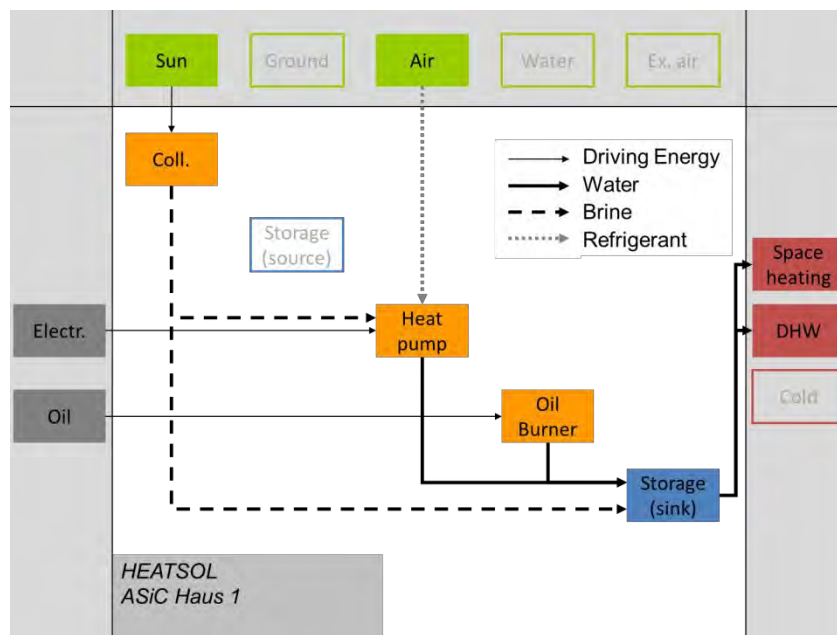


Figure 2: Energy flow chart

4 Building Description

- single-family house , year of construction 1750, refurbished 2003, 2 adult, 3 children
- Location Pettenbach (Austria), alt: 846m, lat: 47° 58'
- Living area: 250 m²
- annual heating demand 16.000 kWh/a (approximation for tender)
- annual DHW demand 3.407 kWh/a, design tapping temperature 50°C



Figure 3: Single family house with heat pump unit and collector field

5 Monitoring Procedure and Results

The measurement equipment consists of a mobile data logger which was situated in the central heating room. The data logger captures the values from 18 sensors (8 Pt 100 diving temperature detectors, 1 electricity meter, 4 mechanical volume flow meters, 2 kombi detectors for air temperature and humidity and a CM21 pyranometer). Calculated average values are saved in 5 minute intervals from every sensor. The heat flows are calculated from the average volume flows and average temperatures afterwards, and logged every 5 minutes too. This calculation method allows capturing heat flows in both directions.

It was not possible to establish a remote data connection to the logger, so data transfer was done by personal attendance in 2 week intervals. Therefore the period for detailed measurement is restricted from 22.12.07 to 21.03.08.

The following examination results from the data logged from 22.12.07 to 16.02.08 (deep winter):

System boundary heat pump: Heating energy (SH+ DHW) without solar assistance $Q_{HP,H} = 5.288 \text{ kWh}$, electricity consumption for the heat pump $P_{el,HP} = 2.028 \text{ kWh}$, results in a performance factor of 2,6 (average ambient temperature $-1,26^\circ\text{C}$, average supply temperature 40°C). Heating energy (SH+ DHW) with solar assistance $Q_{HP,H} = 179 \text{ kWh}$, electricity consumption for the heat pump $P_{el,HP} = 62 \text{ kWh}$, results in a performance factor of 2,9 (average ambient temperature $0,8^\circ\text{C}$, average supply temperature 40°C). In defrost operation the heat pump used 554 kWh from the heat storages as heat source with additional 129 kWh electricity for the compressor. It can be seen, that heat pump defrosting operation is very energy intensive. In summary the measured values result in $SPF_{HP, HOM} = 2,2$.

System boundary solar collector: Heating energy (SH+ DHW) from the solar collector to the storage $Q_{SC,H} = 798 \text{ kWh}$, Energy for assisting the heat pump $Q_{SC,C} = 93 \text{ kWh}$.

System boundary back-up unit: Heating energy (SH+ DHW) from the backup oil burner to the storage $Q_{BU,H} = 207 \text{ kWh}$.

Because of very low solar yields for supporting the heat pump, the energy balance for the system boundary heat pump was monitored until 21.03.08 (springtime). Figure 4 shows the energy flows from 22.12.07 to 21.03.08.

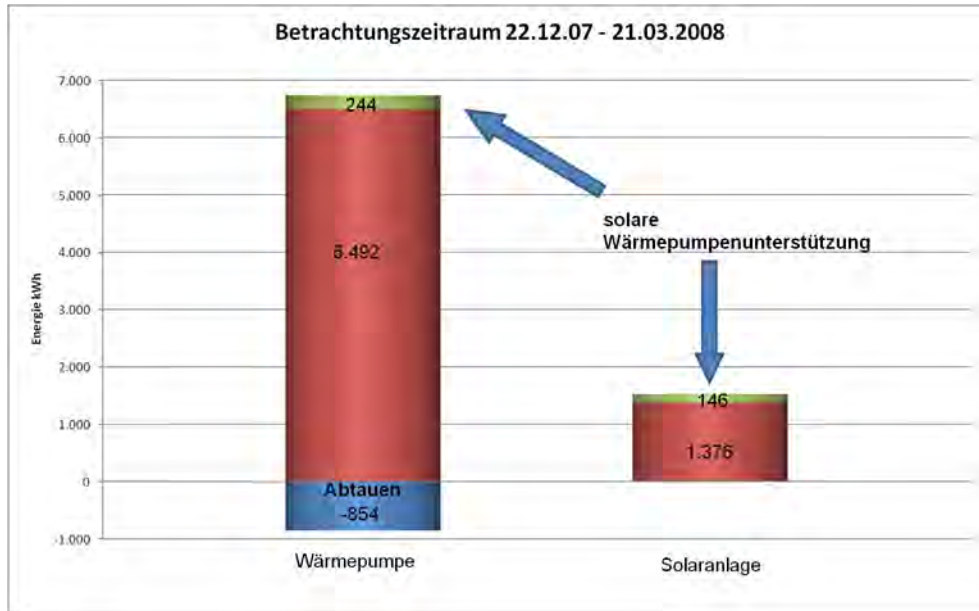


Figure 4: Thermal energy balance

Again for the system boundary heat pump, the measured values result in $SPF_{HP, HOM} = 2,0$.

Further detailed analyses have been carried out:

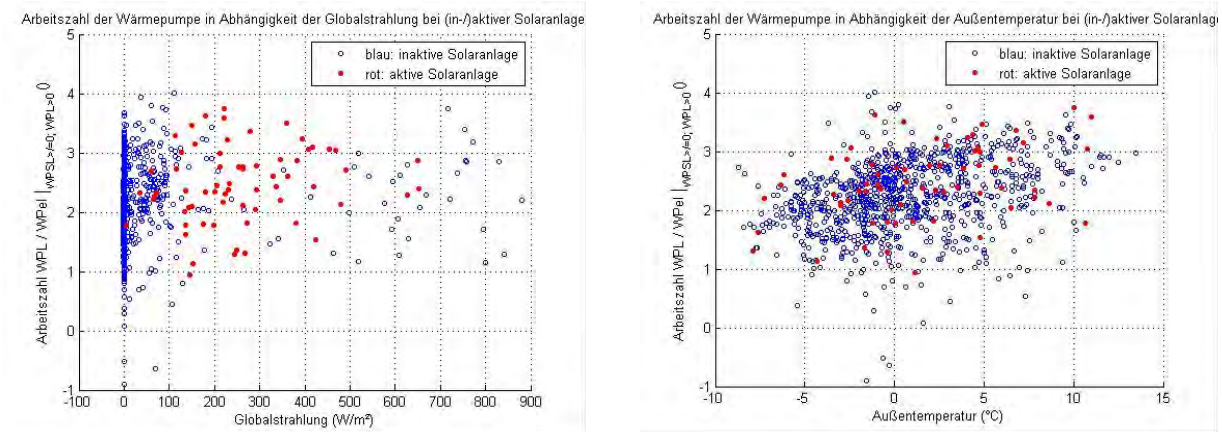


Figure 3: left: COP against irradiance, right: COP against ambient temperature. One dot represents one heat pump cycle. Blue dots: No solar assistance, red dots: Heat pump solar assisted. Defrosting operation included!

Figure 3 shows no important influence on the COP due to solar assistance.

6 Simulation

No simulation has been realized for this system.

7 Economy, Ecology and Costs

No evaluation of economy, ecology and cost has been realized for this system.

8 Project Background

Monitoring was realized by ASiC, Austria Solar Innovation Center and funded by



9 Literature / Reports

H. Focke, H. Zannantoni, G. Steinmaurer: "Solarwärmepumpe - Erhöhung der solaren Deckung durch Systemkopplung", 18. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 23. - 25. April 2008, Germany



Field Test Monitoring – “GREEN TOWER” in Bergheim near Salzburg/ Austria

Date: August 2013

By Hilbert Focke¹

¹ASiC

Roseggerstr. 12, A- 4600 Wels, Austria

+43 (0)7242 9396 5561

+43 (0)7242 49 9396 5560

focke.hilbert@asic.at

1 Summary

Write a short summary of the basic characteristics of the monitored plant:

- 2009 erected exclusive single family house 300 m² with indoor pool, System Natur Vollhybrid “GREEN TOWER”, brine to water heat pump. Heat Source: Special shaped unglazed “design” collectors and ground source heat exchanger, 500l storage, 300l DHW boiler
- Functions: DHW 2.500 kWh/a, space heating 15.000 kWh/a
- Monitoring period: 12.2009 – 03.2011
- Results: Fundamental improvement of control required, dimensioning of unglazed collectors and ground source heat exchanger is critical factor for success, system performance could not convince additional investment in unglazed collectors, company out of business since 2013.

2 Description of System Concept

The system consist of special shaped solar collectors (Helios towers) and an electric driven brine to water heat pump. The energy of the ground is extracted by heat exchangers in boreholes. The special hydraulic distribution device routes the solar energy from the solar collectors to the appropriate sink (hot water storage, boreholes or evaporator of the heat pump). So the heat pump uses the ground and/ or the solar collectors as a heat source.

Further Information: See report market available system “green tower”

3 Technical Data

- Ground source heat pump installed indoor, heating power 9.7 kW, COP 4.45 (B0/W35, EN14511)
- 5 special solar collectors (Helios) in shape of towers
- 500l storages for heating, 300l boiler for DHW
- 2 Backup heating rods

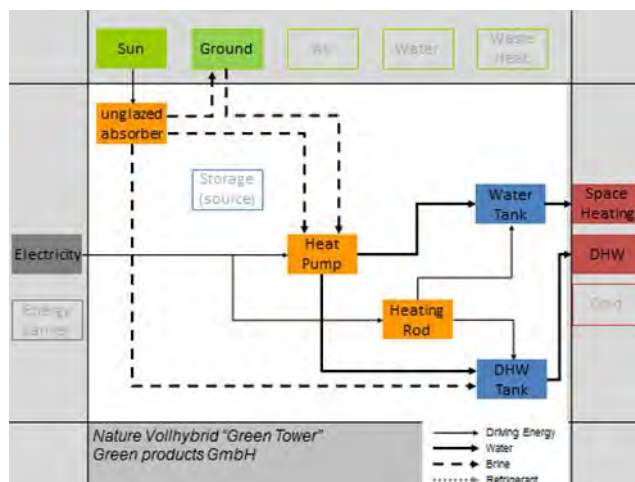


Figure 1: Energy flow chart

4 Building Description

- Single-family house , 2 adults
- Year of construction: 2009, low energy house with heat-recovery ventilation
- Location Bergheim near Salzburg (Austria), alt: 435 m, lat: 47° 50'
- Living area: 300 m², including indoor pool
- annual heating demand 15.000 kWh/a
- annual DHW demand 2.500 kWh/a, design tapping temperature 45°C



Figure 2: Single family hose with “helios” towers

5 Monitoring Procedure and Results

The measurement equipment consists of a mobile data logger which was situated in the central heating room. The data logger captures the values from 5 sensors (3 Pt 100 diving temperature detectors, 1 electricity meter, 1 mechanical volume flow meters). Calculated average values are saved in 3 minute intervals from every sensor. The heat flows are calculated from the average volume flows and average temperatures afterwards, and logged every 3 minutes too. Measurement period: 12.2009 – 03.2011.

Data transfer was done by remote data connection, in 1 week interval. During November 2010 some improvements in control have been attempted. Uncertainties of results: Thermal Energy and Performance factor: +-10%

The following examination results from the data logged from 02.2010 to 01.2011:

System boundary heat pump: Heating energy $Q_{HP,SH} = 11.693 \text{ kWh}$, $Q_{HP,DHW} = 2.335 \text{ kWh}$ electricity consumption for the heat pump $P_{el,HP} = 2.028 \text{ kWh}$, In summary the measured values result in $SPF_{HP, HOM} = 2,7$.



Figure 3: Monthly SPF HP, HOM (left), DHW share (right)

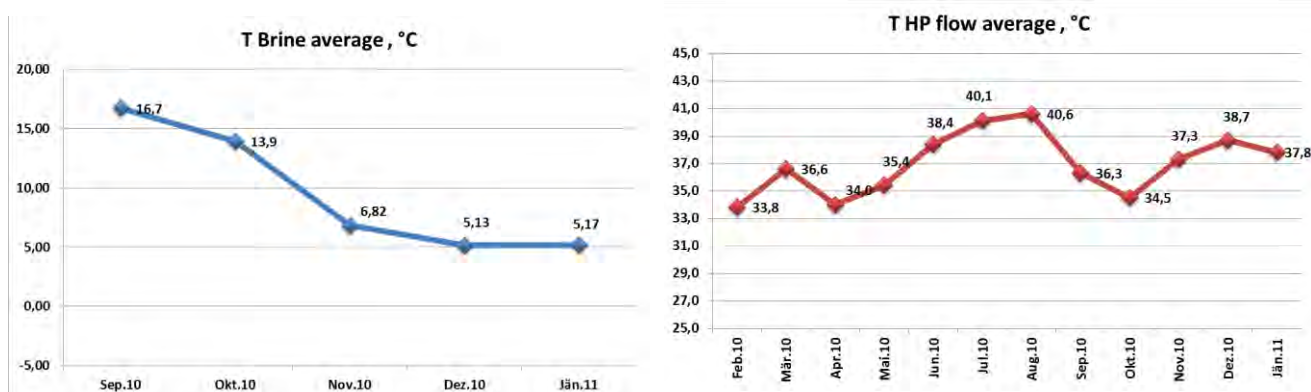


Figure 4: Average brine inlet temperature (left), average HP flow temperature (right)

Figure 3 shows the monthly heating SPFs in the evaluated period and the related fraction for DHW preparation.

Figure 4 shows the average brine inlet temperature to the heat pump evaporator and the average flow temperature from the heat pump condenser to the storage. The single values of the average brine inlet temperature are fluctuating strongly. The trend in the selected heating period shows that dimensioning of heat source and solar collectors is unfitting. Solar ground regeneration or direct solar storage heating operation could not be demonstrated appreciable.

Electricity consumption of the direct electric back up system (heating rods) is quite high, but consumption was not monitored in detail. Nevertheless heating operation costs for the whole building are appropriate and not peculiar.

6 Simulation

No simulation has been realized for this system.

7 Economy, Ecology and Costs

No evaluation of economy, ecology and cost has been realized for this system.

8 Project Background TBD

Monitoring was realized by ASiC, Austria Solar Innovation Center and funded by



9 Literature / Reports

No project-related publications or main reports outside Task 44.

9.1.2 Planungsleitfaden

Siehe nachfolgende Seiten.

SOLARTHERMIE UND WÄRMEPUMPENKOMBINATIONEN

**ERKENNTNISSE AUS EINEM FORSCHUNGSPROJEKT
LEITFADEN**

Autoren

Dipl.-Ing.(FH) Martin Vukits

Ing. Christian Fink

AEE – Institut für Nachhaltige Technologien

Dipl.-Ing.(FH) Dr.techn. Andreas Heinz

Dipl.-Ing. Werner Lerch

Technische Universität Graz - Institut für Wärmetechnik

Gleisdorf, 2013

Auftraggeber:

Klima und Energiefonds

Gumpendorferstraße 5/22
1060 Wien



Vertrag: 825546 vom 02.06.2010

Auftragnehmer:

AEE - Institut für Nachhaltige Technologien

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19
Tel.: +43-3112 5886-0
Fax: +43-3112 5886-18
E-Mail: office@aee.at



Projektpartner:

Technische Universität Graz – Institut für Wärmetechnik

A-8200 Gleisdorf, Feldgasse 19
Tel.: +43-3112 5886 -0
Fax: +43-3112 5886 -18
E-Mail: office@aee.at



SOLution - Greiner Renewable Energy GmbH, vormals SOLution Solartechnik GmbH

A-4653 Eberstalzell, Solarstrasse 7
Telefon +43 (0)7244 20280
Telefax +43 (0)7244 20380 - 18
Internetseite: <http://www.sol-ution.com/>



Ochsner Wärmepumpen GmbH

A-3350 Stadt Haag, Ochsner-Straße 1
Tel.: +43-504245-8
Fax: +43-504245-349
E-Mail: kontakt@ochsner.at



Inhalt

1	EINLEITUNG	4
2	SYSTEMKLASSIFIKATIONEN	5
3	KENNZAHLEN ZUR ENERGETISCHEN BEWERTUNG	6
4	MONITORING AN FELDTESTANLAGEN	8
4.1	Ergebnisse.....	9
4.2	Optimierungspotentiale.....	9
5	DYNAMISCHE ANLAGENSIMULATIONEN	12
5.1	Parallelbetrieb einer Luft- bzw. Erdreich-Wärmepumpe mit Solaranlage:.....	12
5.2	Unabgedeckter Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe .	13
5.3	Solar-Einbindung am Verdampfer der WP.....	14
5.4	Simulationsergebnisse	15
6	ÖKOLOGISCHE UND ÖKONOMISCHE BEWERTUNG	17
6.1	Primärenergieverbrauch.....	18
6.2	CO₂-Ausstoß	18
6.3	Wärmegestehungskosten	18
7	ZUSAMMENFASSUNG	23
8	WEITERFÜHRENDE INFORMATION	25

1 Einleitung

Hybridsysteme basierend auf erneuerbaren Energieträgern gewinnen im Bereich der Wärmeversorgung von Gebäuden zunehmend an Bedeutung. Eine vielversprechende Form von Hybridsystemen bildet die Kombination von Solarthermie und Wärmepumpen zur Versorgung von Warmwasser und Raumheizung. Einerseits können die Vorteile der Kombination beider Technologien (z.B. höhere aktive Solarerträge oder höhere Systemjahresarbeitszahlen) im Gesamtsystem zu einem deutlich reduzierten Primärenergiebedarf führen. Andererseits bedeutet die Vielfalt der Kombinations- und Ausführungsmöglichkeiten eine gesteigerte Systemkomplexität, die vielfach sowohl eine detailliertere Auseinandersetzung mit den Schnittstellen als auch Erfahrungswerte erfordert.



Abbildung 1: Solarthermische Kollektoren und Außeneinheit einer Luft/Wasser-Wärmepumpe sowie Photovoltaikpaneele auf einem Flachdach eines Einfamilienhauses

In diesem Leitfaden sollen sowohl der aktuelle Stand der Technik als auch zukunftsfähige Entwicklungen und Potenziale aufgezeigt werden. Die inhaltliche Basis stammt dabei aus dem dreijährigen nationalen Forschungsprojekt „SolPumpEff - Hocheffiziente Kombination von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen“ im Rahmen des Forschungsprogramms „Neue Energien 2020“ des Klima- und Energiefonds.



Abbildung 2: Beispiel einer kombinierten Solar-Wärmepumpenanlage mit einer Sole/Wasser-Wärmepumpe und einem Schichtladespeicher

2 Systemklassifikationen

Grundlegende Systemtypen

Im Rahmen einer Marktstudie wurden 2010/2011 Solar- und Wärmepumpen-Systeme von 88 Firmen in 11 teilnehmenden europäischen Ländern erfasst und klassifiziert¹. Die Systemkombinationen wurden in vier Hauptkategorien gegliedert: das „parallele“, das „serielle“, das „regenerative“ und das „komplexe“ Konzept.

Das **parallele Konzept** ist ein konventionelles Solar-Kombisystem, in dem die Solar Kollektoren und die Wärmepumpe getrennt voneinander in einen gemeinsamen Speicher Energie liefern.

Anders als beim parallelen Konzept erzeugen beim **seriellen Konzept** die Solarkollektoren zusätzlich Wärme für den Verdampfer der Wärmepumpe. Die Kollektoren können hier auch die Rolle eines Umgebungsluftwärmetauschers übernehmen (unabgedeckte oder hybride Kollektoren).

Im **regenerativen Konzept** liefern die Solarkollektoren im Sommer Wärme an einen Erdwärmetauscher und regenerieren somit das Erdreich. Es handelt sich hierbei aber nicht um einen saisonalen Speicherprozess, die mittlere Langzeittemperatur des Erdreichs kann damit aber annähernd konstant gehalten werden, was von Vorteil für die Effizienz der Wärmepumpe ist. Dies ist z.B. dann wichtig, wenn die vorhandenen Bohrlöcher nicht die notwendige Kapazität aufweisen.

Komplexe Systemkonfigurationen sind eine Kombination der seriellen, parallelen und/oder regenerativen Konzepte.

Die oben genannte Klassifikation ergibt die in Abbildung 3 gezeigte Aufteilung am Markt. Das „parallele“ Konzept (P), dominiert klar mit 61 % Anteil. Solar – Wärmepumpensysteme mit reinen „seriellen“ (S) bzw. „regenerativen“ (R) Konzepten werden mit 6 % bzw. 1 % im Vergleich selten angeboten. Sehr beachtlich ist der Anteil an komplexen Systemen mit Kombination aus parallelen, seriellen und/oder regenerativen Systemen, der 33 % beträgt.

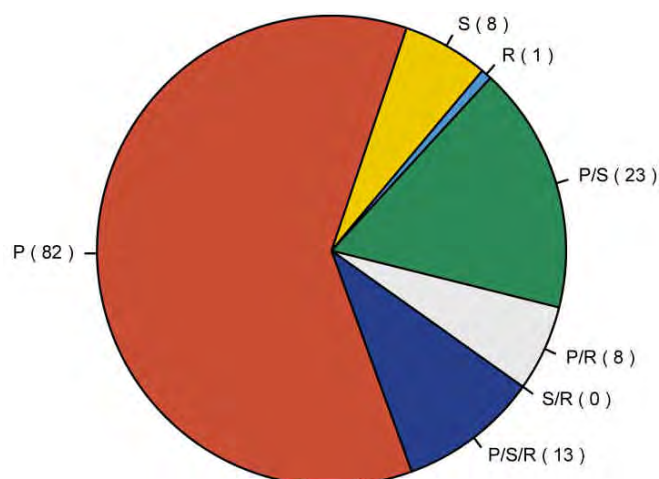


Abbildung 3: Anteile der vier allgemeinen Systeme innerhalb der Marktstudie (135 untersuchte Systeme)

¹ Jörn Ruschenburg and Sebastian Herkel; with contributions from W. Becke, M. D'Antoni, S. Eicher, K. Ellehauge, H. Focke, M. Haller, M. Huber, I. Katić, A. Loose, I. Malenković, A. Thür and M. Vukits, A Review of Market-Available Solar Thermal Heat Pump Systems, March 2013, IEA SHC T44A38

3 Kennzahlen zur energetischen Bewertung

Um die die verschiedenen Systeme untereinander vergleichen zu können, bedarf es eines einheitlichen Bewertungssystems, weshalb energetische Kennzahlen definiert wurden. Bei kombinierten WP- und Solarthermie-Systemen stellt die Systemjahresarbeitszahl SPF_{sys} eine wichtige Kennzahl dar. Diese berechnet sich aus dem Nutzwärmebedarf (Warmwasser & Raumheizung) dividiert durch den Gesamtstromverbrauch der Anlage. Eine weitere wichtige Kennzahl ist die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe SPF_{WP} , die sich aus der Kondensator-seitig abgegebenen Wärmemenge dividiert durch den Gesamtstromverbrauch der WP (Kompressor, Regelung, Außeneinheit bei der Luftwärmepumpe, Solepumpe bei der Erdreichwärmepumpe) berechnet. Für die Bewertung der Systeme mit Solaranlage wurde die Kennzahl des solaren Deckungsgrades gewählt. Im Folgenden werden die genauen Definitionen der Kennzahlen und der verwendeten Größen dokumentiert:

- Gesamtstromverbrauch der Anlage

$$W_{el,tot} = W_{elHP_{tot}} + W_{el,E-Patrone} + W_{el,Pumpen} + W_{el,Regelung}$$

- Arbeitszahl des Gesamtsystems

$$SPF_{System} = \frac{Q_{Nutz}}{W_{el,tot}} = \frac{Q_{Heizung} + Q_{WW}}{W_{el,tot}}$$

- Arbeitszahl des Solar-Wärmepumpensystems

$$SPF_{SWP} = \frac{Q_{Koll} + Q_{Aux}}{W_{el,tot}}$$

- Jahresarbeitszahl der WP

$$SPF_{sys WP} = \frac{Q_{Nutz}}{W_{elHP_{tot}}}$$

- SPF Wärmepumpe

$$SPF_{WP} = \frac{Q_{Kond}}{W_{elHP_{tot}}}$$

- SPF Solaranlage

$$SPF_{Sol} = \frac{Q_{Koll}}{W_{el,Solarpumpe}}$$

- Solarer Deckungsgrad

$$SD = 1 - \frac{Q_{Aux}}{Q_{WW} + Q_{Heizung}}$$

- Spezifischer Kollektorsertrag

$$q_{KollSp} = \frac{Q_{Koll}}{A_{Netto}}$$

- Nachheizenergie

$$Q_{Aux} = Q_{Kond} + W_{el,E-Patrone}$$

$A_{Netto}...$	Absorberfläche (netto) Sonnenkollektor [m^2]
$Q_{Heizung}...$	Heizwärmebedarf des Gebäudes [kWh/a]
$Q_{WW}...$	Warmwasserbedarf [kWh/a]
$Q_{Koll}...$	Wärmeertrag Sonnenkollektoren [kWh/a]
$Q_{Koll,Sp}...$	Kollektorsertrag dem Speicher zugeführt [kWh/a]
$Q_{Koll,SW}...$	Kollektorsertrag der Wärmepumpe (Verdampfer) zugeführt [kWh/a]
$SPF...$	Jahresarbeitszahl (Seasonal performance factor) [-]
$W_{elHPtot}...$	Elektr. Leistungsaufnahme Wärmepumpe (Kompressor, Regelung, Außeneinheit) [kWh/a]
$W_{el,E-Patrone}...$	Elektr. Nachheizung durch E-Patrone [kWh/a]
$W_{el,Pumpe}...$	Elektr. Leistungsaufnahme aller Pumpen [kWh/a]
$W_{el,Regelung}...$	Elektr. Leistungsaufnahme der Anlagenregelung [kWh/a]

4 Monitoring an Feldtestanlagen

Für die Feldtestreihe wurden 7 Anlagen (Systeme A-G) selektiert, die im realen Betrieb in Ein- bzw. Zweifamilienhäusern im Einsatz sind – siehe Tabelle 1. Diese Feldtestanlagen unterscheiden sich in der Art der Wärmequelle - Luft bzw. Erdreich - und in der Art der Integration der Solarenergie - parallel (konventionelles Kombisystem) oder integriert (die Solarenergie wird nicht nur zur direkten Beladung eines Pufferspeichers sondern zusätzlich als Wärmequelle für die Wärmepumpe genutzt). Sämtliche Anlagen wurden mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet und einem Monitoring unterzogen. Neben der Messung sämtlicher thermischen Energieflüsse und den zugehörigen Temperaturen, wurden auch die Stromverbräuche aller wesentlichen Einzelverbraucher sowie Klimadaten und Raumtemperaturen erfasst.

Tabelle 1: Systeme der Feldtestreihe mit den jeweiligen Kennzahlen

	Technische Daten		Speichervolumen/ Kollektorfläche	Heizwärmeverbrauch***
System A* (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	16 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	62,5 l/m ²	23.565 kWh/a
System B (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	20 m ² 1000 Liter 19 kW _{th}	62,5 l/m ²	21.722 kWh/a
System C (Wärmequelle: Erdreich)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	24 m ² 1500 Liter 15 kW _{th}	62,5 l/m ²	20.542 kWh/a
System D (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	8 m ² 800 Liter 19 kW _{th}	100 l/m ²	15.619 kWh/a
System E** (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	15 m ² 1000 Liter 8 kW _{th}	66,7 l/m ²	9.253 kWh/a
System F (Wärmequelle: Wasser)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	30 m ² 2690 Liter 22 kW _{th}	89,7 l/m ²	29.152 kWh/a
System G** (Wärmequelle: Luft)	A _{Koll} : V _{Speicher} : WP-P _{Nom} :	15 m ² 1000 Liter 9 kW _{th}	66,7 l/m ²	7.034 kWh/a****

A_{Koll}: Kollektoraperturfläche

* Integriertes System: Solaranlage unterstützt Verdampfer der Wärmepumpe und liefert Energie an Speicher

** Integriertes Kompaktsystem: Integriertes System, jedoch vorgefertigtes Kompaktgerät (Speicher, Wärmepumpe, Hydraulik und Regelung in einem Gehäuse)

*** Heizwärmeverbrauch inklusive Verteilverluste nach der Wärmemengenzählung, 2012

**** Heizwärmebedarf lt. Energieausweis

4.1 Ergebnisse

Tabelle 2 enthält die Kennzahlen der Systeme A bis F für die Jahresperioden 2011 und 2012; für System G steht keine gesamte Jahresperiode an Messdaten zur Verfügung. Die Ergebnisse zeigen, dass spezifische Kollektorerträge von durchwegs über 400 kWh/m²a bei solaren Deckungsgraden von bis zu 50% erzielt werden konnten. Der positive Einfluss der thermischen Solaranlage auf das Gesamtsystem zeigt sich darin, dass die Arbeitszahlen des Solar-Wärmepumpen-Systems (SPFSWP) deutlich über der Arbeitszahl der Wärmepumpe (SPFWP) in der Bandbreite von 13 bis 65 % liegen. Die Ergebnisse der Feldanlagen stellten sich als passabel heraus, wobei noch Verbesserungspotential nach oben vorhanden ist.

Tabelle 2: Kennzahlen für Systeme A bis F von 2011 und 2012

	q_{Koll} [kWh/m ² a]		SD [%]		SPF _{WP} [-]		SPF _{SWP} [-]		SPF _{Sol} [-]	
	2011	2012	2011	2012	2011	2012	2011	2012	2011	2012
System A	486,9	435,9	21,1	22,5	2,79	2,38	3,34	3,00	56,99	51,11
System B	516,9	493,1	22,2	29,2	2,84	2,86	3,38	3,64	59,57	57,95
System C	494,7	421,3	46,8	46,6	3,72	3,61	6,14	5,73	173,64	174,30
System D	312,8	243,1	13,7	10,2	2,54	2,70	2,93	3,04		
System E	412,4	351,9	51,5	39,0	1,27	1,24	2,28	2,00	90,44	87,56
System F	254,3	254,7	30,6	27,6	2,30	2,35	2,87	2,90		

Zur quantitativen Bewertung des jeweiligen Anlagenverhaltens wurden Energie-Temperatur-Diagramme erstellt, in welchen die übertragene Energie eines Hydraulikkreises nach Temperaturklassen (in 1 Grad Schritten) sortiert dargestellt ist. Die Fläche unter jeder Linie entspricht also der gesamten übertragenen Energie über den Betrachtungszeitraum. Somit lässt sich auf einen Blick ersehen, bei welchen Temperaturniveaus die Energie von der Wärmepumpe bzw. der Solaranlage erzeugt wurde bzw. bei welchem Temperaturniveau die Energie für Heizung bzw. für Warmwasser verbraucht wurde. Erste Berichte über das qualitative und quantitative Betriebsverhalten der Systeme wurden bereits in (Thür et al. 2012) und (Vukits et al. 2013) veröffentlicht.

4.2 Optimierungspotentiale

Aus der Analyse der Messdaten konnten zahlreiche Verbesserungspotentiale mit mehr oder weniger gravierenden Auswirkungen erkannt und teilweise umgesetzt werden. Zusammenfassend konnten die vier am häufigsten vorkommenden kritischen Punkte detektiert werden:

- Die sensible Reaktion der Wärmepumpen auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) sowie die hydraulische und regelungstechnische Integration der Speicher in das System (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) zeigte große Auswirkungen auf die Effizienz des Gesamtsystems.
- Die Speicher zeigten sich hier als zentrale Komponente, was auch die Untersuchungen von (Haller et al. 2013) belegen. Angepasste Einströmgeschwindigkeiten und klar definierte Temperaturzonen sind essentiell wichtig.
- Die Effizienz (Arbeitszahlen) von Wärmepumpen hängt grundsätzlich sehr stark vom Temperaturhub zwischen Wärmequelle und Wärmesenke ab. Deshalb sollte

es das Ziel sein, mit der Wärmepumpe so wenig wie möglich „Übertemperatur“ zu erzeugen, die dann durch Mischventile oder Mischvorgänge im Speicher wieder heruntergemischt wird – Exergieverluste.

- Abgestimmte Systeme mit hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad zeigen Vorteile hinsichtlich Systemeffizienz (Wärmeverluste, Hydraulik, Regelung). Ebenso wichtig ist der Einsatz von energieeffizienten elektrischen Antrieben und deren sorgfältige an das System angepasste Auslegung.

Beispielhaft werden bei System A (siehe Abbildung 4) die Auswirkungen der durchgeführten Optimierungsmaßnahmen an Hand zweier Energie-Temperatur-Diagramme dargestellt. In Abbildung 5 sind die Energien des Solar- (solar flow), des Wärmepumpen- (heat pump flow) und des Fußbodenheizungskreises (floor heating flow) nach der Höhe der jeweiligen Vorlauftemperaturen dargestellt. Als Auswirkung der ersten Optimierung ist erkennbar, dass der Kollektor, nach Anpassung der Regelung der Pumpe zwischen Solaranlage und Verdampfer der Wärmepumpe (solare Verdampferunterstützung), bereits bei niedrigeren Temperaturen Energie produzierte und den Verdampfer somit mit mehr Energie versorgt (grüne Pfeile in Abbildung 5).

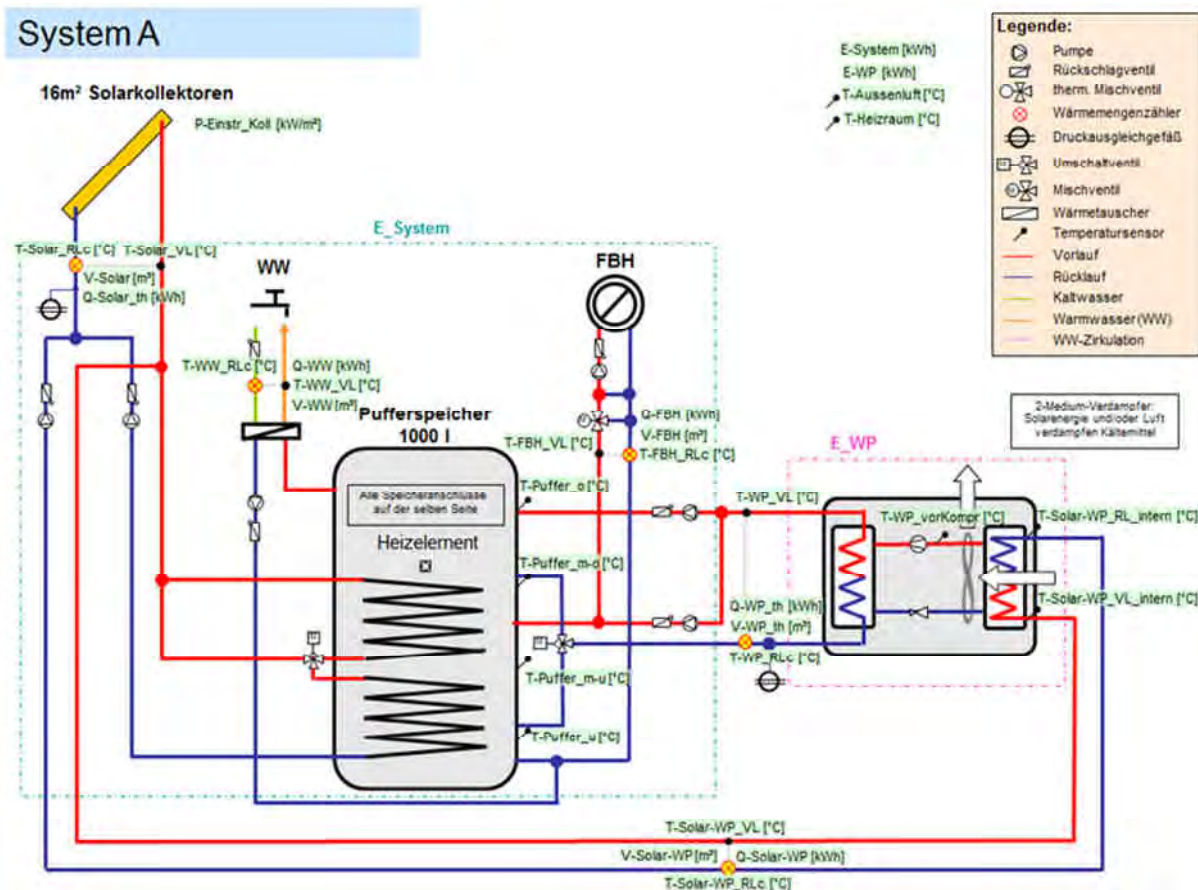


Abbildung 4: Hydraulikschema von System A

Durch die zweite Optimierung konnte eine ordnungsgemäße Beladung des Speichers durch die Wärmepumpe erreicht werden. Die Wärmepumpe hat den Speicher ständig im Warmwassermodus vom obersten bis zum untersten Speicheranschluss beladen, unabhängig davon, ob Warmwasser- oder Heizungsanforderung bestand. Somit wurde Heizungsenergie für die Fußbodenheizung (blauer Pfeil in Abbildung 5) im ineffizienten

Warmwassermodus erzeugt (roter Pfeil im linken Diagramm von Abbildung 5) sowie überhöhte Systemverluste produziert und die Speicherschichtung zerstört. Darüber hinaus war die Umwälzpumpe zwischen Wärmepumpe und Speicher permanent in Betrieb, auch wenn die Wärmepumpe nicht aktiv war. Durch die Beseitigung der Fehler – die elektrischen Anschlüsse der beiden Pumpen und der beiden Umschaltventile waren im Regulationsschrank falsch angeschlossen – wurde erreicht, dass die von der Wärmepumpe bereitgestellte Energie in entsprechender Menge und auf entsprechendem Temperaturniveau der Fußbodenheizung erzeugt wurde (Abbildung 5, roter Pfeil im rechten Diagramm).

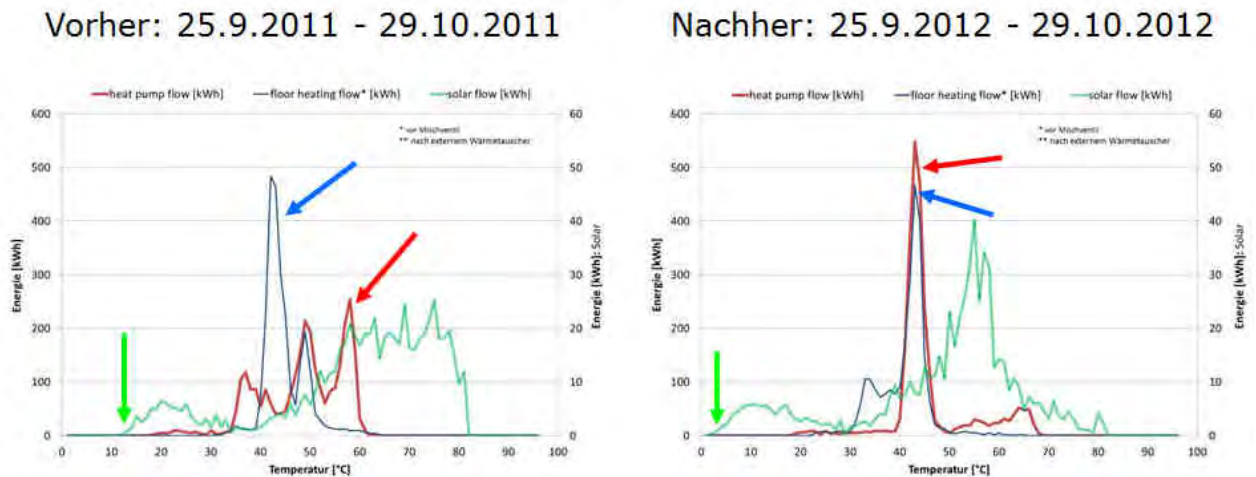


Abbildung 5: Auswirkung der Optimierung an System A mittels Temperatur-Energie-Diagrammen (Grüner Pfeil: Vorlauf der solaren Verdampferunterstützung; Blauer Pfeil: Vorlauf der Fußbodenheizung vor dem Mischventil; roter Pfeil: Wärmepumpenvorlauf)

5 Dynamische Anlagensimulationen

Basierend auf den Messdaten der Feldtestreihe wurden vom Institut für Wärmetechnik Simulationsmodelle für vielversprechende Konzepte entwickelt und validiert sowie darauf aufbauend verschiedene Wärmebereitstellungssysteme hinsichtlich ihrer energetischen Effizienz durch dynamische Anlagensimulationen mit der Software TRNSYS verglichen. Neben reinen parallelen Systemen wurden auch integrierte Systeme betrachtet. Als Solar-Kollektoren wurden einerseits selektiv beschichtete, abgedeckte Flachkollektoren, andererseits aber auch unabgedeckte, ebenfalls selektiv beschichtete, Kollektoren angenommen.

Für die Simulationen wurden die Randbedingungen des IEA SHC Task 44 verwendet (Haller et al. 2013). Dabei erfolgt jeweils die Wärmeversorgung für Heizung und Warmwasser eines Einfamilienhauses (SFH) in drei Varianten bzgl. des spezifischen Heizwärmebedarfs (15, 45 und 100 kWh/m²a). Bei SFH15 und SFH45 wird für das Heizungssystem eine Fußbodenheizung und für SFH100 eine Radiatorheizung verwendet. Die Simulationen wurden für das Klima Graz durchgeführt.

5.1 Parallelbetrieb einer Luft- bzw. Erdreich-Wärmepumpe mit Solaranlage:

In Abbildung 6 ist die Einbindung einer Luftwärmepumpe für zwei unterschiedliche Varianten dargestellt. Beim Schema in der linken Abbildung kann die vom Kondensator abgegebene Wärme der Luft-WP in den Pufferspeicher, aber auch zusätzlich direkt in das Wärmeabgabesystem, geliefert werden. Beim System rechts wird die WP nur zur Beladung des Pufferspeichers (Warmwasser- und Heizungsvolumen) verwendet. Das Wärmeabgabesystem wird nur aus dem Pufferspeicher versorgt.

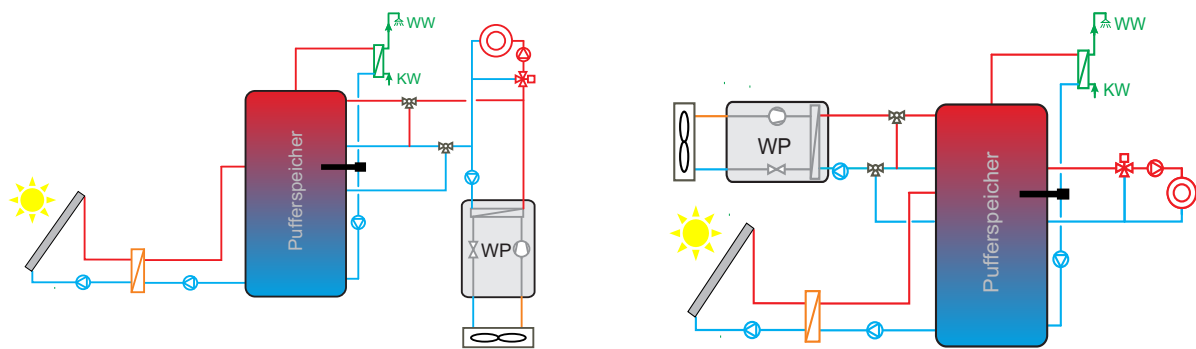


Abbildung 6: Links: Solaranlage & Luft-WP direkt;
Rechts: Solaranlage & Luft-WP indirekt

Die Simulationsergebnisse zeigten unter den dabei angenommenen Randbedingungen, dass bei „indirekter“ Verschaltung - je nach Gebäudetyp und System, egal ob Luft- oder Sole-Wärmepumpe - der Gesamtstromaufwand um 0,2 bis 3,7 % höher ist als bei der „direkten“ Variante. Die Art der Einbindung der WP hat also keinen sehr großen Einfluss auf die Effizienz des Systems. Dies gilt allerdings nur unter der Voraussetzung einer guten Temperatur-Schichtung und einer adäquaten Wärmedämmung des Speichers.

Die Luft-WP wurde so ausgelegt, dass die Heizleistung bei einer Außenlufttemperatur von 2 °C und einer Heizwasserseitigen Austrittstemperatur von 35 °C erreicht wird. Da mit sinkender Verdampfungstemperatur die Leistung der WP sinkt, ist bei den Luft-WP-

Systemen zusätzlich eine elektrische Nachheizung installiert, damit der Wärmebedarf abgedeckt werden kann (Bivalentes System). Diese wurde so dimensioniert, dass die Leistung der E-Patrone der erforderlichen Heizlast inkl. der Warmwasserbereitung entspricht. Bei dem untersuchten Solar-Kombisystem mit Sole-Wärmepumpe dient ein Erdreich-Flachkollektor als Wärmequelle für die Sole-Wärmepumpe. Die Sole-WP wurde so ausgelegt, sodass die jeweilige Heizleistung bei einer Soleeintrittstemperatur in den Verdampfer der Wärmepumpe von 0 °C und einer Kondensatoraustrittstemperatur von 35 °C erreicht wird. Exemplarisch ist in Abbildung 7 ein Solar Sole WP Kombisystem mit direkter Heizungseinbindung dargestellt.

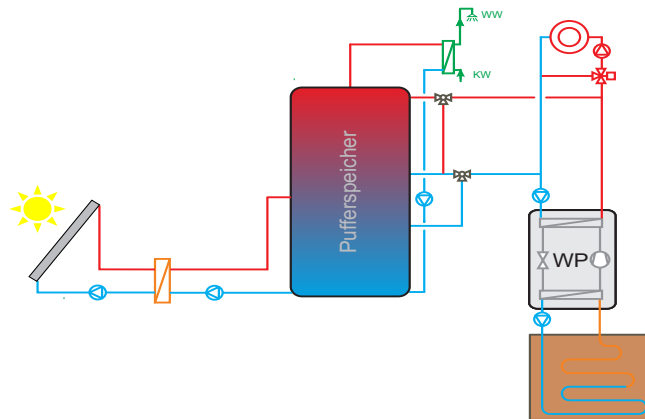
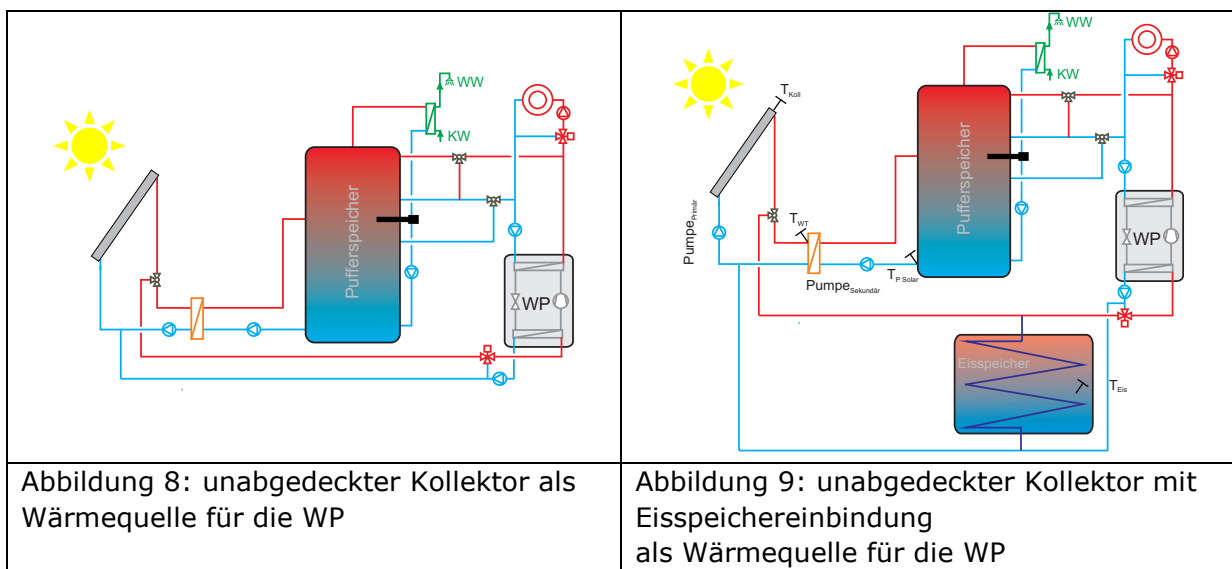


Abbildung 7: Anlagenschema einer Erdreich-WP

5.2 Unabgedeckter Kollektor als Wärmequelle für die Wärmepumpe

In diesem System dient die thermische Solaranlage auch als Wärmequelle für die Wärmepumpe. Es wurden selektiv beschichtete, unabgedeckte Kollektoren verwendet. Diese können in Verbindung mit einer Wärmepumpe wie ein Außenluftwärmetauscher arbeiten, also der Außenluft Wärme entziehen, wenn keine oder nur wenig Solarstrahlung zur Verfügung steht. Die Kollektoren sind über einen Sole-Kreislauf mit dem Verdampfer der Wärmepumpe verbunden.

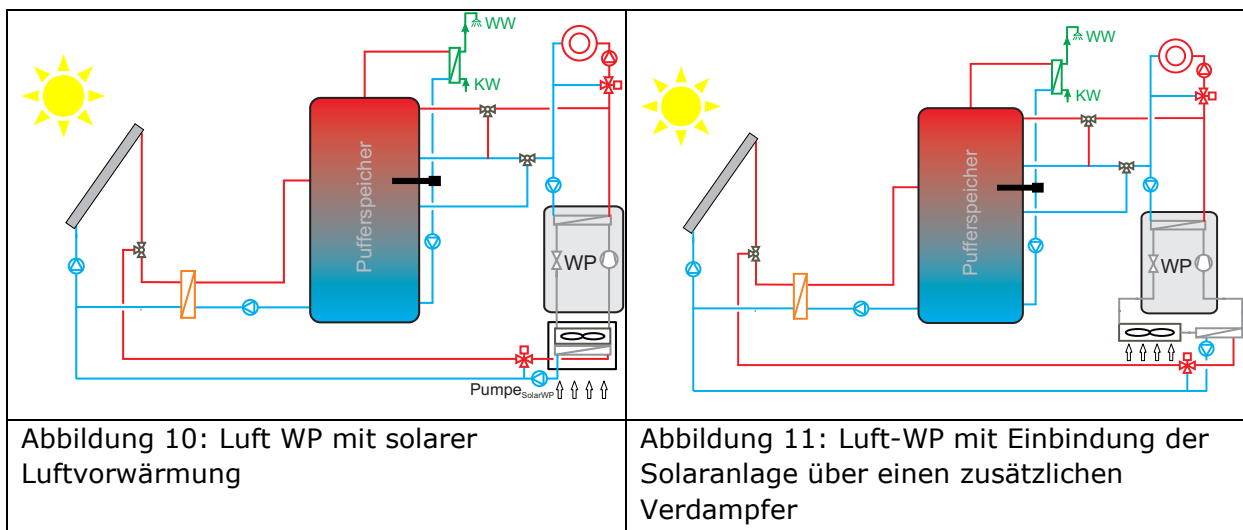


In Abbildung 8 ist ein Hydraulikschema dieses Systems dargestellt. Im Solekreislauf vor dem Verdampfer der Wärmepumpe ist ein Mischventil eingebaut, welches eine Überschreitung der maximalen Vorlauftemperatur zum Verdampfer (Einsatzgrenzen Kompressor) verhindern soll. Die Auslegung der WP wurde gleich angenommen wie oben für die Sole-WP beschrieben, wobei ebenfalls eine E-Patrone im Speicher installiert ist.

Dieses System in Abbildung 9 unterscheidet sich zu vorigem dadurch, dass zusätzlich ein Eisspeicher als Wärmequelle für die Wärmepumpe vorhanden ist. Hier ist es möglich, dass durch die thermische Solaranlage der Pufferspeicher beladen wird und gleichzeitig die Wärmepumpe in Betrieb ist. Erfolgt eine Beladung des Eisspeichers und soll gleichzeitig die Wärmepumpe laufen, bedeutet dies, dass am Kollektor eine höhere Temperatur als im Eisspeicher verfügbar ist. In diesem Betriebszustand wird die Wärme der Solaranlage nicht zur Beladung des Eisspeichers sondern direkt zur Versorgung des Verdampfers der Wärmepumpe verwendet.

5.3 Solar-Einbindung am Verdampfer der WP

Diese Systemvariante ist grundsätzlich gleich aufgebaut wie die parallelen Systeme. Zusätzlich ist aber die Nutzung von Solarwärme am Verdampfer der Wärmepumpe möglich. Dies passiert im System in Abbildung 10 über die Vorwärmung der dem Verdampfer zugeführten Außenluft. Ein Luftwärmetauscher ist dem eigentlichen Verdampfer luftseitig vorgeschaltet und an den Solekreis der Solaranlage angeschlossen. Damit soll bei niedriger Einstrahlung eine Vorwärmung der Außenluft und somit eine Effizienzsteigerung durch eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur ermöglicht werden.



Die Regelung erfolgt über die Kollektortemperatur, wobei die Solaranlage im Vorrang den Pufferspeicher belädt. Die Solaranlage besteht aus selektiv beschichteten, abgedeckten Flachkollektoren. Der Betrieb der Verdampfer-Einbindung erfolgt nur dann, wenn die Kollektortemperatur höher als die Außenluft-Temperatur ist.

Im System in Abbildung 11 ist der Solekreis der Solaranlage direkt über einen Plattenwärmetauscher in den Kältemittelkreislauf der Wärmepumpe eingebunden - der Außenluftverdampfer und der Verdampfer des Solarkreises sind in Serie geschaltet. Der solare Wärmeeintrag bei niedriger Einstrahlung soll dabei eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur und damit eine Effizienzsteigerung bewirken.

5.4 Simulationsergebnisse

Im Rahmen von „SolPumpEff“ wurden verschiedene Wärmebereitstellungssysteme hinsichtlich ihrer energetischen und primärenergetischen Effizienz miteinander verglichen. Dabei wurden eine Luft-WP, eine Sole-WP, ein Holz-Pelletkessel und ein Gaskessel für die Wärmebereitstellung verwendet. Diese Konzepte wurden jeweils mit und ohne Solarthermie-Unterstützung betrachtet. Neben diesen reinen parallelen Systemen wurden auch serielle Systeme untersucht, bei denen die Solarenergie zusätzlich als Wärmequelle für die WP genutzt wird. Mit diesen Wärmebereitstellungsanlagen erfolgt jeweils die Heizwärme-Versorgung eines Einfamilienhauses (SFH) in drei Varianten bzgl. des spezifischen Heizwärmebedarfs (15, 45 und 100 kWh/m²a) und die Warmwasserbereitung.

Die Simulationsergebnisse in Tabelle 3 zeigen, dass beim Luft-WP-System (System 1) für das SFH45 Gebäude durch die **Einbindung einer thermischen Solaranlage** (14 m² Flachkollektoren, System 2) die Jahresarbeitszahl des gesamten Hybridsystems (SPF_{System}) von 2,55 auf 3,66 erhöht wird. Der Gesamtstromverbrauch wird dadurch um ca. 30 % gesenkt (von 3327 kWh/a auf 2321 kWh/a beim SFH45 Gebäude)

Bei den alternativen Systemkonzepten mit **unabgedeckten Kollektoren** konnte durch die Einbindung des Eisspeichers (System 4) die Verdampfer-Eintrittstemperatur im Mittel deutlich erhöht werden. Dadurch ist die Effizienz der Wärmepumpe höher als ohne Eisspeichereinbindung (System 3). Die Systemeffizienz steigt aber nur in relativ geringem Ausmaß, was darauf zurückzuführen ist, dass etwas weniger Solarwärme direkt in den Pufferspeicher eingebracht wird. Die Simulationen ergeben, dass mit den getroffenen Annahmen beim SFH45 mit ca. 15 m² unabgedeckten Kollektoren die gleiche System-Jahresarbeitszahl erreicht werden wie beim reinen Luft-WP-System. Um die gleiche Effizienz wie beim Luft-WP-System mit 14 m² Flachkollektoren (parallel) zu erreichen, wären ca. 35 m² an unabgedeckten Kollektoren notwendig.

Bei den alternativen Systemen mit **solarer Luftvorwärmung** (System 5) bzw. Integration der Solarenergie mittels eines **zweiten Verdampfers** in den Kältemittelkreislauf zeigte sich, dass das Effizienzsteigerungs-Potential unter den angenommenen Randbedingungen sehr klein ist und den zusätzlichen Aufwand gegenüber einem rein parallelen System kaum rechtfertigt. Die Simulationsergebnisse für das System 5 (Luft-WP mit **Luftvorwärmung durch die Solaranlage**) zeigen, dass unter den verwendeten Randbedingungen durch die Luftvorwärmung eine Verringerung des elektr. Energiebedarfs $W_{\text{el,tot}}$ gegenüber der Variante mit reinem Parallelbetrieb (System 2) von 1-2 % erreicht werden kann. Die Verbesserung ergibt sich in erster Linie durch eine etwas höhere Jahresarbeitszahl SPF_{WP} , die durch die Luftvorwärmung zustande kommt. Insgesamt lässt sich festhalten, dass das Effizienzsteigerungs-Potential dieses Systems unter den angenommenen Randbedingungen klein ist. Beim System mit Integration der Solarenergie mittels eines **zweiten Verdampfers** in den Kältemittelkreislauf zeigen sich ähnliche Ergebnisse.

Tabelle 3: Simulationsergebnisse Gebäude SFH45

		Anlagenkonfiguration			Ergebnisse				
		Kollektor fläche	Pufferspeicher volumen	Eisspeicher volumen	SPF _{System}	SPF _{WP}	SD	W _{el,tot}	W _{el,E-Pratone}
		m ²	m ³	m ³	-	-	%	kWh	kWh
Gebäude SFH 45	System 1	-	0.3	-	2.55	3.25	-	3327	274
	System 2	14	1	-	3.65	3.04	55.3	2317	285
	System 3	30	1	-	3.53	3.37	47.9	2401	485
	System 4	30	1	0.6	3.56	3.55	45.5	2385	492
	System 5	14	1	-	3.68	3.10	54.6	2298	275

In Abbildung 12 wurden für die Systeme 3 und 4 die Kollektorfläche und das Eisspeichervolumen variiert. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass bei einer Verdoppelung der Kollektorfläche bei System 3 (30 m² unbedeckte Kollektoren) die Systemeffizienz von System 2 (14 m² abgedeckte Kollektoren, Parallel-Betrieb) annähernd erreicht wird. Die Einbindung eines zusätzlichen Eisspeichers bewirkt eine geringfügige Erhöhung der Systemeffizienz, unter den angenommen Randbedingungen steht der zusätzliche Mehraufwand jedoch nicht im Verhältnis zur erzielten Effizienzsteigerung.

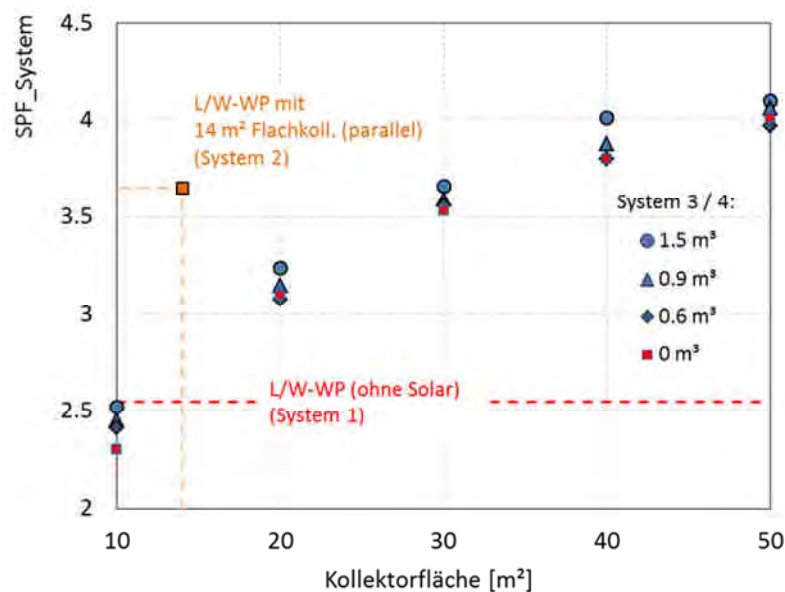


Abbildung 12: SPF_{System} abhängig von Kollektorfläche und Eisspeicher-Volumen für System 3 & 4 im Vergleich zu System 1 & 2

6 Ökologische und ökonomische Bewertung

Die für die Bewertung (Primärenergie, CO₂-Ausstoß und Wärmegestehungskosten) herangezogenen Systeme sind zum einen konventionelle Heizsysteme ohne Solarthermie (Luft- und Erdreichwärmepumpe sowie Gas- und Pelletskessel) und zum anderen Solar-Kombisysteme mit denselben Wärmeerzeugern wie bei den Varianten ohne Solaranlage (Tabelle 7 1). Des Weiteren werden alternative (hochintegrierte) Konzepte zur Koppelung von Solaranlage und Wärmepumpe betrachtet (Kapitel 6.4.7.2). Der Vergleich der simulierten Systeme mit den Messanlagen rundet die ökologische und ökonomische Bewertung ab. Die Bewertung der Systeme wurde jeweils für die Gebäudetypen SFH15, SFH45 und SFH100 durchgeführt (vgl. Kapitel 6.4.1). Für die gewählten Systemkonfigurationen ist zu erwähnen, dass die „Konventionellen Heizsysteme“ allesamt ohne Solaranlage und mit einem 300 l Warmwasserspeicher ausgestattet sind und die „Solar-Kombisysteme“ durchwegs mit einem Kollektorfeld von 14 m² und einem Pufferspeichervolumen von 1000 l gewählt wurden (vergleiche Kapitel 6.4 Systemvergleich). Bei diesen beiden Varianten – „Konventionelle Heizsysteme“ und „Solar-Kombisysteme“ wurden diejenigen Varianten aus der Simulation herangezogen, in denen die Raumheizung sowohl aus dem Pufferspeicher als auch direkt von der Wärmepumpe versorgt wird („direkte Einbindung“ vgl. Abschnitt 6.4.7). Bei den „Alternativen Konzepten“ ist unter

- Konzept I: unabgedeckter Kollektor ohne Eisspeicher
- Konzept II: unabgedeckter Kollektor mit Eisspeicher
- Konzept III: Luft-WP mit Luftvorwärmung durch die Solaranlage (keine Drehzahlregelung, Strahlungs-Limit)
- Konzept IV: Luft-WP mit Einbindung der Solaranlage über einen zweiten Verdampfer

zu verstehen - vergleiche Kapitel 6.4.6. Sämtliche alternativen Konzepte beziehen sich auf die Varianten ohne Drehzahlregelung des Wärmepumpenkompressors mit Regelung nach Strahlungslimit (vergleiche Kapitel 6.4.7.2.4 und 6.4.7.2.5). Folgende Systemkonfigurationen wurden schließlich für die weiterführenden Bewertungen herangezogen und sind unabhängig vom Gebäudetyp in Tabelle 7 1 zusammengefasst.

Tabelle 4: Systemkonfigurationen ausgewählter Varianten

Varianten	System-bezeichnungen	Kollektor-fläche [m ²]	Speicher-volumen [l]	Eisspeicher [l]
Konventionelle Heizsysteme	Luft WP		300	
	Sole WP		300	
	Pellets		300	
	Gas		300	
Solar-Kombisysteme	Luft WP & Solar	14	1000	
	Sole WP & Solar	14	1000	
	Pellets & Solar	14	1000	
	Gas & Solar	14	1000	
Alternative Konzepte	Konzept I	30	1000	
	Konzept II	30	1000	1200
	Konzept III	14	1000	
	Konzept IV	14	1000	

Die für die Berechnung herangezogenen Rahmenbedingungen sind im Endbericht des Projektes „SolPumpEff“ beschrieben. In Abbildung 13, Abbildung 14 und Abbildung 15 sind der Primärenergieverbrauch, der CO₂-Ausstoß und die Wärmegestehungskosten für die untersuchten Systeme der Gebäude mit 15, 45 und 100 kWh/m² Heizenergiebedarf dargestellt.

6.1 Primärenergieverbrauch

Über den Primärenergieverbrauch der Systeme kann zusammengefasst die Aussage getätigt werden, dass die Systeme mit solarthermischer Anlage den konventionellen Heizsystemen ohne Solaranlage primärenergetisch klar überlegen sind. Eine Ausnahme stellen die Systeme mit Pelletskessel dar, welche durch den günstigen fossilen Primärenergiefaktor für Pellets auch ohne Solaranlage im Spitzenfeld liegt. Die Systeme mit dem Gaskessel ohne Solaranlage stellen primärenergetisch die ungünstigsten Varianten dar, mit Solaranlage kann der Primärenergieverbrauch der Gaskessel jedoch im Rahmen gehalten werden. Die Sole-Wärmepumpen - egal ob mit oder ohne solarthermische Anlage - weisen gegenüber den Varianten mit Luft-Wärmepumpe primärenergetische Vorteile auf. Die „hochintegrierten“ alternativen Konzepte I bis IV liegen primärenergetisch durchwegs im Bereich der parallelen Wärmepumpen-kombisysteme. Im Vergleich zur Luft-WP & Solar zeigen die Konzepte gebäudeunabhängig durchwegs positive Ergebnisse. Die Sole-Wärmepumpe mit Solar liegt primärenergetisch immer etwas günstiger als die alternativen Konzepte. Die Ergebnisse der Feldtestanlagen sind grundsätzlich zufriedenstellend, wobei punktuell noch Optimierungspotential besteht.

6.2 CO₂-Ausstoß

Hinsichtlich CO₂-Ausstoß schneidet bei den konventionellen Heizsystemen der Pelletskessel mit Deutlichkeit am besten ab, wohingegen der Gaskessel den höchsten CO₂-Ausstoß aufweist, die Luft- und Sole-Wärmepumpen liegen dazwischen. Bei den konventionellen Heizsystemen ohne Solaranlage weisen die Sole-Wärmepumpen um 19 % (SFH15), 21 % (SFH45) und 18 % (SFH100) niedrigere CO₂-Emission als die Luft-Wärmepumpen auf. Bei den Solar-Kombisystemen haben die Sole-Wärmepumpen um 27 % (SFH15), 26 % (SFH45) und 18 % (SFH100) geringere CO₂-Ausstöße. Mit der thermischen Solaranlage konnte eine deutliche Reduktion des CO₂-Ausstoßes der Systeme erzielt werden. So beträgt die Reduktion bei der Luft-Wärmepumpe bei SFH15-Gebäude durch die Solaranlage 60 %, beim SFH45-Gebäude 29 % und beim SFH100-Gebäude 20 %. Die alternativen Konzepte erzielen im Vergleich zur Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage bei SFH 15 und SFH 45 niedrigere CO₂-Ausstöße. Beim SFH100-Gebäude liegen die CO₂-Ausstöße für die Konzepte mit Luftvorwärmung bzw. mit zwei Verdampfern über, die Konzepte mit den unabgedeckten Kollektoren unter denen der Luft-Wärmepumpe mit Solaranlage.

6.3 Wärmegestehungskosten

Bei Betrachtung der Wärmegestehungskosten der simulierten Systeme wird sichtbar, dass durch die höheren Investitionskosten der Solaranlagen die gesamten Wärmegestehungskosten der Solar-Kombisysteme geringfügig höher sind als die konventionellen Heizsysteme. Es werden zwar die verbrauchsgebundenen Kosten gesenkt, aber die Mehrkosten der Investition kompensiert werden - nicht zuletzt deshalb da in der Berechnung keinerlei finanzielle Förderungen berücksichtigt wurden. Der Unterschied zwischen den Wärmegestehungskosten der Systeme wird, sowohl mit als auch ohne Solar, mit steigendem Heizenergiebedarf kleiner. Die Kosten betragen bei den konventionellen Heizsystemen beim SFH15-Gebäude 0,411 bis 0,689 €/kWhNutz, beim

SFH45 0,278 bis 0,409 €/kWhNutz und bei SFH100 0,235 bis 0,271 €/kWhNutz. Bei den Solar-Kombisystemen liegen die Kosten bei SFH15 zwischen 0,486 und 0,756 €/kWhNutz, bei SFH45 zwischen 0,305 und 0,426 €/kWhNutz und bei SFH100 liegt die Bandbreite lediglich zwischen 0,248 und 0,286 €/kWhNutz. Aufgrund des vergleichsweise hohen Heizenergiebedarfs des SFH100-Gebäudes und der verhältnismäßig geringen Investitionskosten sind die Wärmegestehungskosten der einzelnen Systeme des SFH100-Gebäudes niedriger als bei den SFH15- und SFH45-Varianten. Auch die Differenz von Pellets- und Gaskessel zu den Wärmepumpensystemen wird mit steigendem Heizenergiebedarf minimiert bzw. eliminiert. Und zwar deshalb, da die handelsüblichen Pellets- und Gaskessel in der Lage sind, die Wärmeleistung zu variieren und somit einen großen Leistungsbereich abdecken können, spielt es bei der Betrachtung der Investitionskosten (kapitalgebundene Kosten) keine wesentliche Rolle, welchen Heizenergiebedarf das jeweilige betrachtete Gebäude aufweist. So hat der verwendete Pelletskessel einen Leistungsbereich von 3,4 kWth bis maximal 13 kWth und kann damit sowohl den Heizenergiebedarf des SFH15-, SFH45- und SFH100-Gebäudes decken.

Werden die alternativen Konzepte betrachtet, so kann festgestellt werden, dass diese bei den jeweiligen Gebäudetypen auf ähnlichem Niveau liegen wie die konventionellen Referenzsysteme und die Solar-Kombisysteme. Beim SFH15-Gebäude liegen die Gesamtwärmegestehungskosten zwischen 0,491 und 0,589 €/kWhNutz, beim SFH45 zwischen 0,308 und 0,374 €/kWhNutz und bei SFH100 zwischen 0,251 und 0,281 €/kWhNutz. Das Konzept mit ungedecktem Kollektor und Eisspeicher liegt gefolgt vom Konzept ohne Eisspeicher hinsichtlich Wärmegestehungskosten gleichauf mit dem solarem Sole-Wärmepumpen-System und ist sogar günstiger als das solare Luft-Wärmepumpensystem. Die Konzepte mit abgedecktem Kollektor und Luftvorwärmung sowie mit abgedecktem Kollektor und zweitem Verdampfer liegen hinsichtlich Kosten im Bereich des Solar-Kombisystems mit Luftwärmepumpe.

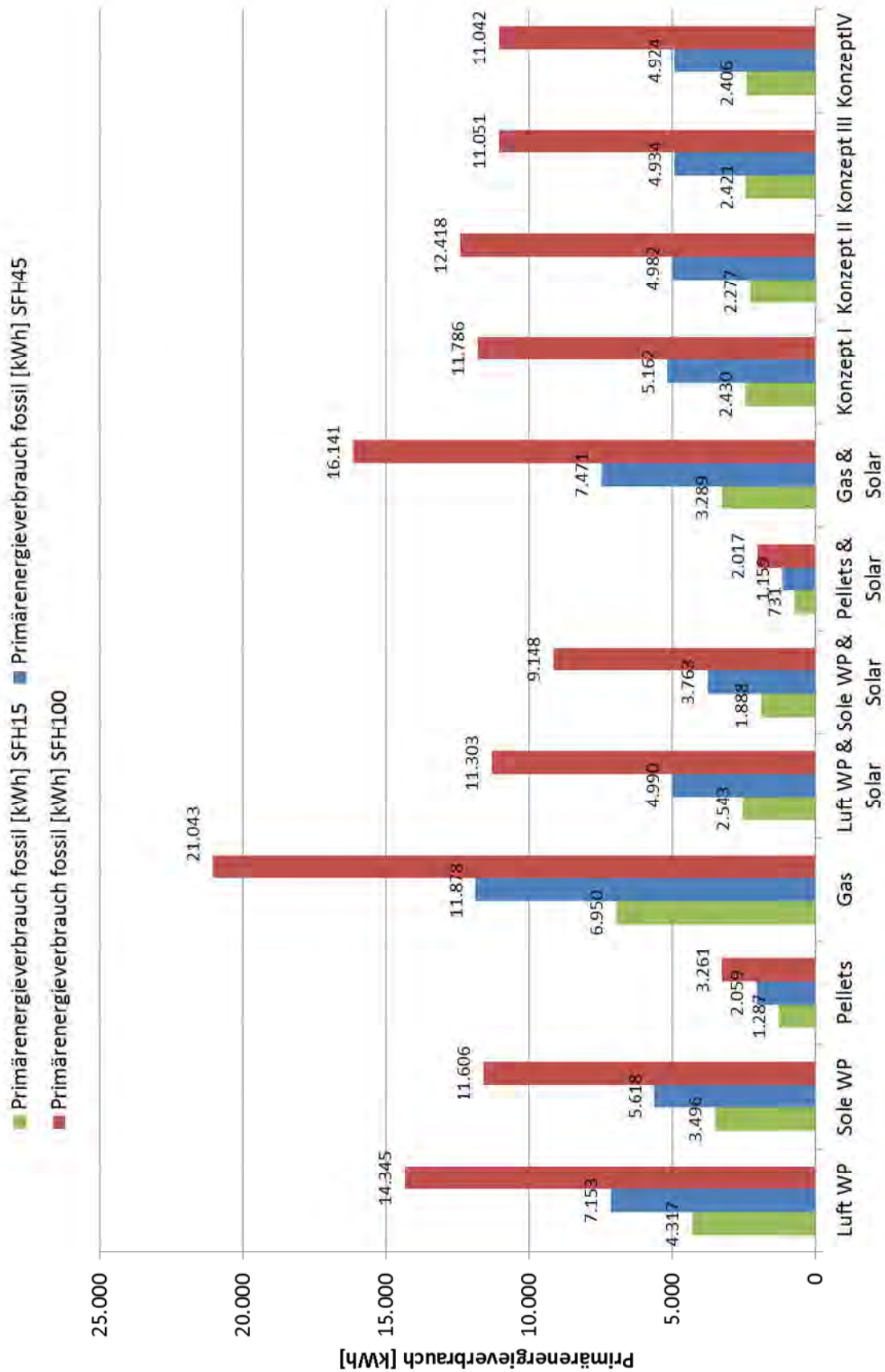


Abbildung 13: Primärenergieverbrauch der Systeme für die Gebäude SFH15, 45 und 100

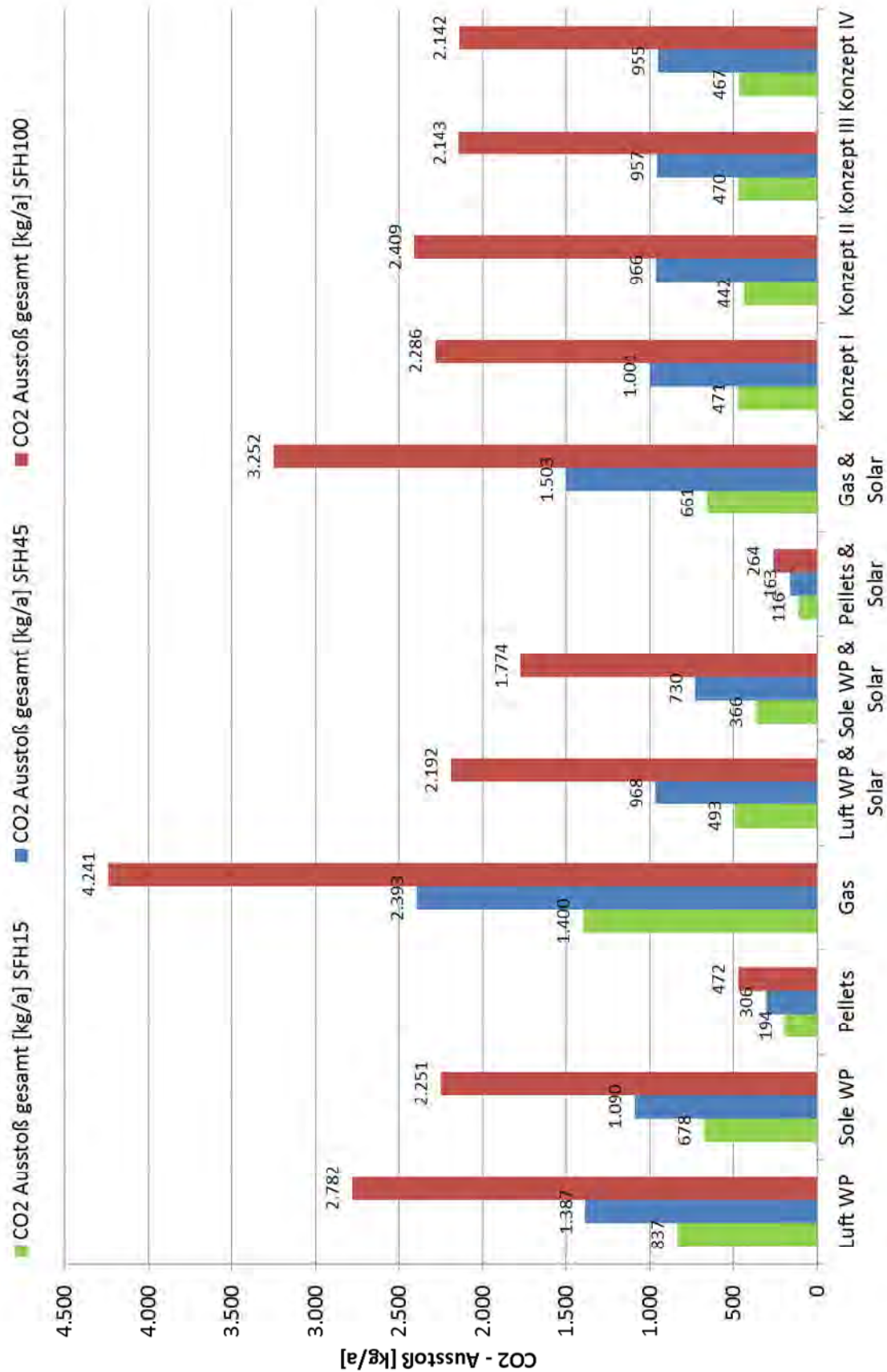


Abbildung 14: CO₂-Ausstoß der Systeme für die Gebäude SFH15, 45 und 100

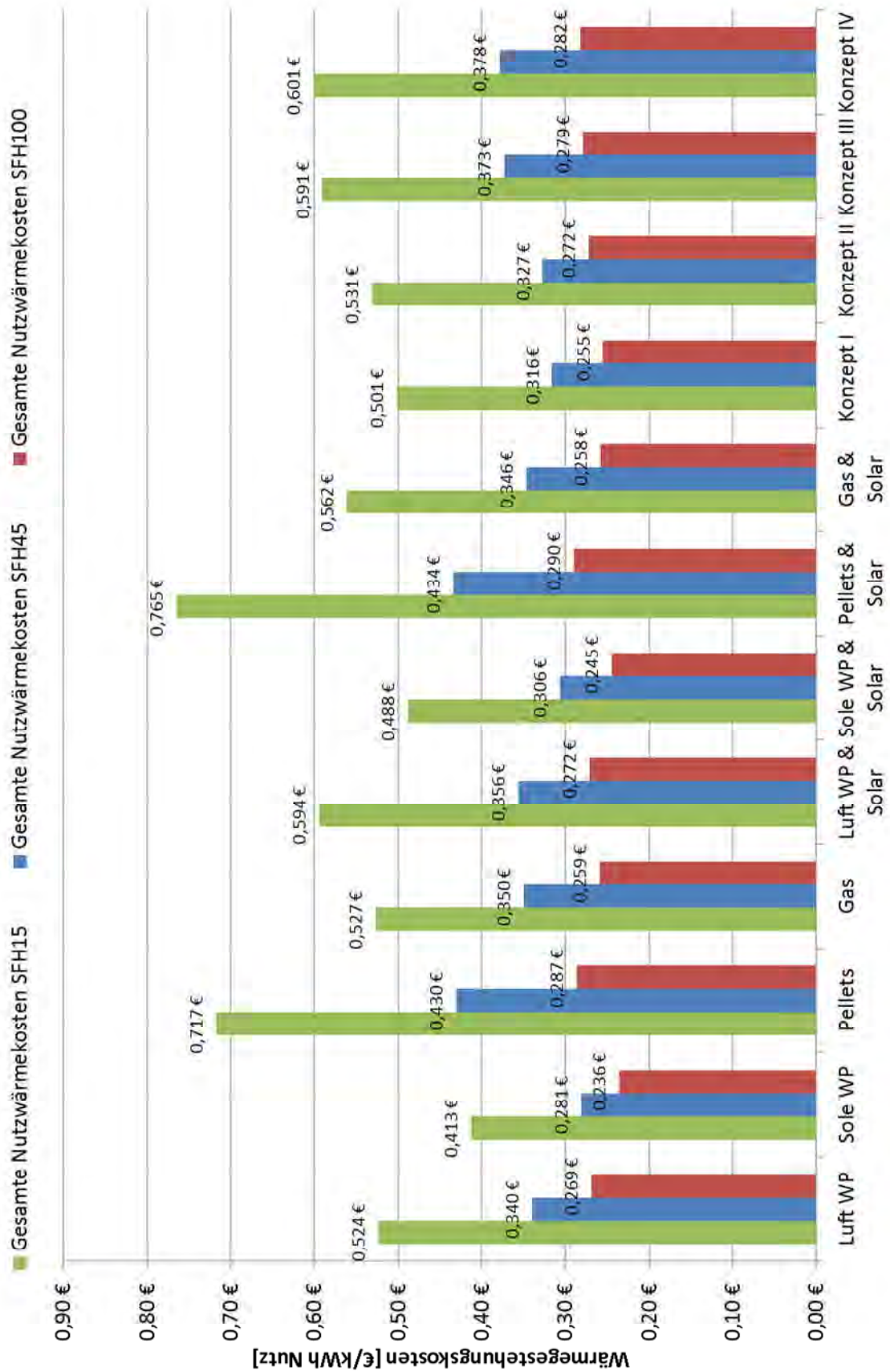


Abbildung 15: Wärmegestehungskosten der Systeme für die Gebäude SFH15, 45 und 100

7 Zusammenfassung

Die Projektergebnisse von „SolPumpEff“ - Hocheffiziente Kombinationen von Solarthermie- und Wärmepumpenanlagen - haben die grundsätzliche Sinnhaftigkeit (energetisch, Kosten, etc.) der Kombination Solarthermie und Wärmepumpe mit Potential für die Zukunft gezeigt. Als wichtige Erkenntnis aus den im Projekt durchgeführten Feldmessungen und Simulationen lässt sich festhalten, dass – unabhängig von der Art der Systemintegration (parallel, seriell oder integriert) – eine sorgfältige Ausführung und Installation und eine gute regelungstechnische Einbindung bei solchen Anlagen essentiell für eine hohe Systemeffizienz sind. Die alternativen Systemkonzepte mit ungedeckten Kollektoren mit und ohne Eisspeicher haben Ergebnisse hervorgebracht, die diese Technologie für weiterführende Untersuchungen empfehlen.

Die im Rahmen der Feldtestreihe gewonnenen Erkenntnisse zeigen, dass Wärmepumpen sehr sensibel auch auf kleinste Planungs- und Installationsfehler (Fühlerpositionen, Speicheranschlüsse, Schichtung, etc.) als auch auf suboptimale Regelungseinstellungen (WW-Modus, Solltemperaturen, Laufzeiten, etc.) reagieren. Die verwendeten Speicher zeigten sich hier als zentrale Komponente. Hier besteht noch Forschungsbedarf, um die optimalen Speicherkonfigurationen (Anschlusshöhen, Positionierung der Regelungstemperaturfühler) für die jeweiligen Systeme zu erarbeiten, was auch die Arbeiten von (Haller, 2012) ergaben. Des Weiteren besteht erhebliches Verbesserungspotenzial im Bereich der Systemeffizienz (Wärmeverluste, elektrische Antriebe, Regelung, etc.) und hinsichtlich dynamischer Leistungsregelung der Wärmepumpenkompressoren – Drehzahlregelung bzw. Invertertechnologie. Abgestimmte Systemkonzepte mit optimal angepassten Systemkomponenten und hohem Standardisierungs- und Vorfertigungsgrad (Plu&Play-Systeme) sowie die Realisierung einer witterungsgeführten Regelstrategie, ev. im Verbund mit einem SmartGrid könnten hier zu erheblichen Primärenergieeinsparungen führen. Im Hinblick auf die Entwicklung im Gebäudesektor hin zu Niedrigenergie- bzw. Passivhausstandards, wird die preisliche Entwicklung von Solar-Kombisystemen eine wesentliche Rolle spielen, um dort eine Konkurrenz zu konventionellen Heizsystemen darzustellen.

Ein einheitliches Bewertungsschema zur Beurteilung der Effizienz von Solarthermie- und Wärmepumpenkombinationen würde die derzeitige undurchsichtige Situation für den Endkunden verbessern. Verschiedenste Systemgrenzen und sich im Detailierungsgrad deutlich unterscheidende Kennzahlen führen zu einer schwierigen Möglichkeit, die am Markt angebotenen Systeme zu vergleichen. Ebenso wichtig ist die entsprechende Möglichkeit der einheitlichen Klassifizierung solcher Systemkonzepte hinsichtlich Vorgaben der europäischen Energieeffizienzrichtlinie, welche zukünftig auch für Wärmepumpensysteme gelten soll. Hierzu wäre ein entsprechendes Bewertungskonzept zu definieren.

Die Simulationen zeigen das deutliche Potential der unterschiedlichen hydraulischen Schaltungen. Es konnten Stromeinsparungen von ca. 30 % durch die Kombination mit Solaranlage erzielt werden. Die alternativen Konzepte, besonders die Varianten mit ungedecktem Kollektor stellten sich als interessante Kombination heraus. Diese Kollektoren sind eine interessante Alternative zu konventionellen Luft-Wärmetauschern von Wärmepumpen. Durch die Integration eines Eisspeichers ist eine zusätzliche Energieeinsparung möglich.

Ein weiterer interessanter Ansatz ist die Erweiterung von Solarthermie- und Wärmepumpen-kombinationen mit der Komponente Photovoltaik bzw. sogenannten PVT Kollektoren, die sowohl Strom als auch Wärme erzeugen können. Ebenso wichtig wird in Zukunft die Thematik rund um das „Smart Grid“ sein, worin der Strom zeitlich variable Preise haben wird und eine positivere Ökobilanz des Stromnetzes erreicht werden kann.

Solarthermie- und Wärmepumpensysteme könnten hier eine interessante Alternative darstellen und auch innerhalb dieser „Smart Grids“ hinsichtlich energetischer, ökologischer und ökonomischer Kennzahlen gegenüber konventionellen Heizsystemen effizient betrieben werden.

Worauf auch ein Augenmerk gelegt werden sollte, ist die Tatsache, dass bei jeder weiteren installierten Wärmepumpe – sei es mit der Wärmequelle Luft, Wasser oder Erdreich – der Strombedarf aus dem Stromnetz gedeckt wird. Das österreichische Stromnetz steht aber jetzt schon im oberen Bereich seiner Kapazitätsgrenze – thermische Solaranlagen tragen hier ihren Teil dazu bei, den Stromaufwand von Wärmepumpen deutlich zu reduzieren und helfen, das Stromnetz zu entlasten.

8 Weiterführende Information

Projektleitung "SolPumpEff": AEE INTEC

Feldgasse 19, A-8200 Gleisdorf

Tel. +43 3112 5886-261

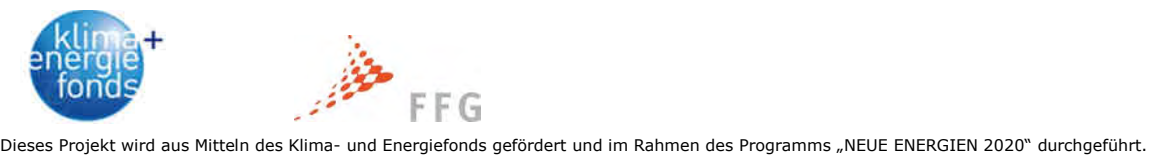
Fax +43 3112 5886-18

m.vukits@aee.at

IEA SHC Task 44

"Solar and Heat Pump Systems" des "Solar Heating and Cooling-Programs" der Internationalen Energieagentur:

<http://task44.iea-shc.org/>



9.2 Anhang B

9.2.1 Liste der analysierten Normen zur Leistungsbewertung

- [1] CEN (2011) EN 14511:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling. CEN, Brussels, Belgium
- [2] CEN (2011) EN 15879-1:2011 Testing and rating of direct exchange ground coupled heat pumps with electrically driven compressors for space heating and/or cooling. Direct exchange-to-water heat pumps. CEN, Brussels, Belgium
- [3] CEN (2011) EN 16147:2011 Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units. CEN, Brussels, Belgium
- [4] AHRI (1998) AHRI Standard 320-98 Water-Source Heat Pumps. AHRI, Arlington, USA
- [5] AHR (1998) AHRI Standard 325-98 Ground Water-Source Heat Pumps. AHRI, Arlington, USA
- [6] AHRI (1998) AHRI Standard 330-98 Ground Source Closed-Loop Heat Pumps. AHRI, Arlington; USA
- [7] ISO (1998) ISO 13256-1:1998 Water-source heat pumps - Testing and rating for performance, Part 1: Water-to-air and brine-to-air heat pumps. International Organization for Standardisation, Geneva, Switzerland
- [8] ISO (1998) ISO 13256-2:1998 Water-source heat pumps - Testing and rating for performance, Part 1: Water-to-water and brine-to-water heat pumps. International Organization for Standardisation, Geneva, Switzerland
- [9] CEN (2011) EN14825:2011 Air conditioners, liquid chilling packages and heatpumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance, CEN, Brussels, Belgium
- [10] ASHRAE (2010) ASHRAE 116 – 2010 Methods of Testing for Rating Seasonal Efficiency of Unitary Air Conditioners and Heat Pumps. ASHRAE, Atlanta, USA
- [11] VDI (2003) VDI 4650-1: Calculation of heat pumps - Simplified method for the calculation of the seasonal performance factor of heat pumps - Electric heat pumps for space heating and domestic hot water. VDI, Düsseldorf, Germany
- [12] CEN (2008) EN15316-4-2:2008 Heating systems in buildings – Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies – Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems. CEN, Brussels, Belgium

- [13] CEN (2006) EN 12975-1:2006 Thermal solar systems and components. Solar collectors. Test methods. CEN, Brussels, Belgium
- [14] ISO (1995) ISO 9806-3 Test methods for solar collectors -- Part 3: Thermal performance of unglazed liquid heating collectors (sensible heat transfer only) including pressure drop. International Organization for Standardisation, Geneva, Switzerland
- [15] ASHRAE (2010) ASHRAE 93-2010 Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors. ASHRAE, Atlanta, USA
- [16] CEN (2012) EN 12976-2:2012 Thermal solar systems and components - Factory made systems – Part 2: Test methods. CEN, Brussels, Belgium
- [17] CEN (2011-2012) EN 12977 Thermal solar systems and components. Custom built systems, Parts 1-5. CEN, Brussels, Belgium
- [18] ISO (1993-2013) ISO 9459 Soalar heating – Domestic water heating systems, Parts 1, 2, 4 and 5. International Organization for Standardisation, Geneva, Switzerland
- [19] CEN (2007) EN 16316-4-3 Heating systems in buildings. Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies. Heat generation systems, thermal solar systems. CEN, Brussels, Belgium
- [20] ISO (1999) ISO 9488:1999 – Solar energy – Vocabulary. International Organization for Standardisation, Geneva, Switzerland

9.2.2 Template zur einheitlichen Darstellung von Prüfergebnissen



Laboratory Test Report with T44/A38 System Boundaries (Template)

Michael Hartl, Ivan Malenkovic, AIT

October 2012

Institute/Company: Name, Place
 Summary written by: First Name & Last Name, Date
 Published in (if available): Authors, Year, Title, Publication, Place

What was the purpose / idea of the study?

- Development, optimization, development of test procedures, ...

Method used

- Reference to a described method or short description with reference to further literature

Description of the tested system and measurement equipment

- Simple hydraulic scheme (with measurement points and clear indication of measured quantities. Give a schematic overview of the positioning of all relevant sensors for the test procedure as indicated exemplarily in Figure 1 with a reference mark linked to the items in Table 1). Indicate the tested / emulated part of the system (if applicable)
- "Square view" representation of the system
- Classification of the tested system according to T44/A38 (letter code, e.g. $S_{SK}^{Sol}SHD_{SK}^G$)
- Short description of the control system / operation modes

Table 1: Item list (example)

Type	Measured quantity	Description of measured qty.	Type of device	Range	Accuracy	Data logging / signal
SensorTec D30	$T_{\text{supply,H}}$	Supply Temperature Heating	Pt100	-200°C to 850°C (Pt100)	$\pm(0,15^\circ\text{C}+0,002^\circ\text{T})$	Four wire 4 – 20mA / 16 Bit ADC
Emerson Micro Motion F-Series	$\dot{m}_{\text{supply,H}}$	Mass Flow Rate Supply Heating	Coriolis Flow Meter	0 – 10 kg/s	Mass: $\pm 0,10\%$ Volume: $\pm 0,15\%$ Density: $\pm 0,001\%$	4 – 20mA / 16 Bit ADC
–	–	–	–	–	–	–
–	–	–	–	–	–	–

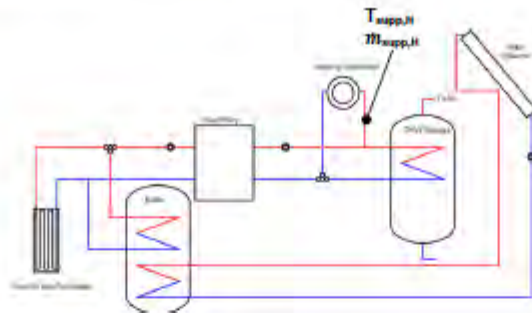


Figure 1: Hydraulic scheme of tested system with all relevant measurement devices referenced to the items of Table 1 (example)

Boundary Conditions used

- Load profiles / measurement points (graphically)
- Climate conditions (graphically)
- Supply / return / set temperatures, mass flows etc.

Data acquisition and processing

- Sampling rate
- Error estimation (give a full description of the estimated error for the results based on the method used and the devices applied)

Test Results

- Provide the results of the tested system according to the system boundaries, performance figures and nomenclature provided in deliverable B1.

9.3 *Anhang C*

9.3.1 Report C3, Annex G des Task 44

Siehe nachfolgende Seiten.



Annex G to Report C3 of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38

Summary reports for simulations with T44A38 boundary conditions

Date: 11 March 2014 – Final Draft

Heat pumps with borehole heat exchangers in combination with flat plate collectors

Summary written by: Erik Bertram, 23th of October 2012
 Original report/paper: (Bertram et al. 2013)
 SPF in publication does not include controller energy

Goal or motivation of the simulation study

Comparison of typical side-by-side state-of-the-art heat pump systems with ground heat exchanger assisted by a flat plate collector

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform (TRNSYS) Version 17.01.0025. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Type of system studied

Four different systems are examined. The letter code is applied in confirmation with (Frank et al. 2010):

- **REFERENCE** Heat pump system with direct connection to a floor heating system and a 150 l DHW storage. $\square SHP_{SKs,SH}^G$
- **SOLAR_DHW** System is identical to REFERENCE but with 5 m² flat plate collector connected to a DHW storage with a volume of 300 l. $\square^{Sol} SHP_{SKs,SH}^G$
- **SOLAR_BUF_15** A Buffer storage with a volume of 800 l is connected in parallel to the radiator. The buffer provides domestic hot water via a fresh water unit. The buffer is supported by a 15 m² flat plate collector. $\square^{Sol} SHP_{SKs,SH}^G$
- **SOLAR_BUF_30** Identical to the system SOLAR_BUF_15, but with 30 m² collector area. $\square^{Sol} SHP_{SKs,SH}^G$

Square views of the described systems are presented in figure 1.

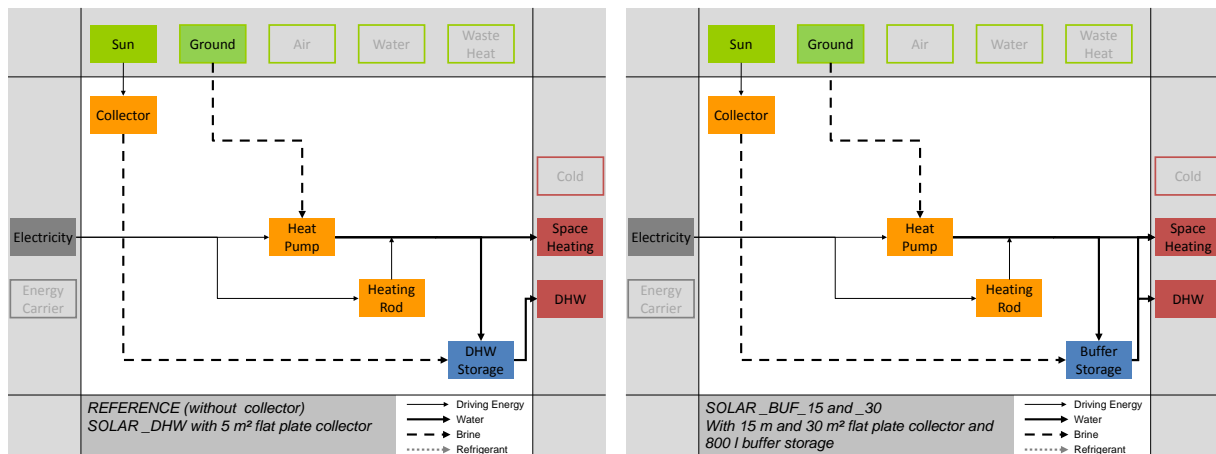


Figure 1: Square views of the investigated systems. Left: Systems REFERENCE (without collector) and SOLAR_DHW and right: SOLAR_BUF for 15m² and 30 m² flat plate collector.

Methods and Models

The same TRNSYS simulation model consists of different system configurations. The model allows switching between different hydraulics. This enables to simulate with high accuracy and excellent repeatability. The presented results for all three systems are conducted for an overall borehole heat exchanger length of 110 m.

Type 401 (Afjei & Wettter 1997) has been used as heat pump model. The applied model parameters are derived from measurements at ISFH over an extended temperature range of the evaporator temperatures according to the European standard EN 14511-3. The heat pump has a coefficient of performance COP of 4.8 under nominal conditions of 0°C source and 35°C sink temperature and a heating capacity of 7.8 kW. The heat pump was measured from -5°C to 30°C for the evaporator inlet temperature and from 25°C to 45°C for the condenser inlet temperature. The evaporator mass flow rate is 1900 kg/h and the condenser mass flow rate is 900 kg/h. Further information is documented in (Pärisch et al. 2012).

The simulations have been conducted with the collector type 832 of Perers and Haller (2012). (The simulation results described in (Bertram et al. 2012) are conducted with collector model type 301 (Isakson & Erikson 1994) showing equal results.) The collector parameters were selected as: $\eta_0 = 0.8$, $a_1 = 3.5 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$, $a_2 = 0.05 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-2}$.

The storage for domestic hot water was simulated with type 340 (Drück 2006).

The borehole heat exchanger is modeled with type 557 (Hellström et al. 1981) using the standard borehole parameters of Task 44/ Annex 38. Additionally, adiabatic pre-pipes have been added before the borehole heat exchanger to improve its intransient performance (Pärisch et al. 2013).

The simulations have been conducted in 1 min time steps. The displayed results represent values for the 2nd year of operation. The convergence and integration criteria are set to default values of 0.001.

Calculation of the electric pump and controller consumption

For the calculation of parasitic electric consumption for controllers and pumps three different calculation methods are applied. The three methods are detailed, runtime calculation and constant values.

As the most simple calculation method constant values are used. The method is used for consumers that are not affected by the simulation. Values are displayed in table 2.

The second, more detailed method is used for pumps with constant mass flow rate. The operation time of pumps is recorded in the simulations. Herewith, the consumption is calculated together with the pressure drops shown in table 1.

As third method a detailed calculation is used for pumps with mass flow rate variation in the course of the simulation. This only applies to the cold side of the heat pump. Here, the pressure drop is calculated mass flow dependent within the simulation for every time step.

The **detailed calculation of the pump consumption** is conducted for pumps with variable mass flow rate. The hydraulic power P_{hyd} represents the power to overcome the hydraulic resistance for operation of the components: solar thermal collector, ground heat exchanger or heat exchanger of the heat pump evaporator.

This calculation is performed within the simulation for every time step. The pressure drop is determined with help of Eq. 1 and Eq. 2 (Ihle et al. 2011, p.21 ff) applying the actual mass flow rate for the operated components in the particular time step.

$$P_{hyd} = \dot{V} \cdot \Delta p = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p \quad \text{Eq. 1}$$

$$\Delta p = R \cdot l + \sum \Delta p_{installations} = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \quad \text{Eq. 2, with}$$

- \dot{V} Volume flow rate in m³/s
- R Pressure drop per m in Pa/m,
- l Pipe length in m,
- d Pipe diameter in m,
- λ The pipe friction (no unit),
- ζ Resistance coefficient for installations (no unit),
- v Fluid velocity in m/s,
- ρ Density in kg/m³

The required ζ values for the ground heat exchanger loop installations like valves, T-pieces etc. are taken from (Ihle et al. 2011) and sum up to 17 for all installations. The pressure drops in the pipes of the borehole heat exchanger are calculated temperature and borehole length dependent with type 586 (Thornton 2004), a model for piping network calculation, for an ethylene-glycol water mixture of 30%. The ζ values for the collector loop and evaporator heat exchangers loop are derived from assumptions for the typical pressure drop and fluid velocities under nominal conditions. Installations are also included. From a typical collector pressure drop of 70 mbar (Viessmann 2009, p.26) a ζ value of 87.5 is derived for the complete loop. For the evaporator heat exchanger a typical pressure drop of 100 mbar derives to a ζ value of 222.

The hydraulic energy E_{hyd} for the pump calculation is determined for the duration of the simulation from the hydraulic power in each time step i with the duration t . Together with the pump efficiency derives the overall energy consumption E_{el} :

$$E_{el} = \frac{E_{hyd}}{\eta_{pump}} = \frac{\sum_i P_{hyd,i} \cdot t_i}{\eta_{pump}} \quad \text{Eq. 3}$$

The pump efficiency η_{pump} is assumed to be 0.3 see for example (Kech 2002, p.80). However, this leads to uncharacteristic low hydraulic powers especially for low flow rates. Accordingly, these values are not realistic, because the pump efficiency also decreases rapidly for low flow rates. In addition, standby consumption has to be respected. To ensure

more realistic calculations a minimum value of 10 W for the hydraulic power is used for the calculation, even if lower hydraulic powers have been calculated.

The **runtime calculation of the pump consumption** is applied for pumps with constant mass flow rates. Consequently, the overall energy consumption E_{el} is also calculated with help of Eq. 2 and Eq. 3, but with a constant pressure drop. Table 1 displays the calculated or otherwise assumed pressure drops. Corresponding to the detailed calculation an average minimum hydraulic power is defined reflecting low efficiencies at low flow rates for the pump. This value is set to 10 W. For the control unit a central controller unit is assumed that has system independent consumption.

Table 1 Pressure drops of pumps for runtime calculation

Pump	Pressure drop in mbar	Reference/ Remarks
Collector	300	(Baur 2007)
Buffer loading	50	Assumption, minimum is set to 12.8 kWh/a see Table 2 lading DHW storage

Table 2 Constant consumption data used for SPF calculation

Consumer Pump or Controller	Consumption in kWh/a	Reference/ Remarks
Heat distribution for space heating	70	(STIWA 2007)
Fresh water unit	40	Calculation from runtime: 320 h, exemplary pump power 80 W and standby 1.5 W
Loading DHW storage	12.8	Only for direct floor heating systems, calculation from runtime 320 h, exemplary pump power 40 W
Central controller unit	100	Estimated from measured data of (Miara et al. 2011, p.104)

Results & Conclusion

Four different systems have been simulated. The REFERENCE system consists of a heat pump with borehole heat exchanger without solar collector. This system achieves SPF_{sys+} of 3.5. The second system SOLAR_DHW of with 5 m² flat plate collector for domestic hot water support achieves a SPF of 4.5. The systems including a solar supported buffer storage SOLAR_BUF_15 and SOLAR_BUF_30 reach a SPF_{sys+} of 5.5 for 15 m² and 6.2 for 30 m². From the detailed results some conclusions are derived:

- With high solar thermal fraction SPF+ above 6 can be reached. However, an SPF+ above 6 is certainly not economic as with the increase from 15 m² to 30 m² collector just 180 kWh a⁻¹ of electricity is saved. This equals 12 kWh a⁻¹ m⁻² collector area. Whereas, the domestic hot water system saves roughly 100 kWh a⁻¹ m⁻² collector area.
- The solar yield is not the appropriate value to assess the impact of the solar collector. In summer the collector yield clearly exceeds the overall consumption due to immense storage losses. The effect increases for bigger storages and large collector

areas, which lead to higher storage temperatures especially during the summer period.

- The parasitic consumers play a lesser role in conventional systems. Nonetheless, in combination with higher SPF values their influence increases. For the given examples the fraction of parasitic consumers of the overall electricity consumption rises from 11% to 17%. To conclude, parasitic consumers become more significant and influencing especially in high performance solar heat pump systems.
- The parasitic consumers are calculated under moderate assumptions and therefore represent a well-planned, lean and up-to-date system. For instance the installation of a second central control that “just” controls the solar thermal collector, can easily add 100 kWh to the overall consumption. For system SOLAR_BUF_30 this would represent 7% of the overall consumption. The same applies for standby consumption or pump efficiency, oversizing pumps etc.. This should be kept in mind for using the results in other context or designing systems.

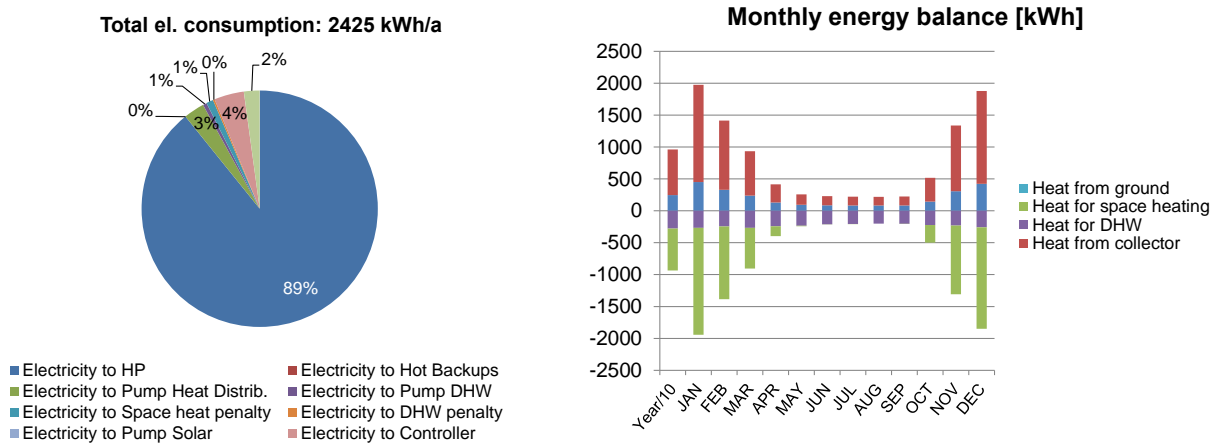


Figure 2a: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system REFERENCE.

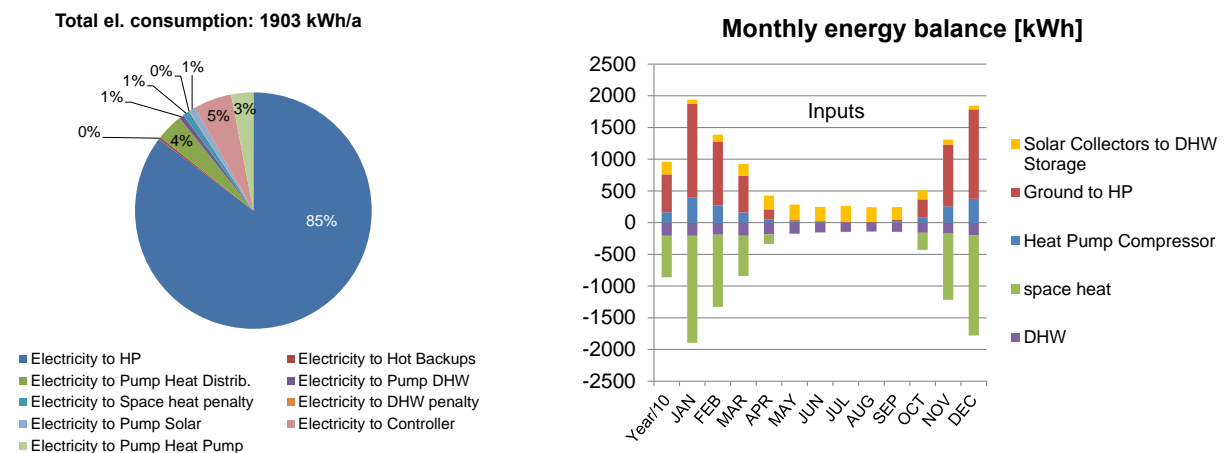
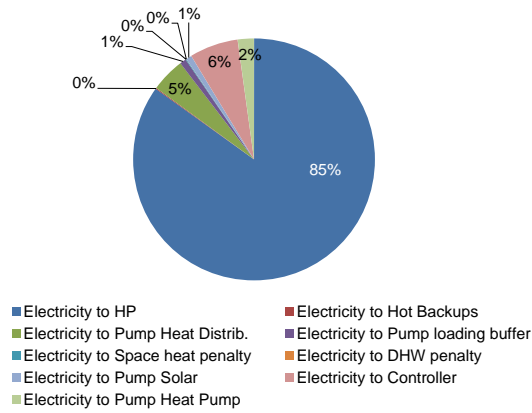


Figure 2b: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system Solar_DHW.

Total el. consumption: 1573 kWh/a



Monthly energy balance [kWh]

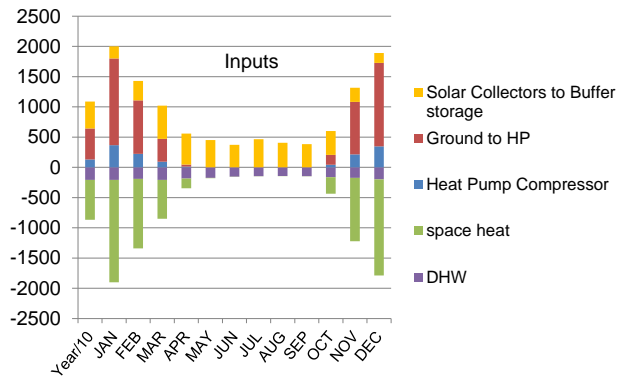
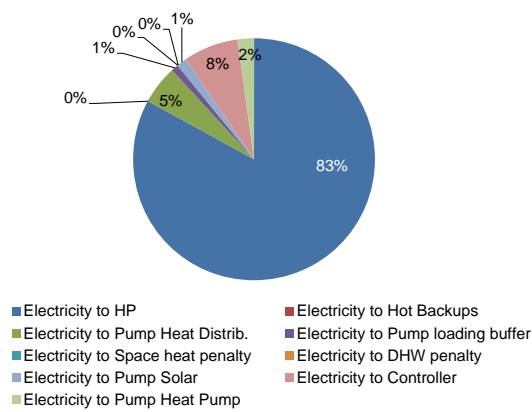


Figure 2c: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system Solar_BUF_15.

Total el. consumption: 1394 kWh/a



Monthly energy balance [kWh]

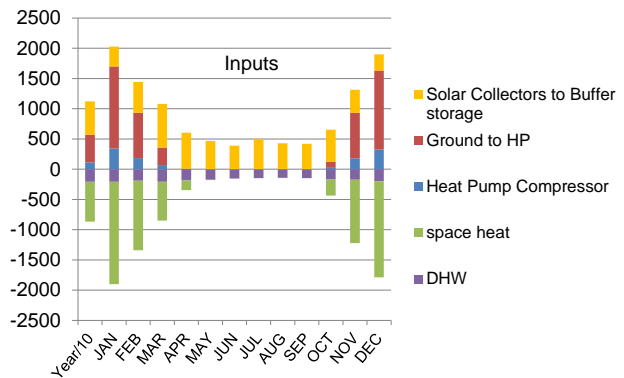


Figure 2d: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system Solar_BUF_30.

Overall system performance table

		No Solar	Solar DHW 5 m ²	Solar- Buffer- 15 m ²	Solar- Buffer- 30 m ²
SPF_{SHP+,pen}		3.50	4.48	5.50	6.20
SPF_{SHP+} without penalties		3.54	4.52	5.50	6.21
SPF_{HP}		4.27	4.64	4.94	5.06
Env. Indicators per useful kWh heat					
GWP100	gCO ₂ /kWh	121	116	95	84
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	0.59	0.64	0.52	0.46
Primary Energy renewable	kWh/kWh	0.07	0.07	0.05	0.05
Primary Energy total	kWh/kWh	0.65	0.71	0.58	0.51
Useful heat					
DHW	kWh/a	2078	2082	2085	2086
space heat	kWh/a	6518	6520	6575	6575
Total	kWh/a	8596	8603	8660	8661
Used Electricity					
System	kWh/a	2425	1903	1573	1394
Penalty DHW	kWh/a	6	1	0	0
Penalty Space Heat	kWh/a	24	17	2	2
Total	kWh/a	2454	1921	1575	1396
Penalty Check					
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

Electric energy table

	REFERENCE	SOLAR_ DHW	SOLAR_ BUF_15	SOLAR_ BUF_30
Electricity to HP	2189	1640	1303	1125
Electricity to Hot Backups	0	6	2	0
Electricity to Pump Heat Distrib.	70	70	70	70
Electricity to Pump DHW	13	13	13	13
Electricity to Space heat penalty	24	17	2	2
Electricity to DHW penalty	6	1	0	0
Electricity to Pump Solar	0	18	12	17
Electricity to Controller	100	100	100	100
Electricity to Pump Heat Pump	53	58	33	30
Electricity to Fresh water Unit	0	0	40	40
TOTAL Electricity Input	2454	1921	1575	1396

Thermal energy table

	REFERENCE	SOLAR_DHW	SOLAR_BUF_15	SOLAR_BUF_30
Heat from solar thermal collectors	0.0	2020	4451	5533
Heat from ground heat exchanger	7166	5967	5137	4563
TOTAL Thermal Energy Input	7166	7987	9588	10096
HP at condenser	9353	7607	6440	5689
Heat from storage and heat pump to Radiator	6518	6521	6575	6575
Heat from storage to DHW Distribution	2078	2082	2085	2086
TOTAL Thermal Energy Output	8596	8603	8660	8661

References

- Afjei, T. & Wettter, M., 1997. *Type 401, Compressor heat pump including frost and cycle losses*. Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Ingenieurschule HTL, Zürich/Luzern, Switzerland.
- Baur, M., 2007. *Effizienz von Solaranlagen verbessern - Auch die Pumpe ist wichtig*. SBZ - Sanitär Heizung Klima, 11/2007, p.54–55.
- Bertram, E., Pärish, P. & Tepe, R., 2012. *Impact of solar heat pump system concepts on seasonal performance - Simulation studies*. Proceedings of Eurosun 2012, International Solar Energy Society (ISES)-Europe Solar Conference, Rijeka Croatia, p.ID 37.
- Bertram, E., Pärish, P. & Tepe, R., 2013. *Solare Wärmepumpensysteme mit Erdwärmesonde Konzeptvergleich von Systemvarianten*. In: Proceedings of Symposium Thermische Solarenergie, In press, Bad Staffelstein, Germany.
- Drück, H., 2006. *Type 340, MULTIPOINT Store - Model for TRNSYS*. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany.
- Frank, E., Haller, M., Herkel, S. & Ruschenberg, J., 2010. *Systematic Classification of combined solar thermal and heat pump systems*. In: IEA-SHC, Graz, Austria.
- Haller, M. & Perers, B., 2012. *Type 832, „Dynamic Collector Model by Bengt Perers“*. Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik Rapperswil, Zürich, Switzerland.
- Hellström, G., Claesson, J., Efring, Johansson, Mazzarella, L. & Pahud, D., 1981. *Type 557, VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGER (Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code)*. Department of mathematical physics Lund Institut of technology, Lund, Sweden.
- Ihle, C., Bader, R. & Golla, M., 2011. *Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Lüftung. Anlagentechnik SHK Ausbildung und Praxis*, 8. ed. Bildungsverlag EINS.
- Isakson, P. & Erikson, L.O., 1994. *Type 301, Matched flow collector model for simulation and testing*. Department of Building Services Engineering Royal Institute of Technology, Sweden, Stockholm, Sweden.

- Kech, H.-J., 2002. *Neue energiesparende Pumpenantriebe für Solaranlagen und Heizungstechnik, Phase B*, [Elektronische Ressource]. WILO AG, Dortmund.
- Miara, M., Günter, D., Oltersdorf, T. & Wapler, J., 2011. *Wärmepumpen Effizienz*. Report 0327401A, Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie.
- Pärisch, P., Mercker, O., Oberdorfer, P., Tepe, R. & Rockendorf, 2013. *Experimente und Modellvalidierung für die Erdsondenregeneration mit Solarwärme*. In: Proceedings of Symposium Thermische Solarenergie, In press, Bad Staffelstein, Germany.
- Pärisch, P., Warmuth, J., Bertram, E. & Tepe, R., 2012. *Experiments for combined solar and heat pump systems*. Proceedings of Eurosun 2012, Rijeka Croatia.
- STIWA, 2007. *Sparen beim Pumpen - Heizungspumpen*. Stiftung Warentest, 9/2007, p.76–79.
- Thornton, J.W., 2004. *type 586 Pipe Pressure Drop Calculator*. Tess Thermal Energy System Specialists, Madison.
- Viessmann, 2009. *Technical guide Solar thermal systems*. Viessmann Werke, Allendorf (Eder).

Heat pumps with borehole heat exchangers in combination with unglazed collectors and glycol storages

Summary written by: Erik Bertram, 16th of July 2012
Original report/paper

Goal or motivation of the simulation study

Reducing the size of the ground heat exchanger using an unglazed solar collector as additional or only heat source.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried out with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform (TRNSYS) Version 17.01.0025. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

<i>Climate(s)</i>	<i>Building(s)</i>
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Type of system studied

Six different systems are examined. The letter code is applied in confirmation with (Frank, Haller, Herkel, and Ruschenberg, 2010):

- **REFERENCE** Heat pump system with direct connection to a floor heating system and a 150 l DHW storage and a ground heat exchanger (GHX) of 110 m length. $\text{--}SHP_{SKS,SH}^G$
- **REG_GHXlong** System is identical to REFERENCE but with 15 m² non-selective conventional unglazed collector that can be operated in series to the GHX and regenerates the ground during summer. The solar collector is not operated below absorber temperatures of 0°C. ${}_{G,HP}^{Sol}SHP_{SKS,SH}^G$
- **REG_GHXshort** System is identical to REG_GHXlong but with a reduced ground heat exchanger length of 90 m. ${}_{G,HP}^{Sol}SHP_{SKS,SH}^{G,Sol}$
- **REG_GHXglycstor** Identical to the system REG_GHXlong and REG_GHXshort, but with a glycol storage of 1 m³ connected to the ground heat exchanger and the solar collector. ${}_{srS}^{Sol}SHP_{SKS,SH}^{srS}$
- **Mono_UCsel** Mono energetic system with 30 m² selective collector and a glycol storage of 5 m³. The solar collector is not operated below absorber temperatures of 0°C. The lower operating temperature limit for the glycol storage is -10°C. Its upper operation temperature limit is 35°C. ${}_{SKS}^{Sol}SHP_{SKS,SH}^{srS}$

- Mono_UCsel_freeze** Identical to the system Mono_UCsel, but with no frost protection for the operation of the 30 m² selective uncovered collector area. $\overset{SolSHPsrS}{sKS} \overset{SH}{sKS,SH}$

Square views of the described systems are presented in figure 1.

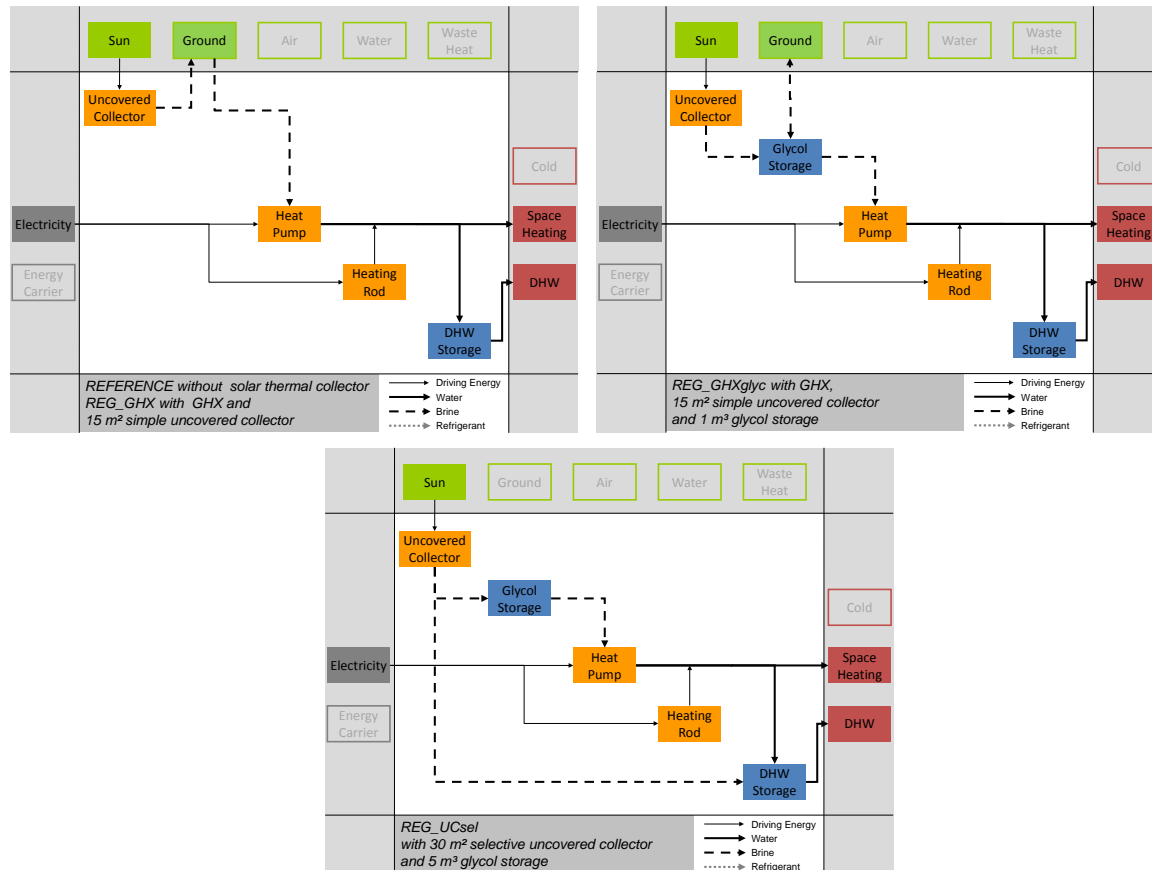


Figure 1: Square views of the investigated systems. Top, left: System REFERENCE without collector and REG_GHX_short/long with solar regeneration and top right REG_GHXglycstor with additional glycol storage, bottom: mono-source system with 5 m³ glycol storage.

Methods and Models

The same TRNSYS simulation model consists of different system configurations. The model allows switching between different hydraulics. This enables to simulate with high accuracy and excellent repeatability.

Type 401 (Afjei and Wettter, 1997) has been used as heat pump model. The applied model parameters are derived from measurements at ISFH over an extended temperature range of the evaporator temperatures according to the European standard EN 14511-3. The heat pump has a coefficient of performance COP of 4.8 under nominal conditions of 0°C source and 35°C sink temperature and a heating capacity of 7.8 kW. The heat pump was measured from -5°C to 30°C for the evaporator inlet temperature and from 25°C to 45°C for the condenser inlet temperature. The evaporator mass flow rate is 1900 kg/h and the condenser mass flow rate is 900 kg/h. Further information is documented in (Pärisch, Warmuth, Bertram, and Tepe, 2012).

The simulations have been conducted with the collector type 203 for uncovered thermal and PVT collectors (Stegmann, Bertram, Rockendorf, and Janßen, 2011). The collector parameters for the non-selective uncovered collector represent a conventional swimming pool collector and are derived from average values of 6 measured collectors (Rockendorf, Sillmann, Bethe, and Köln, 2001). The performance values according to EN 12975-2 were selected as presented in Table 1.

Table 1 Performance values of unglazed collectors

	η_0 in -	b_u in s/m	b_1 in W/m ² K	b_2 in J/m ³ K
Non-selective uncovered collector	0.858	0.023	13.91	3.52
Selective absorber	0.943	0.017	9.15	4.42

The storage for domestic hot water and the glycol storage were simulated with type 340 (Drück, 2006). The glycol storage is not modeled as a buried cistern, but as an insulated tank. Its ambient temperature is set to 15°C. The insulation thickness is 0.15 m and the heat conductivity is 0.04 W/mK. Accordingly, the additional gains from the ambient are underestimated compared to a ground buried cistern without insulation.

The borehole heat exchanger is modeled with type 557 (Hellström, Claesson, Efring, Johansson, Mazzarella, and Pahud, 1981) using the standard borehole parameters of Task 44/ Annex 38. Additionally, adiabatic pre-pipes have been added before the borehole heat exchanger to improve its dynamic model quality (Pärisch, Mercker, Oberdorfer, Tepe, and Rockendorf, 2013).

The simulations have been conducted in 1 min time steps. The displayed results represent values for the 2nd year of operation. The convergence and integration criteria are set to default values of 0.001.

Calculation of the electric pump and controller consumption

For the calculation of parasitic electric consumption for controllers and pumps three different calculation methods are applied. The three methods are detailed, runtime calculation and constant values.

As the most simple calculation method constant values are used. The method is used for consumers that are not affected by the simulation. Values are displayed in table 3.

The second, more detailed method is used for pumps with constant mass flow rate. The operation time of pumps is recorded in the simulations. Herewith, the consumption is calculated together with the pressure drops shown in table 2.

As third method a detailed calculation is used for pumps with variable mass flow rate in the course of the simulation. This only applies to the cold side of the heat pump. Here, the pressure drop is calculated mass flow rate dependent within the simulation for every time step (1 minute).

The **detailed calculation of the pump consumption** is conducted for pumps with variable mass flow rate. The hydraulic power P_{hyd} represents the power to overcome the hydraulic resistance for operation of the components: solar thermal collector, ground heat exchanger or heat exchanger of the heat pump evaporator.

This calculation is performed within the simulation for every time step. The pressure drop is determined with help of Eq. 1 and Eq. 2 (Ihle, Bader, and Golla, 2011, p. 21 ff) applying the actual mass flow rate for the operated components in the particular time step.

$$P_{hyd} = \dot{V} \cdot \Delta p = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta p \quad \text{Eq. 1}$$

$$\Delta p = R \cdot l + \sum \Delta p_{installations} = \left(l \cdot \frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2} \quad \text{Eq. 2, with}$$

- \dot{V} Volume flow rate in m³/s
- R Pressure drop per m in Pa/m,
- l Pipe length in m,
- d Pipe diameter in m,
- λ The pipe friction (no unit),
- ζ Resistance coefficient for installations (no unit),
- v Fluid velocity in m/s,
- ρ Density in kg/m³

The required ζ values for the ground heat exchanger loop installations like valves, T-pieces etc. are taken from (Ihle, Bader, and Golla, 2011) and sum up to 17 for all installations. The pressure drops in the pipes of the borehole heat exchanger are calculated temperature and borehole length dependent with type 586 (Thornton, 2004), a model for piping network calculation, for an ethylene-glycol water mixture of 30%. The ζ values for the collector loop and evaporator heat exchangers loop are derived from assumptions for the typical pressure drop and fluid velocities under nominal conditions. Installations are also included. From a typical collector pressure drop of 70 mbar (Viessmann, 2009, p. 26) a ζ value of 87.5 is derived for the complete loop. For the evaporator heat exchanger a typical pressure drop of 100 mbar derives to a ζ value of 222.

The hydraulic energy E_{hyd} for the pump calculation is determined for the duration of the simulation from the hydraulic power in each time step i with the duration t . Together with the pump efficiency derives the overall energy consumption E_{el} :

$$E_{el} = \frac{E_{hyd}}{\eta_{pump}} = \frac{\sum_i P_{hyd,i} \cdot t_i}{\eta_{pump}} \quad \text{Eq. 3}$$

The pump efficiency η_{pump} is assumed to be 0.3 see for example (Kech, 2002, p. 80). However, this leads to uncharacteristic low hydraulic powers especially for low flow rates. Accordingly, these values are not realistic, because the pump efficiency also decreases rapidly for low flow rates. In addition, standby consumption has to be respected. To ensure more realistic calculations a minimum value of 10 W for the hydraulic power is used for the calculation, even if lower hydraulic powers have been calculated.

The **runtime calculation of the pump consumption** is applied for pumps with constant mass flow rates. Consequently, the overall energy consumption E_{el} is also calculated with help of Eq. 2 and Eq. 3, but with a constant pressure drop. Table 2 displays the calculated or otherwise assumed pressure drops. For the control unit a central controller unit is assumed that has system independent consumption. The constant consumption values are presented in table 3.

Table 2 Pressure drops of pumps for runtime calculation

Pump	Pressure drop in mbar	Reference/ Remarks
Collector loop (Collector, piping system, HX)	300	(Baur, 2007)
Cold Storage loop	130	Heat pump evaporator (Stiebel, 2010, p. 187) + hydraulic junction (Strawa, 2013)

Table 3 Constant consumption data used for SPF calculation

Consumer Pump or Controller	Consumption in kWh/a	Reference/ Remarks
Heat distribution for space heating	70	(STIWA, 2007)
Loading DHW storage	12.8	Calculation from runtime 320 h, exemplary pump power 40 W
Central controller unit	100	Estimated from measured data of (Miara, Günter, Oltersdorf, and Wapler, 2011, p. 104)

Results & Conclusion

Six different systems have been simulated. The heat load represents a typical new building in central Europe. The REFERENCE system consists of a heat pump with borehole heat exchanger without solar collector. This system achieves SPF_{SHP+} of 3.5 with 110 m ground heat exchanger.

The three system configurations allow reducing the ground heat exchanger without performance decrease. With 15 m² cost effective, non-selective unglazed collector, which supports the heat source side of the heat pump and regenerates the ground. In a first step the additional collector is the only change in the system. In a next step the ground heat exchanger is reduced from 110 m to 90 m. To finish, the ground heat exchanger is further reduced to 70 m if 1 m³ glycol storage is added on the cold side of the heat pump. All three systems achieve a nearly identical system performance between 3.44 and 3.55.

A comparable performance of 3.2 is achieved for the system without any ground heat exchanger, 5 m³ glycol storage and 30 m² selective uncovered collector. The same system but with allowed collector operation in frost range even achieves the best performance of 3.58 and therewith highlights the importance of the temperature set to the operation of the components.

From the results some further conclusions are derived:

- The unglazed collector does not significantly improve the SPF in combination with a single ground heat exchanger. Accordingly, for a single family house the combination is not recommended in most applications. However, this recommendation applies only for single ground heat exchangers with comparable load profiles. Other

configurations of ground heat exchangers and even many single ground heat exchangers together as in a district heating area are clearly excluded.

- The temperature level of the ground is slightly increased by the collector, which allows the reduction of the ground heat exchanger without significant additional consumption.
- A further reduction for the ground heat exchanger at the same performance is achieved in combination with 1 m³ glycol storage, which additionally reduces the temperature peaks at the ground heat exchanger inlet.
- All systems have a similar performance, but their electric load profile changes significantly. Especially the electrical winter load changed by operation of the electric back-up heater. Related to the reference case without solar the January electrical load is increased by 90% for MONO_UCsel and by 19% for the REG_GHXglcstor system. Assessing the systems these values play a key role for a future regenerative energy supply.

Seasonal energy flow rates

REFERENCE
Monthly energy balance in kWh

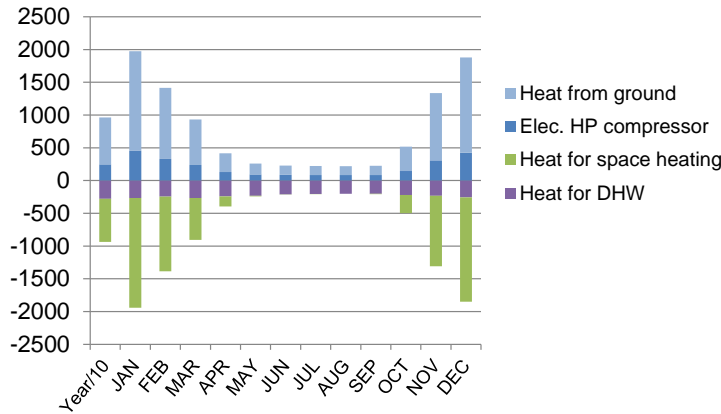


Figure 1 System REFERENCE with no solar collector and 110 m ground heat exchanger

REG_GHXlong
Monthly energy balance in kWh

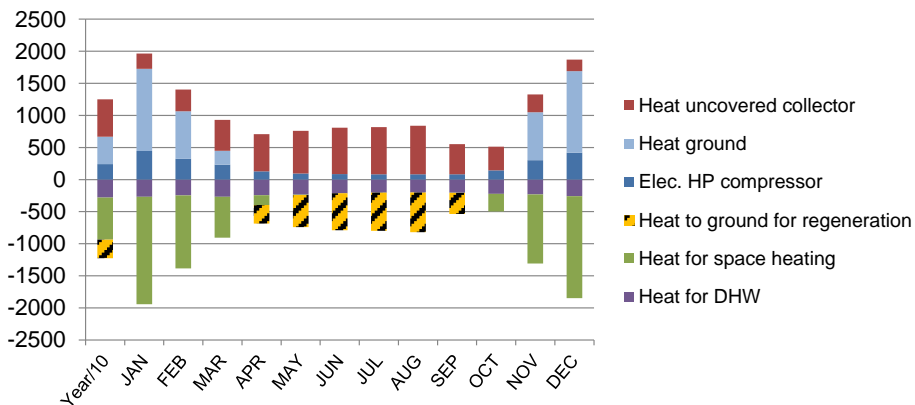


Figure 2 System REG_GHXlong with solar ground regeneration and 110 m GHX

REG_GHXshort
Monthly energy balance in kWh

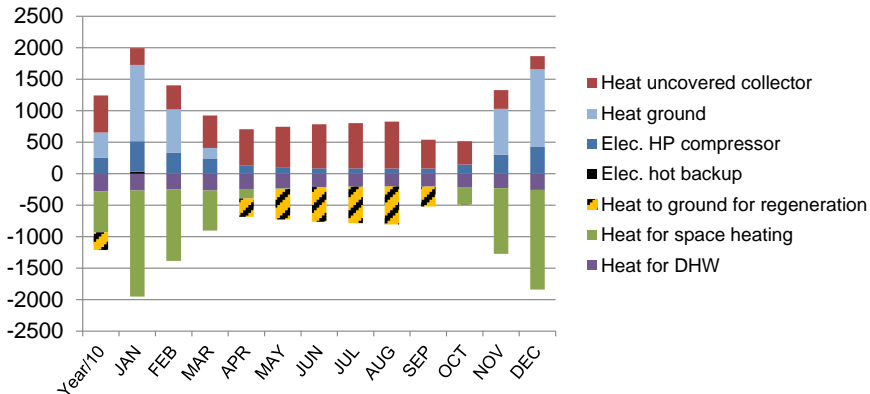


Figure 3 System REG_GHXlong with solar ground regeneration and 90 m GHX

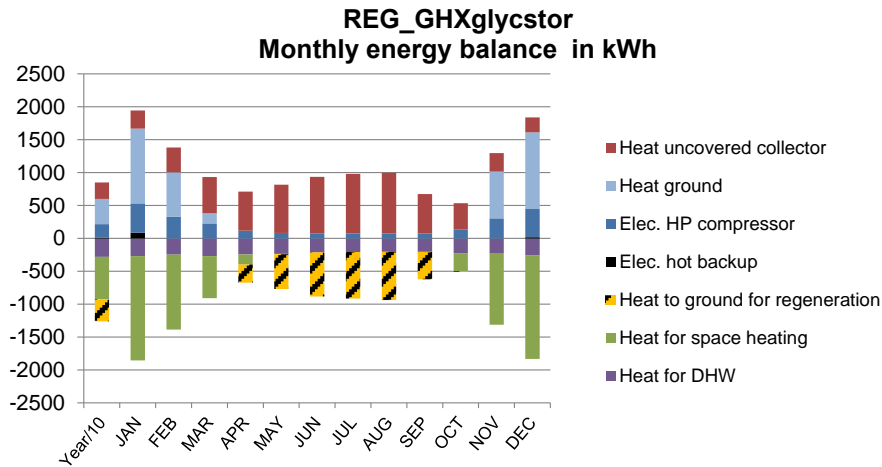


Figure 4 System REG_GHXglycstor with glycol storage and 70 m GHX (with regeneration)

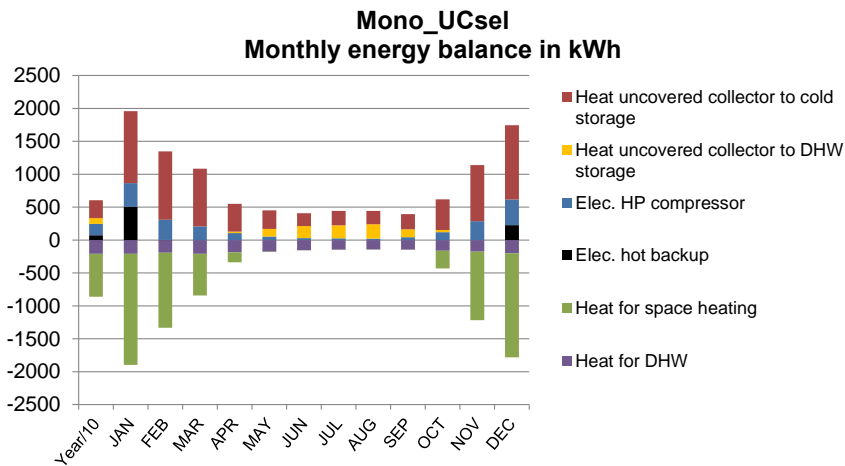


Figure 5 System REG_GHXglycstor with 5 m³ glycol storage and 30 m² selective uncovered collector.

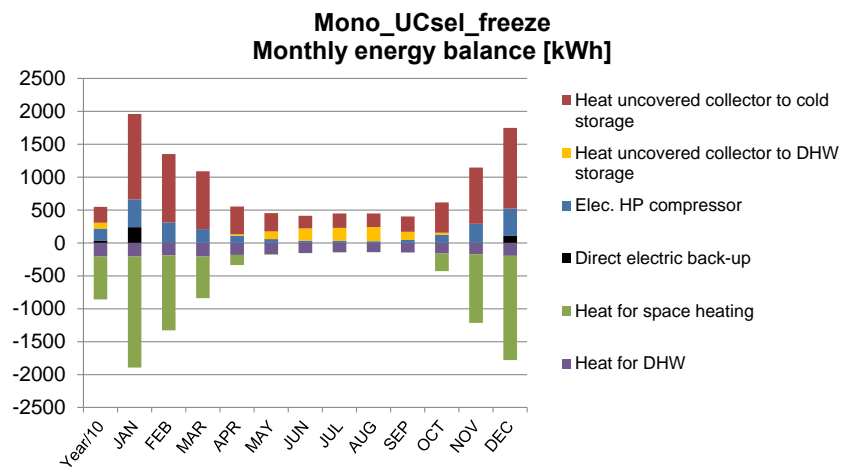
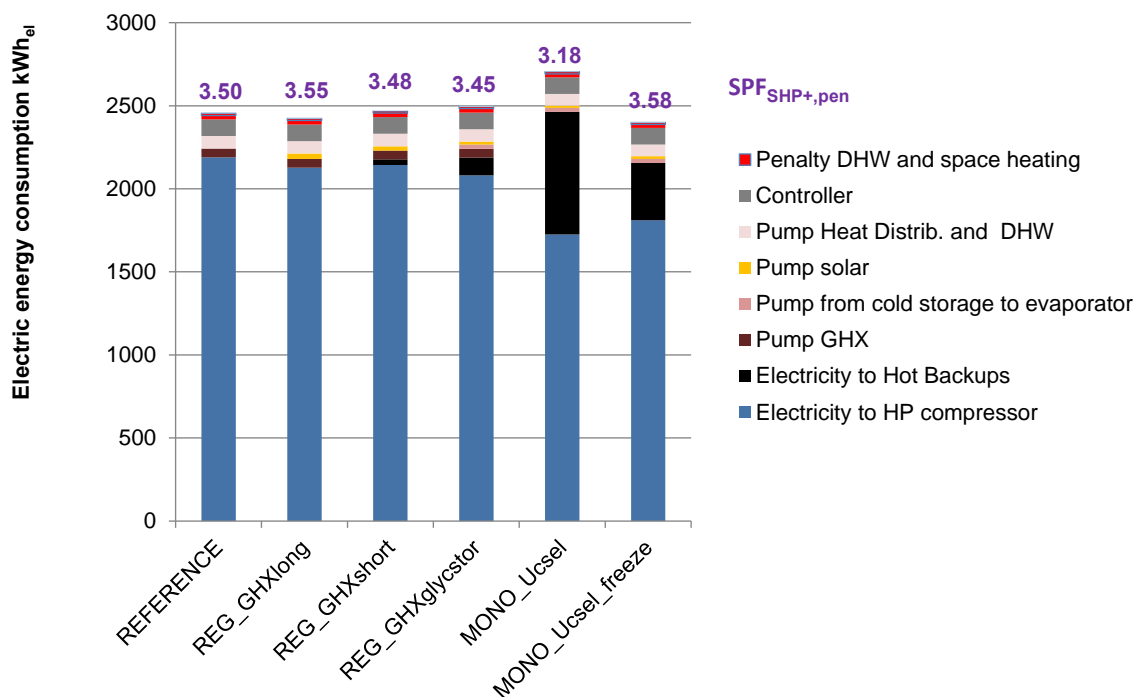


Figure 6 Figure 5 System REG_GHXglycstor with 5 m³ glycol storage and 30 m² selective uncovered collector, for which frost operation is allowed.

Overall system performance table

		REFERENCE	REG_GHXlong	REG_GHXshort	REG_GHXglycstor	MONO_Ucsel	MONO_Ucsel_freeze
SPF_{SHP+}pen		3.50	3.55	3.48	3.44	3.18	3.58
SPF_{SHP+} without penalties		3.54	3.59	3.52	3.48	3.20	3.61
SPFhp		4.27	4.40	4.35	4.44	4.51	4.51
Env. Indicators per useful kWh heat							
GWP100	gCO ₂ /kWh	121	119	121	123	133	118
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	0.59	0.58	0.59	0.60	0.65	0.57
Primary Energy renewable	kWh/kWh	0.07	0.06	0.07	0.07	0.07	0.06
Primary Energy total	kWh/kWh	0.65	0.64	0.65	0.66	0.72	0.64
Useful heat							
DHW	kWh/a	2078	2079	2078	2079	2083	2083
space heat	kWh/a	6518	6517	6517	6517	6516	6516
Total	kWh/a	8596	8595	8596	8596	8599	8599
Used Electricity							
System	kWh/a	2425	2395	2439	2467	2684	2379
Penalty DHW	kWh/a	6	5	6	5	1	1
Penalty Space Heat	kWh/a	24	23	24	24	21	20
Total	kWh/a	2454	2424	2469	2496	2705	2400
Penalty Check							
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

Strasbourg - SFH045: Total useful heat 8599 kWh/m²

Electric energy table

Electric Energy values in kWh/a	REFERENCE	REG_GHXlong	REG_GHXshort	REG_GHXglycstor	MONO_Ucsel	MONO_Ucsel_freeze
Electricity to HP compressor	2189	2127	2144	2082	1726	1811
Electricity to Hot Backups	0	0	34	107	737	345
Pump GHX	53	53	53	53	0	0
Pump from cold storage to evaporator	0	0	0	25	24	25
Pump solar	0	33	26	17	14	16
Pump space heating	70	70	70	70	70	70
Pump DHW storage charging	13	13	13	13	13	13
Controller	100	100	100	100	100	100
Penalty space heating and DHW	30	28	30	29	22	21
Total	2454	2424	2469	2496	2705	2400

Thermal energy table

	REFERENCE	REG_GHXlong	REG_GHXshort	REG_GHXglycstor	MONO_Ucsel	MONO_Ucsel_freeze
Thermal Energy values in kWh/a						
Heat from ground heat exchanger	7166	1351	1213	7231	-	-
Yield from unglazed collector	-	5819	5895	6730	7893	8198
DHW storage	-	-	-	-	894	894
HP at condenser	9353	9352	9319	9249	7778	8171
Heat from heat pump to radiator	6518	6517	6517	6517	6516	6516
Heat from storage to DHW distribution	2078	2079	2078	2079	2083	2083
TOTAL Thermal Energy Output	8596	8595	8596	8596	8599	8599

References

- Afjei, T. and Wettter, M. (1997) *Type 401, Compressor heat pump including frost and cycle losses*, Zürich/Luzern, Switzerland, Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Ingenieurschule HTL.
- Baur, M. (2007) Effizienz von Solaranlagen verbessern - Auch die Pumpe ist wichtig. SBZ - Sanitär Heizung Klima, 11/2007, 54–55.
- Drück, H. (2006) *Type 340, MULTIPOINT Store - Model for TRNSYS*, Stuttgart, Germany, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Universität Stuttgart.
- Frank, E., Haller, M., Herkel, S., and Ruschenberg, J. (2010) "Systematic Classification of combined solar thermal and heat pump systems" in Graz, Austria, IEA-SHC.
- Hellström, G., Claesson, J., Efring, Johansson, Mazzarella, L., and Pahud, D. (1981) *Type 557, VERTICAL GROUND HEAT EXCHANGER (Duct Ground Heat Storage Model, Manual for Computer Code)*, Lund, Sweden, Department of mathematical physics Lund Institut of technology.
- Ihle, C., Bader, R., and Golla, M. (2011) *Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Lüftung. Anlagentechnik SHK Ausbildung und Praxis*, Bildungsverlag EINS.
- Kech, H.-J. (2002) *Neue energiesparende Pumpenantriebe für Solaranlagen und Heizungstechnik, Phase B*, Dortmund, WILO AG.
- Miara, M., Günter, D., Oltersdorf, T., and Wapler, J. (2011) *Wärmepumpen Effizienz*, Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie.

- Pärisch, P., Mercker, O., Oberdorfer, P., Tepe, R., and Rockendorf (2013) "Experimente und Modellvalidierung für die Erdsondenregeneration mit Solarwärme" in Proceedings of Symposium Thermische Solarenergie. Bad Staffelstein, Germany, In press.
- Pärisch, P., Warmuth, J., Bertram, E., and Tepe, R. (2012) Experiments for combined solar and heat pump systems. Proceedings of Eurosun 2012, Rijeka Croatia.
- Rockendorf, G., Sillmann, R., Bethe, T., and Köln, H. (2001) *Solare Freibadbeheizung - Absorberprüfung und Testergebnisse Anlagen Planung und Betrieb*, Kandern, ist - Energieplan.
- Stegmann, M., Bertram, E., Rockendorf, G., and Janßen, S. (2011) "Model of an unglazed photovoltaic thermal collector based on standard test procedures" in Proceedings of ISES Solar World Congress. Kassel, Germany.
- Stiebel (2010) *Planung und Installation. Wärmepumpen*, Holzminden, Germany, STIEBEL ELTRON.
- STIWA (2007) Sparen beim Pumpen - Heizungspumpen. Stiftung Warentest, 9/2007, 76–79.
- Strawa (2013) *2013_Preisliste_strawa_S01-S92_Umschlagseiten.cdr - strawa_preisliste_hydraulische_weiche.pdf*, Strawa Wärmetechnik GmbH. [online] http://www.strawa.com/pdf/heizung/strawa_preisliste_hydraulische_weiche.pdf (Accessed July 17, 2013).
- Thornton, J. W. (2004) *type 586 Pipe Pressure Drop Calculator*, Madison, Tess Thermal Energy System Specialists.
- Viessmann (2009) *Technical guide Solar thermal systems*, Allendorf (Eder), Viessmann Werke.

System evaluation of combined solar & heat pump systems

Summary written by: Ralf Dott, October 24, 2013
 Original paper: Dott R. & Afjei T., 2013, System evaluation of combined solar & heat pump systems, Cisbat Conference 2013, Lausanne, CH

Goal or motivation of the simulation study

Aim of the paper is a juxtaposition of heat generation systems that use the roof as part of the building envelope to generate energy from solar irradiation or ambient heat in combination with a heat pump and to show their individual characteristics and respective strength and weaknesses.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried out on the platform Polysun Version 5.9.6.16241. A platform intercomparison check has been performed by Zimmermann & Haller 2012, who also supplied the corresponding load files for Polysun. Therein, the DHW tapping is identical with the T44/A38 standard except the 55 °C tapping which is also drawn at 45 °C. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Type of systems studied

SYS 1	SYS 2	SYS 3	SYS 4	SYS 5	SYS 6
PV_{skS}^{SHPAir}	Sol,PV_{skS}^{SHPAir}	Sol_{skS}^{SHPAir}	$Sol,Air,PV_{srS,skS}^{SHPSrS}$	$Sol,Air_{srS,skS}^{SHPSrS}$	$Sol,Air_{srS,skS}^{SHPSrS}$
50m ² _{PV}	8m ² _{SC} / 42m ² _{PV}	50m ² _{SC}	50m ² _{PVT}	50m ² _{SA}	50m ² _{SA}

PV – Photovoltaic; SC – covered Solar Collector; PVT – Photovoltaic-Thermal absorber; SA – uncovered Solar Absorber

For hydraulic flow charts please have a look at the original paper.

Methods

The system evaluation is conducted as simulation study based on actually best available technologies, where the direct and indirect use of solar irradiation for heat generation as well as photovoltaic (PV) to produce electricity are considered. Direct use of solar heat means here the direct supply of heat at the required temperature for the heat demand to the combi-storage; indirect use means the use of solar irradiation as heat source for the heat pump.

Results

Figure 1 shows the energetic evaluation results of the six systems for the building SFH15 on Minergie-P / passive house level; Figure 2 for the building SFH45 on new standard buildings level and Figure 3 for the building SFH100 an older existing building. Systems with a low share of directly solar thermal generated heat, where the heat comes mainly from the heat pump (systems 1, 4 & 5), come with the lowest quantity of generated heat. On the other way around, a high share of directly solar thermal generated heat leads to high heat losses, for the SFH15 building nearly doubling the demand. This effect decreases with higher heat demands and leads for the SFH45 to an increase of 47% and for the SFH100 of 24%. This high quantity of generated heat for high solar thermal shares effects on the other hand the electricity demand only in a smaller degree because of the high efficiency of directly solar thermal heat generation. This leads to the smallest total electricity consumption for the systems 3 and 6 (in Figure 1 to 3 the sum of PV self-usage and grid electricity consumption). In contrast to this the systems with mainly heat pump heat generation (1, 4 & 5) result in the highest total electricity consumption due to their compared to solar heat lower efficiencies.

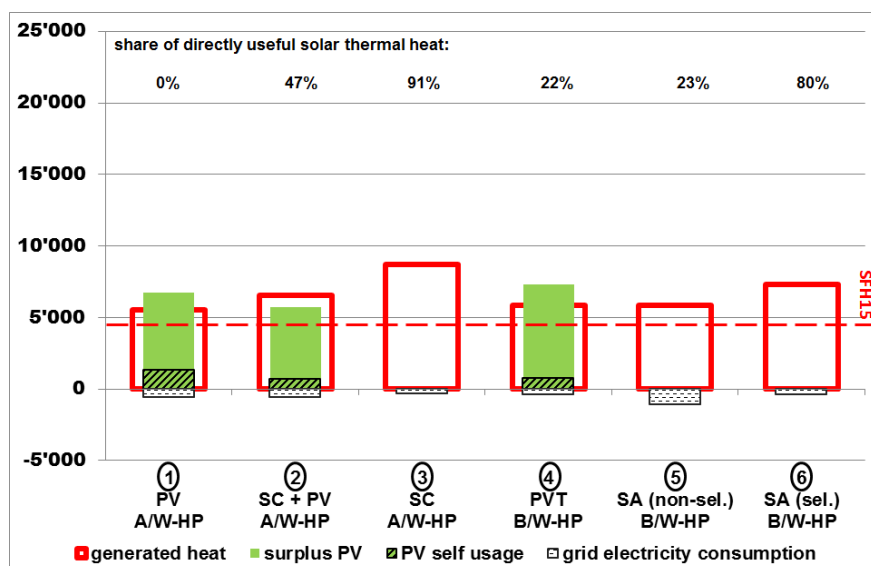


Figure 1: Results of the system comparison for the building SFH15

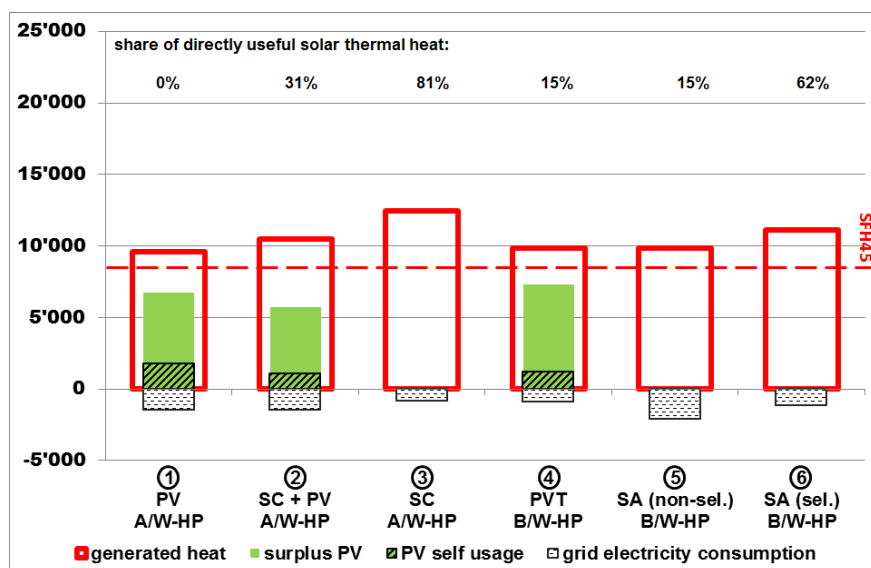


Figure 2: Results of the system comparison for the building SFH45

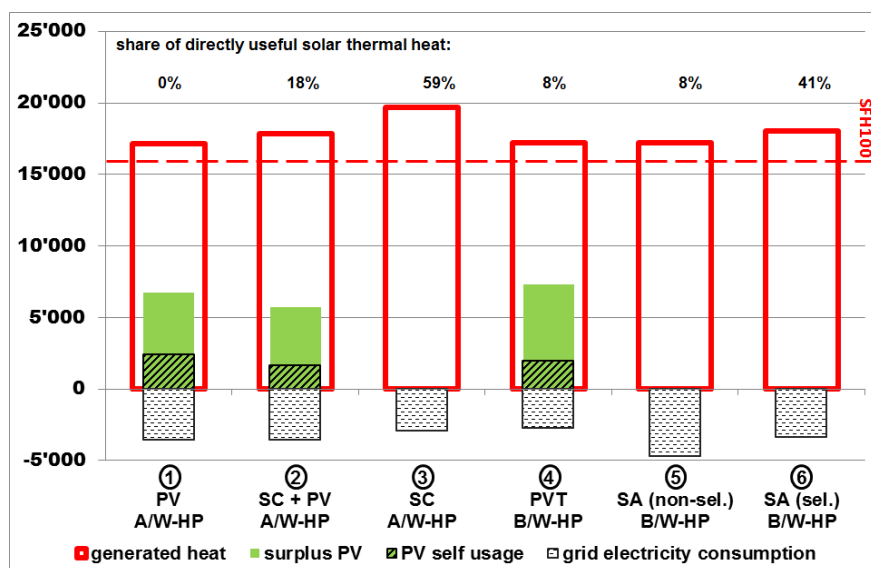


Figure 3: Results of the system comparison for the building SFH100

Considering the grid electricity consumption, where the self-generated and -used electricity from PV is yet subtracted, this result in a differing assessment of the systems, using the assumption of a restricted roof area. In systems 3, 5 and 6 the roof area is already completely covered with thermal collectors and hence no PV generator could be realised – so all electricity consumption comes from the grid. In systems 1, 2 and 4 a PV system can generate electricity at least partly in the roof area. This PV electricity is in this study primarily used for the heat generation system. The remaining electricity demand is then taken from the grid.

Table 1 summarises the relevant results for the electricity discussion of all three buildings and six heat generation systems with the following four resulting values:

- the ratio of generated heat in relation to the heat demand
- the surplus PV electricity that could not be used for the heat generation
- the total electricity consumption of the heat generation systems
- the electricity consumption from the grid

Comparing the grid electricity consumption of one building standard instead of the total electricity consumption it can be seen that, with the assumption / the aim of an as far as possible daily use of the PV electricity in the heat generation system, the grid electricity consumption could be reduced significantly. For the systems 1 and 2 with pure heat pump heat generation or a small solar thermal share, the grid electricity consumption could be reduced by two thirds. A combined heat and electricity generation with PVT collectors as heat source for the heat pump (system 4) reduces the grid electricity consumption to the level of a highly efficient solar thermal heat generation with seasonal heat storage as in system 3. Beyond that system 4 delivers surplus PV electricity in summer time.

heat generation \ building		SFH15		SFH45		SFH100	
		generated heat / demand	surplus PV	electricity consumption	grid electricity	generated heat / demand	surplus PV
HP + PV	1	123%	5'452 kWh	113%	4'980 kWh	108%	4'342 kWh
		1'888 kWh	590 kWh	3'224 kWh	1'454 kWh	5'958 kWh	3'550 kWh
HP + PV + SC-small	2	145%	5'021 kWh	123%	4'626 kWh	112%	4'042 kWh
		1'265 kWh	584 kWh	2'541 kWh	1'464 kWh	5'202 kWh	3'541 kWh
HP + SC-big	3	194%	0 kWh	147%	0 kWh	124%	0 kWh
		309 kWh	309 kWh	860 kWh	860 kWh	2'951 kWh	2'951 kWh
HP with PVT as source	4	130%	6'545 kWh	116%	6'120 kWh	108%	5'350 kWh
		1'107 kWh	362 kWh	2'068 kWh	886 kWh	4'695 kWh	2'730 kWh

legend:

generated heat / demand	surplus PV
electricity consumption	grid electricity

HP = heat pump; PV = photovoltaics; SC = solar thermal collector; PVT = photovoltaic-thermal collector; SFH = single family house; The difference between the total electricity consumption and the electricity from net is met by self-generated PV electricity.

Table 1 System simulation results for the three building types and six heat generation systems

Figures 4 to 6 show the annual devolution of the remaining grid electricity consumption of systems SYS1 to SYS4 with an additional system SYS0, which uses an air-to-water heat pump without solar technology as baseline comparison. The remaining grid electricity consumption is calculated on the basis of daily energy balances.

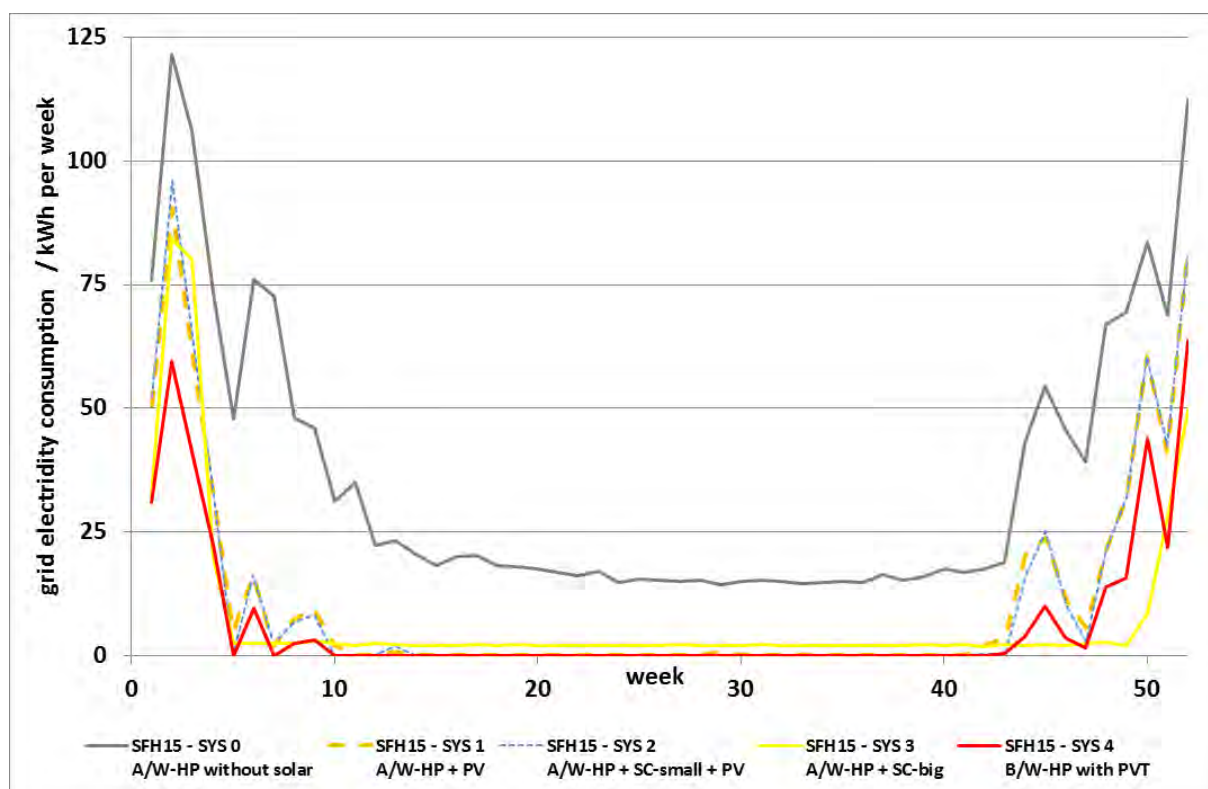


Figure 4: Annual devolution of the remaining grid electricity consumption for SFH15

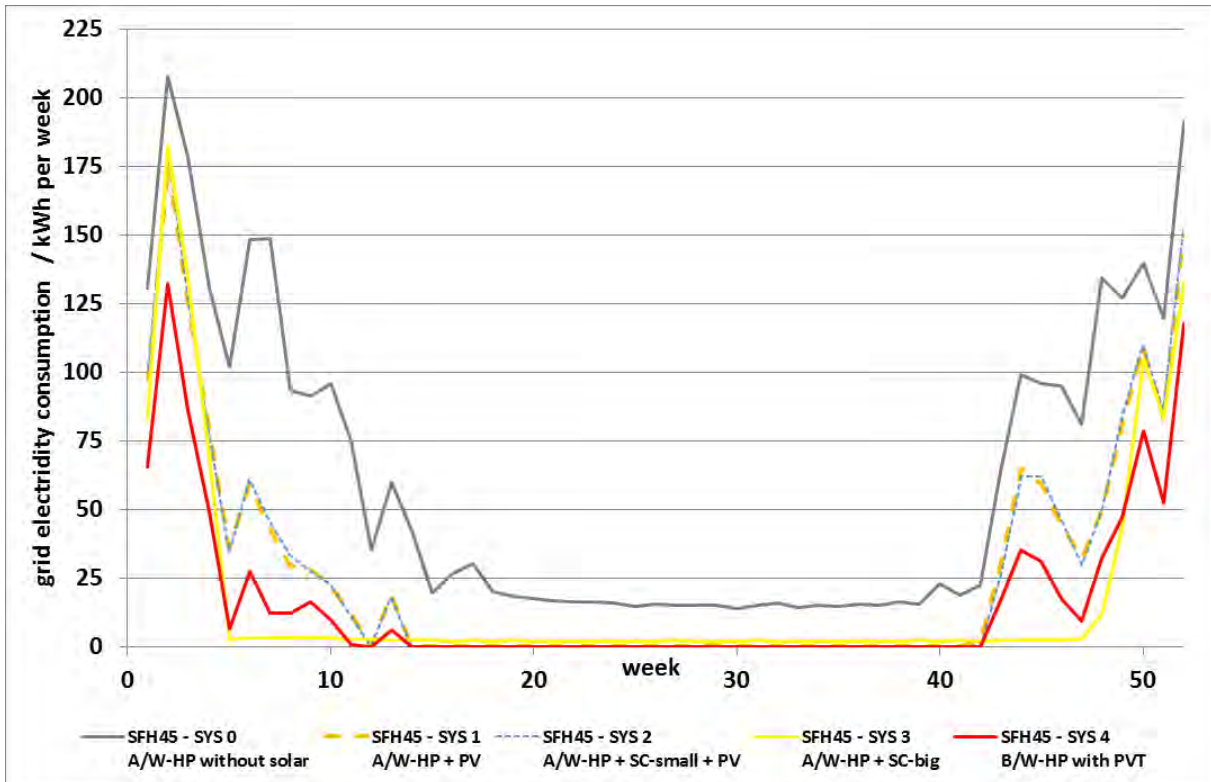


Figure 5: Annual devolution of the remaining grid electricity consumption for SFH45

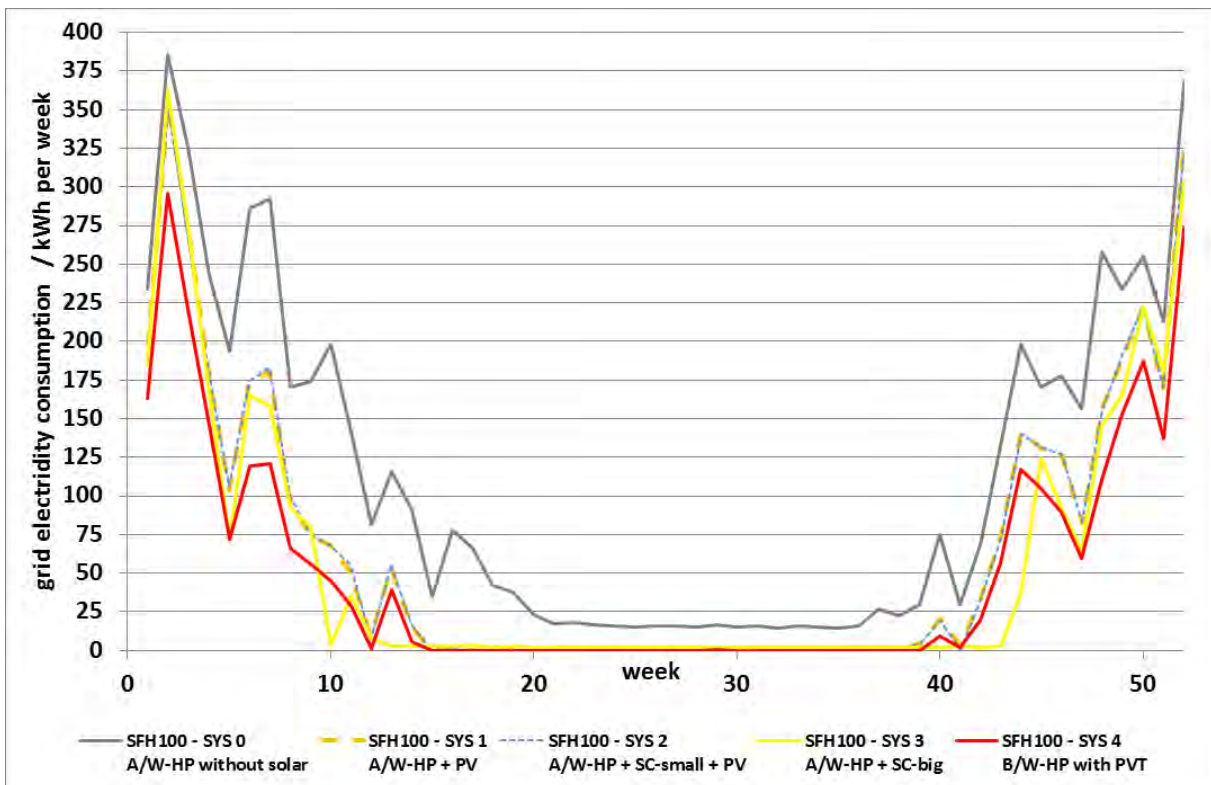


Figure 6: Annual devolution of the remaining grid electricity consumption for SFH100

Conclusion

A parallel heat generation with solar thermal collectors and a heat pump, both working on a combi-storage or buffer-storage for space heating and domestic hot water preparation, could reduce the electricity demand with increasing solar thermal heat share and be a robust solution if some rules like storage stratification or small temperature lift for the heat pump are respected. A combination of heat pump and photovoltaic represents a technically simple and flexible solution that could reduce the grid electricity consumption to a level slightly higher than a seasonal solar thermal heat storage system if an improved control strategy for high PV self-usage is used and furthermore supplies surplus PV electricity. A further developed and optimised combination of heat pump and PVT-collector as source for the heat pump delivers the highest specific energetic collector yield and is able to reduce the grid electricity consumption to the level of a seasonal solar thermal heat storage system with additional surplus PV electricity.

Heat pump systems with uncovered selective collectors in combination with a small ice storage

Summary written by: Igor Mojic, 06.08.2013

Original report/paper: The system has been described in Mojic et al. (2013). Heat pump systems with uncovered and free ventilated covered collectors as only heat source. In: SHC 2013 conference proceedings. However, the **original publication used a different DHW load and different climates** (EU project MacSheep instead of Task 44) and therefore it has been simulated again with the Task 44 DHW load and climate for this Task contribution summary.

Goal or motivation of the simulation study

In the past years the research and development activities for heat pumps in combination with solar thermal collectors for preparation of domestic hot water and space heating were increasing. In most of these systems the collectors are used as a direct heat source for the load-side storage and thus only if the irradiation is high enough to reach the temperature level that is needed to increase the temperature of this storage. In this work it was analyzed how low irradiation and the ambient can be used also as heat source. Therefore, the simulation results of a solar heat pump system (SHP) which uses only a small ice storage and selective unglazed collectors as heat source for the heat pump were shown in this summary.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSYS Version 17.01.0016. A platform intercomparison check has been performed (Mojic 2013). From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)

- Strasbourg
- Helsinki
- Athens
- Davos
- Montreal

Building(s)

- SFH 15
- SFH 45
- SFH 100

Type of system studied

Sol, Air SHP *S, srS*
skS, srS, HP *skS, SH*

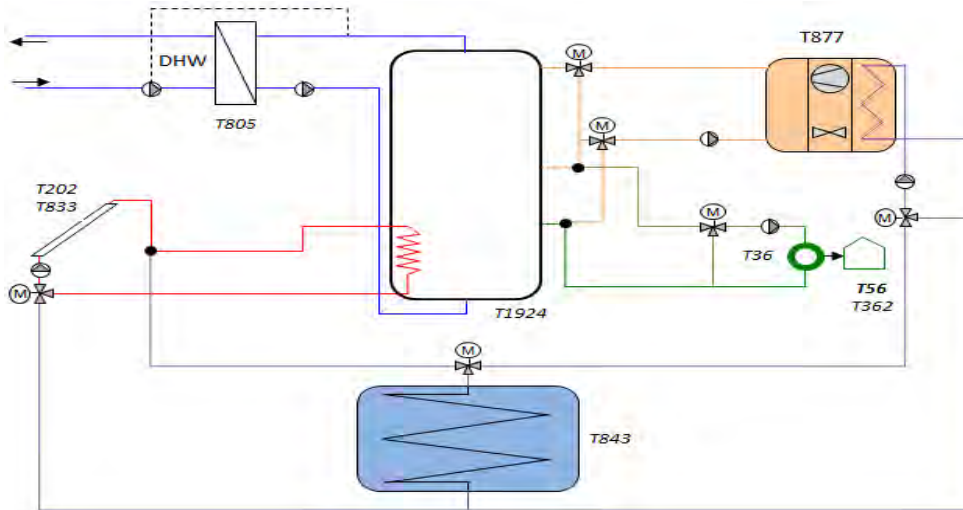


Figure 1: Schematic overview of the hydraulic of the unglazed SHP ice storage system.

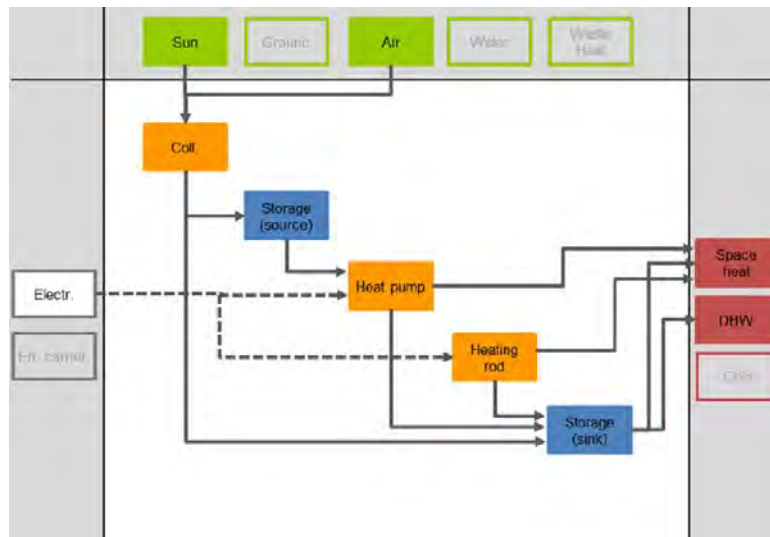


Figure 2: Energy flow chart of the unglazed SHP ice storage system.

Methods

Table 1 shows the most important components with their main parameters. The simulated heat pump is a measured HP from a manufacturer, but for these simulations the compressor type was exchanged in order to meet better the needs of a system with a low temperature heat source.

In these simulations two effects on the collector yield are not taken into account. Firstly, the forming of ice when condensation occurs by low ambient temperatures is not simulated. Secondly, the behavior and energy gain when the collectors are covered by snow while the heat pump is running.

High efficiency pumps were only assumed for the space heating distribution and the heat delivery pump on the HP side. The collector and ice storage pump were assumed as standard pumps.

Table 1: Main components of the simulation deck with their main parameters

Component	TRNSYS Type	Description / Parameters
Collector	Type 202 Bertram et al. (2010)	18 m ² unglazed collector with condensation gains, slope 45°, orientation south, $a_1 = 9$ W/m ² K, $a_2 = 0$ W/m ² K ² , $\eta_0 = 0.954$ (Energie Solaire SA ¹)
Storage	Type 1924 Haller et al. (2013)	750 Liter storage with internal solar heat exchanger ($U_a = 1125$ kJ/(hm ² K))
Ice storage	Type 843 Lerch et al. (2012)	400 Liter ice storage with coiled heat exchanger (20 mm diameter, 30 mm pipe to pipe distance), minimum temperature -20 °C
External heat exchanger (DHW)	Type 805 Haller et al. (2006)	Without heat losses ($U = 19200$ kJ/(hK)).
Heat pump	Type 877 Heinz et al. (2012)	Brine source HP with ca. 8kW power (COP B0/W35 = 4.65), optimized for low source temperatures, variable speed compressor

Results & Conclusion

The maximum deviation of the monthly space heat load between simulation and reference (T44A38) was always below 1% of the mean monthly space heat load value for the simulated boundary conditions. Also the maximum deviation of the monthly domestic hot water load between simulation and reference (T44A38) was always below 1%.

Figure 3 shows the simulation results for the unglazed SHP system with 18 m² collector area and 400 liter ice storage. The system performs with a $SPF_{SHP+,pen}$ of 3.39 and a total electricity consumption of 2511 kWh/a.

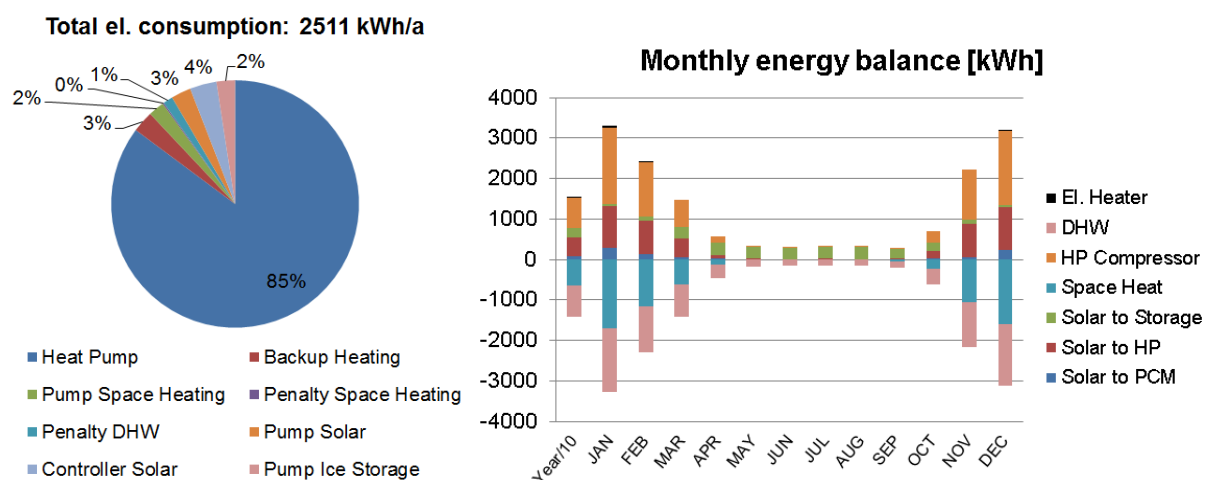


Figure 3: Total electric consumption per year and monthly energy balance for the SHP ice storage system.

¹ Swiss manufacturer of unglazed selective collectors, also participant of IEA Task 44 / Annex 38

The monthly energy balance in Figure 3 shows that from June to September the whole energy demand can be covered by the collectors, even if they are unglazed collectors. For January, February and December the heat pump system cannot deliver enough energy to the system because of the limited source temperature of the collector and ice storage. For this reason the electric backup heater was switched on, with an annual electricity consumption ratio of 3% of the total electricity demand.

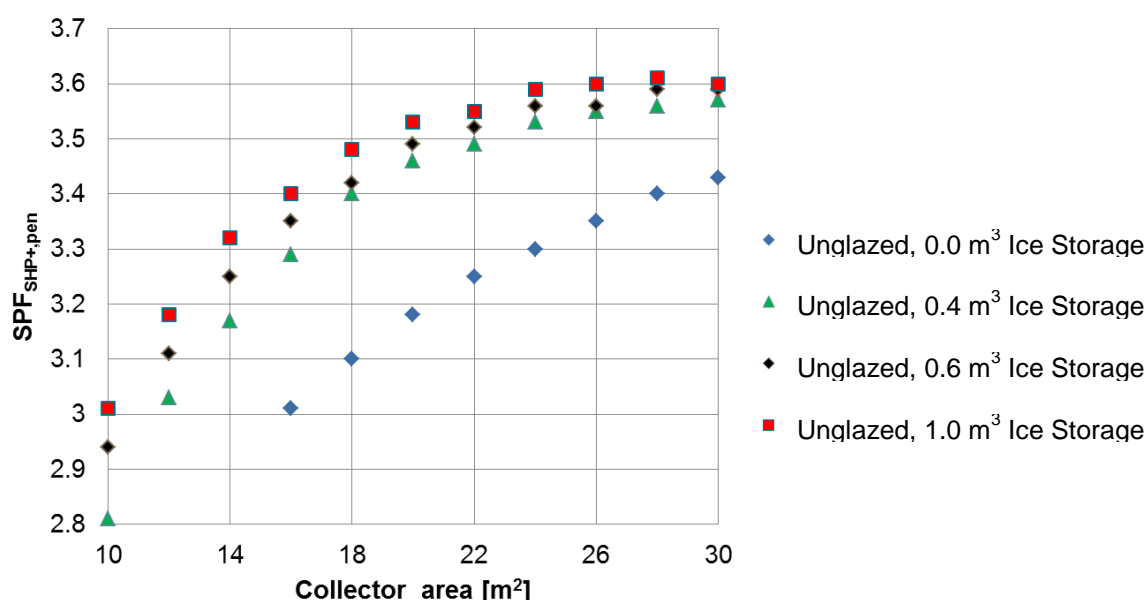


Figure 4: Influence of the collector area and the ice storage volume on the SPF for Strasbourg SFH045.

In Figure 4 the influence of the collector area and the ice storage volume is shown for Strasbourg SFH045. For these kind of systems it can be seen that depending on the system configuration an optimal collector field size can be found. Further, one can see that with increasing collector area the effect of the ice storage on the SPF decreases. To have a reasonable comparison and analysis of this unglazed SHP system two further systems are simulated and compared, the results are shown in Figure 5. *Sys With Ice* is the main SHP system with results already shown in Figure 3, *Sys No Ice* is almost the same only with the difference that no ice storage is used and the collector area is increased to 22 m². *Sys Ref* is a standard air source heat pump with 10 m² covered standard collectors which are only parallel used. All three systems are designed to have nearly the same costs. *Sys Ref* is also a system which is sold on the markets and represents a state of the art solar heat pump system.

Table 2: Key parameter overview of the three systems which are compared with each other in Figure 5.

System	Collector area	Collector type	Ice storage volume
With ice storage	18 m ²	Unglazed	400 liter
Without ice storage	22 m ²	Unglazed	-
Reference	10 m ²	Glazed (standard)	-

Strasbourg - SFH045

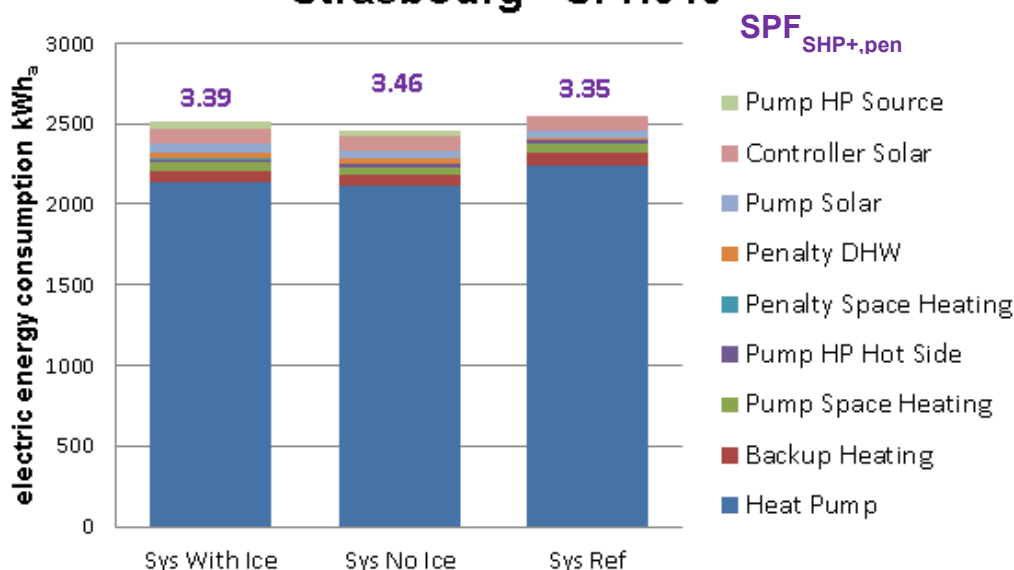


Figure 5: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate, heat load, dhw).

The system without ice storage has the lowest electricity demand what leads also to a higher SPF compared to the other two systems. The main reason for this higher performance is the lower electricity demand of the HP. What leads to the conclusion that a system without an ice storage but instead with higher collector area can work better as a system with a 400 liter ice storage, considering the limitations of the simulation. One of the main limitations is that snow layers on the collector are not accounted, what could mean that the system without ice storage, compared with the system with an ice storage, is overestimated. However, these two alternative systems can perform better than a common SHP system which uses covered collectors parallel to the HP. Therefore - in some cases - the air source heat pump can be substituted by these two alternatives to avoid for example noise emissions of the air heat exchanger.

Table 3: Heat pump performance figures for different working points.

Working point Brine or Air T / Water T	Air Source		Brine Source	
	Heat distribution	COP	Heat distribution	COP
2°C / 35°C	8.5 kW	3.26	-	5.03
7°C / 35°C	12.5 kW	3.40	-	-
-5°C / 35°C	-	-	-	4.08
0°C / 55°C	-	-	-	2.67
10°C / 35°C	-	-	-	6.33

overall system performance table

		Sys With Ice	Sys No Ice	Sys Ref
SPF_{SHP+,pen}		3.39	3.46	3.35
SPF_{SHP+} without penalties		3.44	3.52	3.37
SPF_{HP}		3.42	3.52	3.03
Env. Indicators per useful kWh heat				
GWP ₁₀₀	gCO ₂ /kWh	125	122	126
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	0.6	0.59	0.61
Useful heat				
DHW	kWh/a	2076	2076	2076
space heat	kWh/a	6441	6440	6443
Total	kWh/a	8517	8517	8519
Used Electricity				
System	kWh/a	2475	2423	2530
Penalty DHW	kWh/a	31.86	30.30	15.00
Penalty Space Heat	kWh/a	4.29	6.30	0.60
Total	kWh/a	2511	2459	2546
Penalty Check				
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.

electric energy table [kWh/a]

	Sys With Ice	Sys No Ice	Sys Ref
El. to Heat Pump (with Controller)	2139	2116	2242
El. to Solar Pump	65	53	44
El. to Heat Distr.Pump	52	52	52
El. to DHW Penalty	32	30	15
El. to Space Heat Penalty	4	6	1
El. to Solar Controller	88	88	88
El. to Pump Cold Side	43	35	0
El. to Pump Hot Side	17	17	23
El. to Backup Heater	70	62	82
TOTAL Electricity Input	2511	2459	2547

thermal energy table [kWh/a]

	Sys With Ice	Sys No Ice	Sys Ref
Air to HP	-	-	6245
Solar Coll. to Prim. Storage (Ice Storage)	891	-	-
Solar Coll. to HP	4514	5227	-
Solar Coll. to Sec. Storage	2460	2728	3558
El. Backup Heater to Sec. Storage	70	62	82
TOTAL Thermal Energy Input	7935	8017	9885
HP to Heat Distribution	3010	2990	4245
Sec. Storage to Heat Dist.	3057	3536	2269
Sec. Storage to DHW Dist.	1302	2121	2143
TOTAL Thermal Energy Out	7369	8648	8657

References

- Mojic, I., Haller, M.Y., Thyssen, B. & Frank, E., (2013). Heat pump systems with uncovered and free ventilated covered collectors as only heat source. In: SHC 2013 conference proceedings, Energy Procedia of Elsevier, Freiburg (Germany).
- Mojic, I. (2013). Implementation of the IEA SHC & HPP T44/A38 Boundary Conditions in TRNSYS 17. A Platform Independence Check for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 – Subtask C, Rapperswil (Switzerland).
- Bertram, E., et al., 2010. Condensation Heat Gains on Unglazed Solar Collectors in Heat Pump Systems. In: Proc. of the EuroSun 2010 Conference, Graz, Austria.
- Haller, M.Y., Carbonell, D., 2013. TRNSYS Type 1924 v202 „Stratified Plug Flow Solar Combi-Store Model“. Institut für Solartechnik, Rapperswil. Schweiz.
- Lerch, W. & Heinz, A., 2012. Solare Wärmepumpen - Kombianlagen inkl. Abwasser Wärmerückgewinnung: Energetische Bewertung durch dynamische Anlagensimulationen in TRNSYS. In: Solar 2012, Gleisdorf (Österreich).
- Haller, M., 2006. TRNSYS Type 805 “DHW Heat Exchanger without Heat Losses“. Institut für Wärmetechnik TU Graz, Austria.
- Heinz, A. & Haller, M., 2012. Appendix A3 - Description of TRNSYS Type 877 by IWT and SPF. In: Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part C: Heat Pump Models - DRAFT - A technical report of subtask C Deliverable C2.1 Part C.

Simulation results from the national Austrian project SolPumpEff. Evaluation of combined solar thermal heat pump systems.

Summary written by: Werner Lerch, Andreas Heinz, 18.01.2014
Original report/paper: Lerch W., Heinz A., Heimrath R., 2013, Evaluation of combined solar thermal heat pump systems using dynamic system simulations, SciVerse ScienceDirect, SHC Conference 2013, Freiburg, *plus additional simulations for Task 44 / Annex 38.*

Introduction

This part shows results from the Austrian project “Highly efficient combinations of solar thermal and heat pump systems (SolPumpEff)”. In this project different configurations of solar and heat pump systems were analyzed and compared through dynamic system simulations in TRNSYS. In the investigated systems solar thermal energy can be used on one hand directly to charge the buffer storage and on the other hand as heat source for the evaporator of the heat pump (HP). Systems, in which solar heat is only used directly (parallel operation of solar and HP), and systems using the collectors also as a heat source for the HP are analyzed and compared to conventional air HP systems. Glazed and unglazed collectors are considered for the solar thermal system.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSYS Version V17.01.0025. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input checked="" type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Solar thermal and heat pump systems

System A: $HP_{skS,SH}^{Air}$

Figure 2 shows the hydraulic layout of system A, which is an air HP system without any solar thermal system. The HP provides heat to the buffer storage but also directly to the heating system of the building. The buffer storage is divided into a domestic hot water (DHW) and a space heating (SH) volume. As backup an electrical heater is placed in the buffer storage (space heat volume), which provides heat at times when the performance of the HP is not sufficient to cover the heating demand. For the dimensioning of the HP the heat load of the building (ambient temperature: Strasbourg -12 °C; Davos -18 °C) increased by 0.5 kW was used, which is to be covered by the HP at the operation point A2W35 for the climate Strasbourg (Davos A-7W35). In this system without solar collectors the buffer storage has a volume of 0.3 m³. The domestic hot water (DHW) preparation takes place via an external heat exchanger.

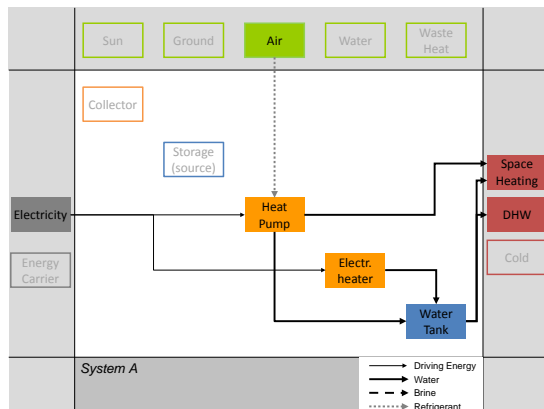


Figure 1: Energy flow diagram System A

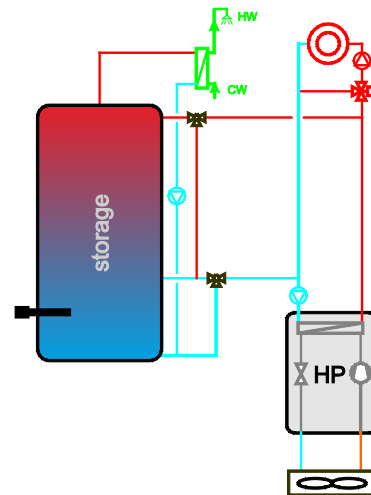


Figure 2: Hydraulic scheme System A

System B: $Sol_{skS}SHP_{skS,SH}^{Air}$

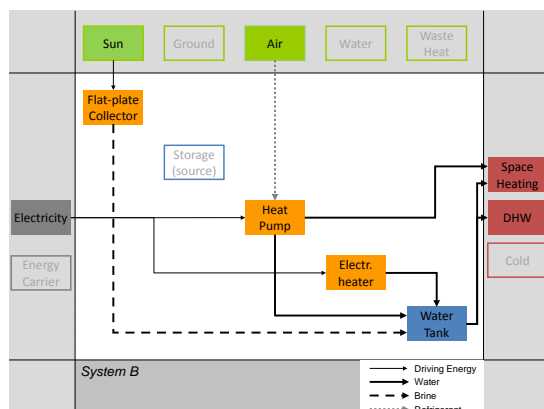


Figure 3: Energy flow diagram System B

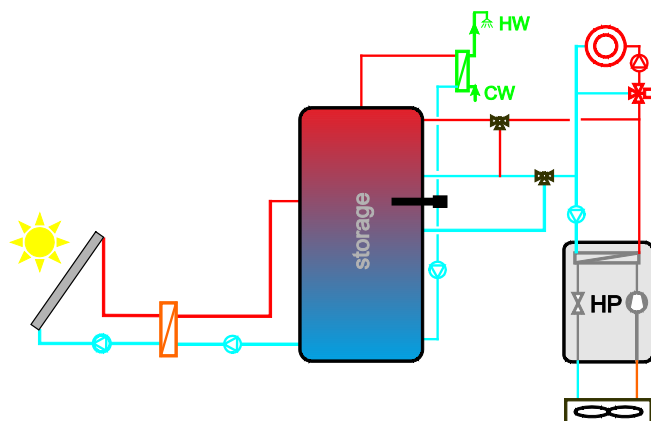


Figure 4: Hydraulic scheme System B

In system B a solar system is installed in a parallel way, whereby 14 m² covered, selectively coated collectors are used, the buffer storage volume is increased to 1 m³. The hydraulic layout of system B is shown in Figure 4. The solar loop is integrated via an external plate heat exchanger and solar energy is only used to charge the buffer storage. As main energy source an air HP system is installed (dimensioning like in system A).

System C: $Sol, Air_{skS,HP} SHP_{skS,SH}^S$

As shown in Figure 6, in system C unglazed selectively coated collectors (30 m² collector area) are used as the only heat source for the HP. Solar heat can either be used to charge the buffer storage or as heat source for the HP, a simultaneous operation is not possible.

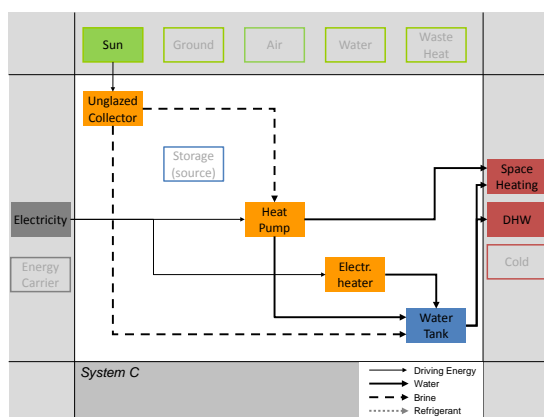


Figure 5: Energy flow diagram System C

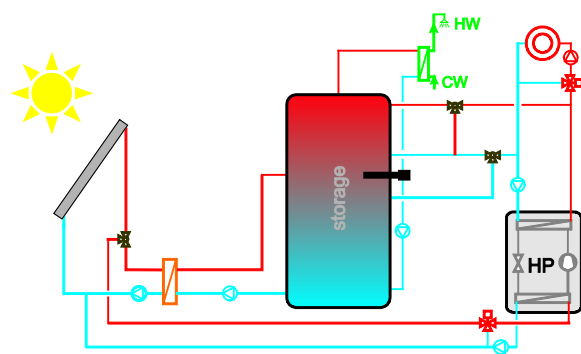


Figure 6: Hydraulic scheme System C

System D: $Sol, Air_{skS,srS,HP} SHP_{skS,SH}^S$

System D is similar to system C with the difference of an additional ice storage (0.6 m³) (Figure 8), which is used as source for the evaporator of the HP. The buffer storage (water storage) is charged with priority. If the HP is operated and the solar thermal system supplies energy to the ice storage at the same time, then energy for the evaporator of the HP comes directly from the solar thermal system. In this case higher source temperatures can be achieved at the evaporator of the HP.

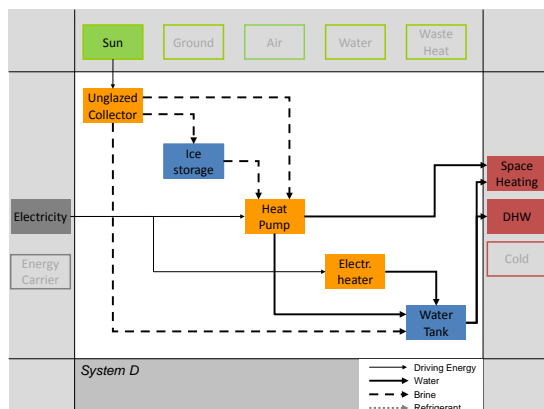


Figure 7: Energy flow diagram System D

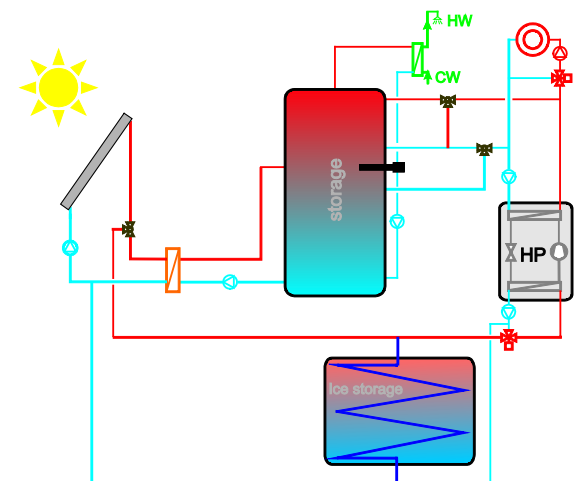


Figure 8: Hydraulic scheme System D

System E:

$$\frac{Sol}{skS,HP} \frac{SHP}{skS,SH} \frac{S,Air}{skS,SH}$$

Figure 10 shows a solar air HP system, in which solar heat is used to charge the buffer storage on the one hand, and to preheat the temperature of the air entering the outdoor unit of the air HP on the other hand. For the solar system 14 m² glazed selectively coated collectors are used. If the HP has to provide heat and the collector temperature level is higher than the temperature of the ambient air, but lower than the temperature of the buffer store, then solar heat is used to preheat the ambient air. For this purpose a brine/air heat exchanger, which is connected to the solar loop, is installed in front of the evaporator.

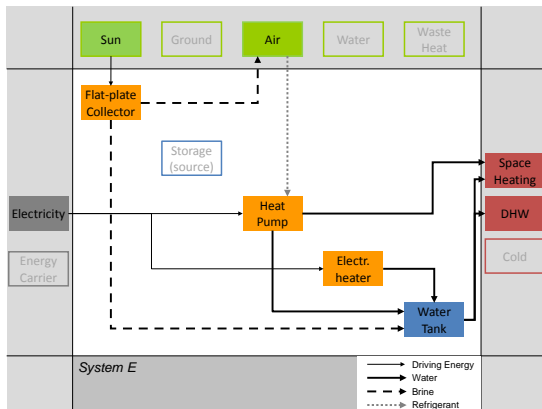


Figure 9: Energy flow diagram System E

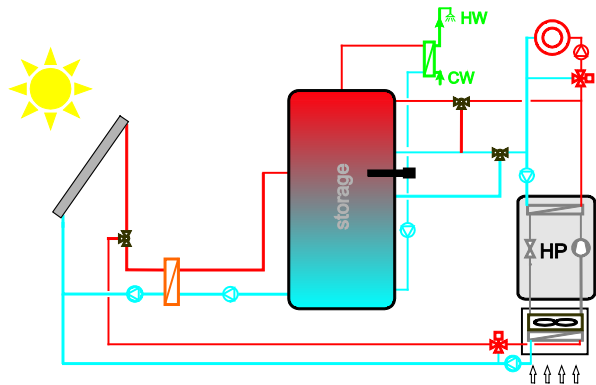


Figure 10: Hydraulic scheme System E

System F:

$$\frac{Sol}{skS,HP} \frac{SHP}{skS,SH} \frac{S,Air}{skS,SH}$$

Also in system F solar heat is used to achieve higher evaporation temperatures (Figure 12). The difference to system E is that the heat exchanger is directly integrated into the refrigerant cycle of the HP after the air source evaporator (in refrigerant flow direction). Solar heat supply to the evaporator is activated in the same way as in system E. Also here 14 m² glazed selectively coated collectors are used.

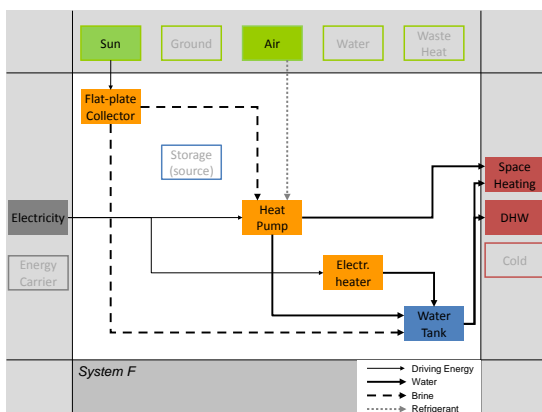


Figure 11: Energy flow diagram System E

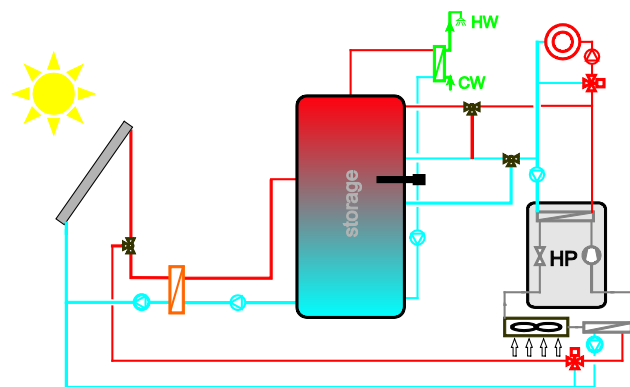


Figure 12: Hydraulic scheme System E

System G: *HP_{skS,SH}^{Ground}*

Figure 14 shows the hydraulic layout of system G, which is a ground source HP system (horizontal ground heat exchanger) without any solar thermal system. For the dimensioning of the HP – as for the air source systems - the heat load of the building (ambient temperature: Strasbourg -12 °C, Davos -18 °C) increased by 0.5 kW was used, which is in this case to be covered by the HP at the operation point B0W35. In this system without solar collectors the buffer storage has a volume of 0.3 m³.

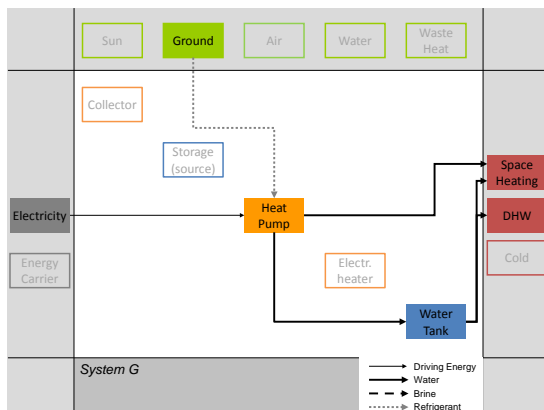


Figure 13: Energy flow diagram System G

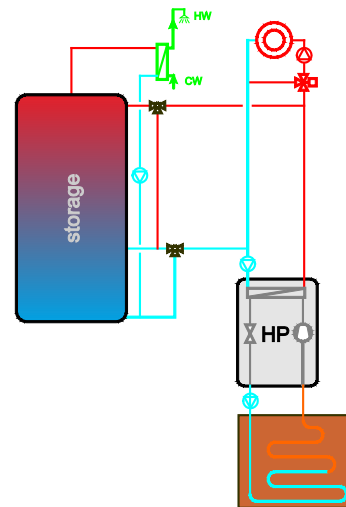


Figure 14: Hydraulic scheme System G

System H: *Sol_{skS}SHP_{skS,SH}^{Ground}*

System H is a ground source HP (horizontal ground heat exchanger) with a solar system installed in a parallel way, whereby 14 m² covered, selectively coated collectors are used, the buffer storage volume is increased to 1 m³. The hydraulic layout of system H is shown in Figure 16. The solar loop is integrated via an external plate heat exchanger and solar energy is only used to charge the buffer storage. As main energy source a ground HP system is installed (dimensioning like in system G).

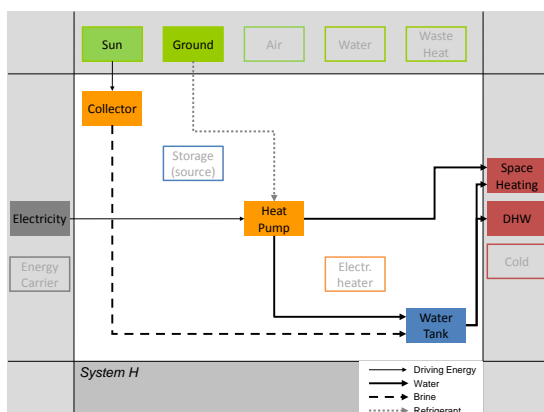


Figure 15: Energy flow diagram System H

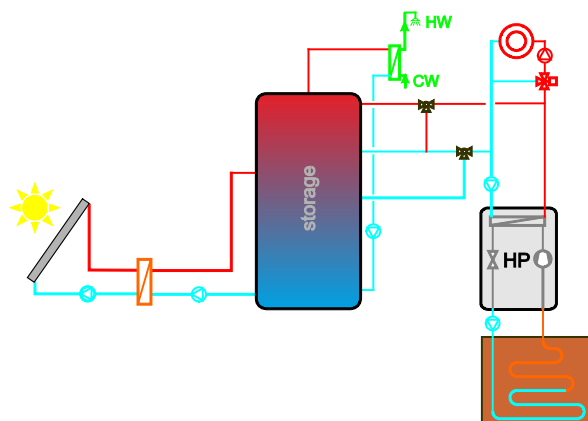


Figure 16: Hydraulic scheme System H

Simulation Models

The dynamic system simulations have been performed using the software TRNSYS. The most important component models (types), which were used in these simulations, are listed in the Table below.

Type Number	Description	Description / Parameters
Type 877	Heat Pump Model	Air/Brine HP, power: <u>Climate Strasbourg</u> : SFH15: 2.83 kW, SFH45: 5.80 kW, SFH100: 10.04 kW; <u>Climate Davos</u> : SFH15: 4 kW, SFH45: 8 kW, SFH100: 12 kW; (COP at A2/W35 = 3.99, COP at B0/W35 = 4.25)
Type 832	Collector Model (glazed)	Model glazed collector; $a_1 = 3,5$ W/(m ² K), $a_2 = 0,015$ W/(m ² K ²), $\eta_0 = 0.8$
Type 203	Collector Model (unglazed)	Model unglazed PVT collector with condensation; $a_1 = 9$ W/(m ² K), $a_2 = 0$ W/(m ² K ²), $\eta_0 = 0.954$
Type 340	Storage Model	Buffer storage; volume: with solar 1 m ³ , without solar 0,3 m ³
Type 843	Ice Storage Model	Ice storage: internal heat exchanger (pipe diameter 20 mm, distance between pipes 50 mm)
Type 56	Building Model	Standard Type
Type 362	Radiator Model	SFH15 & SFH45: Flow-/Return Flow Temperature = 35/30 °C, SFH100: Flow-/Return Flow Temperature = 55/45 °C

Results & Conclusion (Climate Strasbourg)

In Figure 17 – Figure 24 the results for the considered systems for the climate Strasbourg for the SFH45 are shown, including the electricity consumption of the complete heat preparation and distribution and also the monthly heat balances. The simulation results are also summarized in the tables at the end of this section concerning the overall system performance, electric energy and thermal energy.

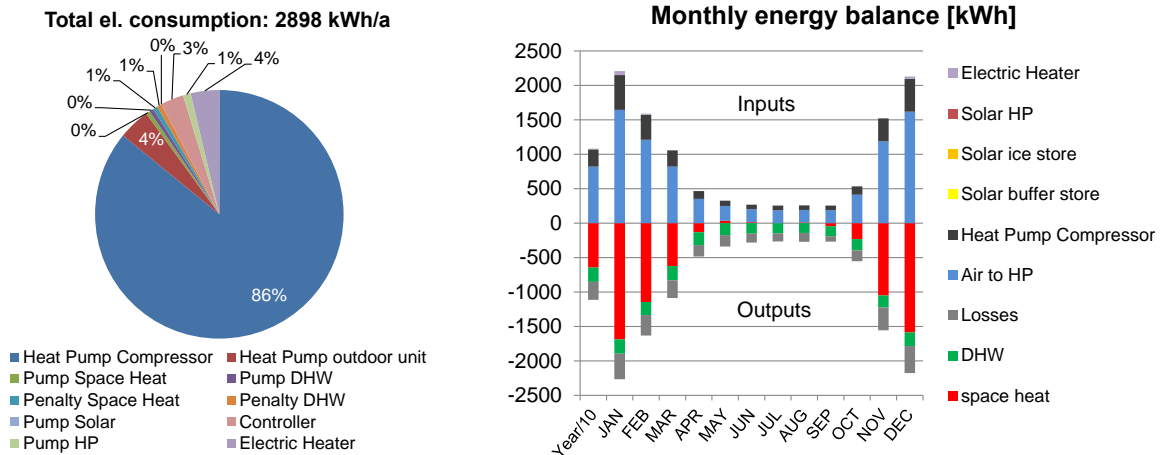


Figure 17: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system A, Climate Strasbourg, SFH45

In Figure 17 the simulation results for system A are shown. The total electricity consumption of the air HP system amounts 2898 kWh/a (86 % compressor, 4 % electric heater, 4 % outdoor unit). In system A only the air HP and electric heater delivers energy to the system. In the right figure of Figure 17 the monthly energy balances are shown. On the Input side the energy of the air which is used at evaporator of the HP and electricity consumption of the electric heater are shown, on the output side the DHW and the space heat demand and also the heat losses. With system A a $SPF_{SHP,pen}$ of 2.94 is reached.

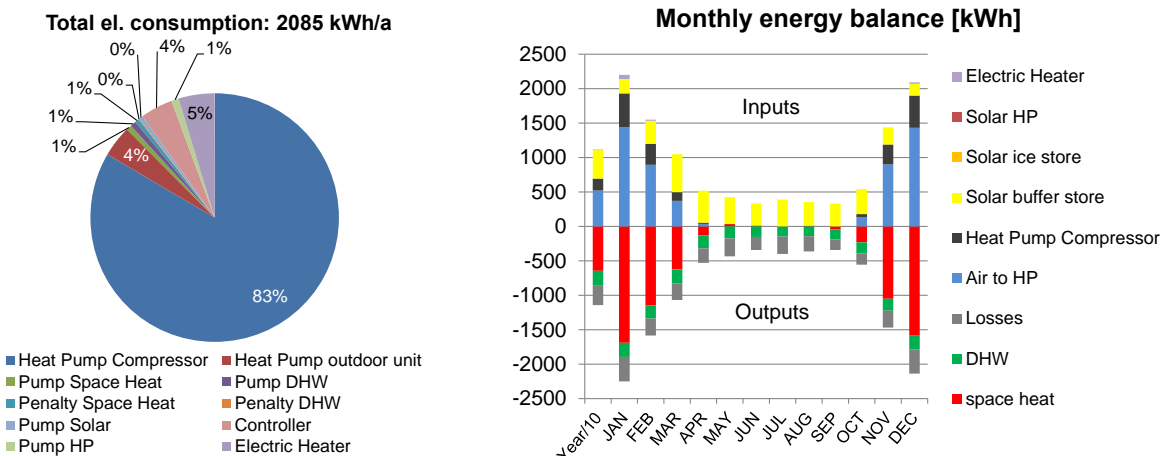


Figure 18: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system B, Climate Strasbourg, SFH45

The comparison of system A and B shows that by integration of a solar thermal system (14 m²) the $SPF_{SHP,pen}$ can be increased from 2.94 to 4.09. The total electricity consumption of the system is reduced by about 28 %. SPF_{HP} is reduced, as the solar collectors are providing heat at times, when the HP would otherwise be operated with a high efficiency. However, $SPF_{SHP,pen}$ is the more important figure from an overall system point of view.

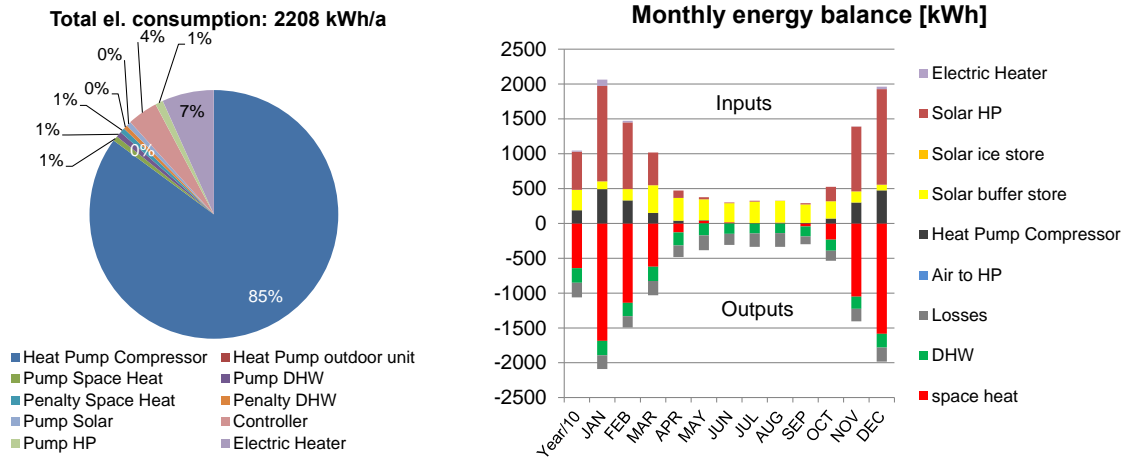


Figure 19: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system C, Climate Strasbourg, SFH45

The simulation results for system C are shown in Figure 19. From May to September most of the heat demand of the system can be covered by the solar collectors. With a collector area of 30 m² unglazed selectively coated collectors a $SPF_{SHP,pen}$ of 3.86 and a SPF_{HP} of 3.75 is achieved. Compared to a conventional air HP system (system A) the $SPF_{SHP,pen}$ can be increased from 2.94 to 3.86.

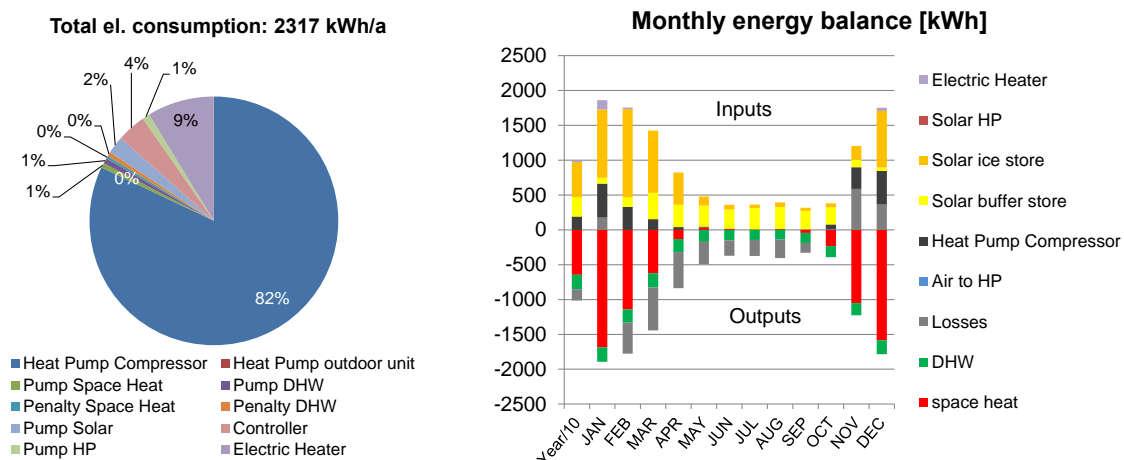


Figure 20: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system D, Climate Strasbourg, SFH45

Figure 20 shows the simulation results for system D. With a collector area of 30 m² unglazed selectively coated collectors and an ice storage volume of 0.6 m³ a $SPF_{SHP,pen}$ of 3.67 can be reached. System C compared to system D shows that through the integration of the ice storage (same collector area) with the used control strategy the SPF_{HP} can be increased. $SPF_{SHP,pen}$ is reduced from 3.86 to 3.67. The reason is that less solar energy is directly used to charge the buffer storage and as a result the total electricity consumption increases from 2208 kWh to 2317 kWh.

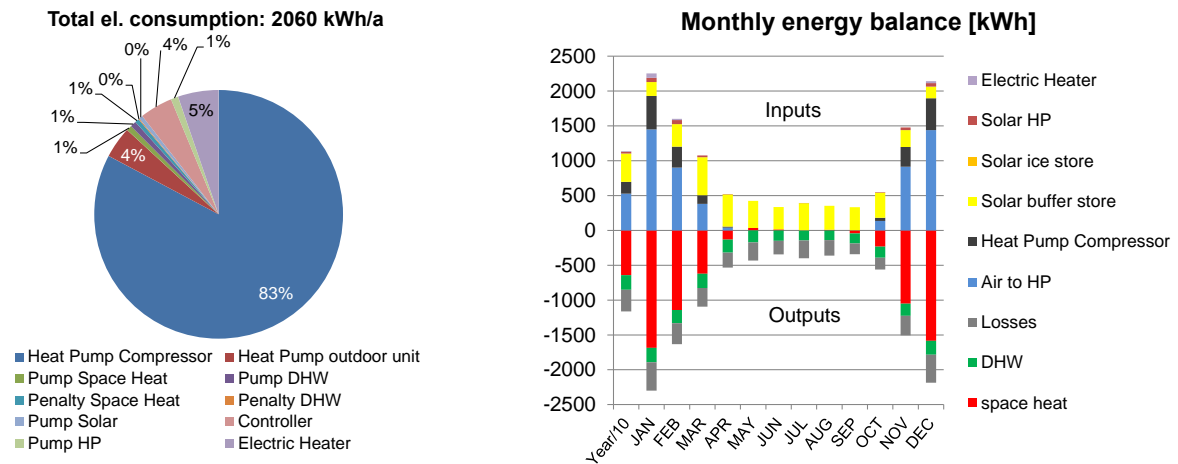


Figure 21: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system E, Climate Strasbourg, SFH45.

The simulation results for system E and F show that by preheating the ambient air (E) and direct solar input into the refrigerant cycle (F) the total electricity consumption of the system can be reduced only slightly compared to system B with the used boundary conditions. The increased performance can be primarily explained due to the higher system performance of the HP (higher evaporation temperature), but the efficiency improvement potential is very small. This is due to the fact that the use of solar heat at the evaporator of the HP is only beneficial, when the radiation on the collector field is low. At times when the radiation exceeds a certain limit, usually a direct charging of the buffer store by the collectors is favourable. The low overall benefit by this kind of operation can be explained by the low amount of solar heat, which is occurring below this limit.

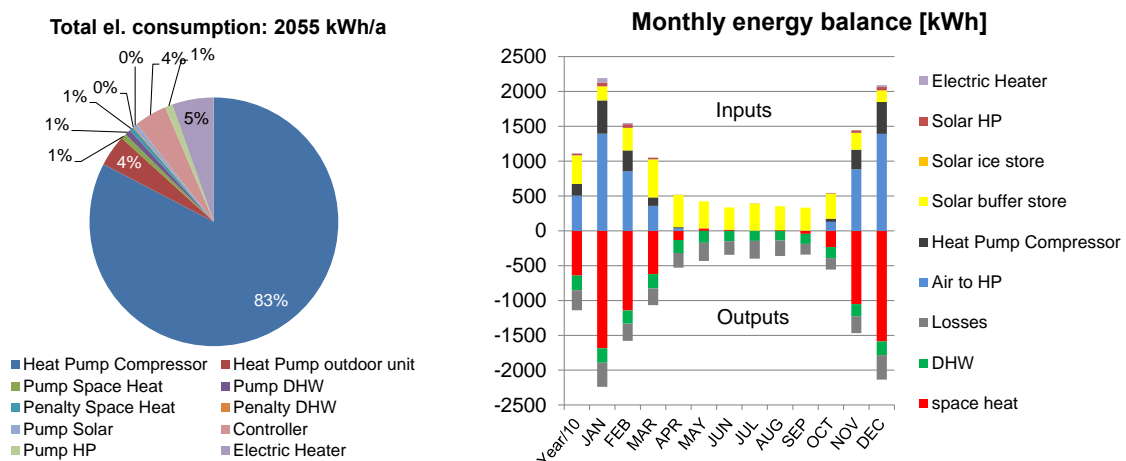


Figure 22: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system F, Climate Strasbourg, SFH45

In Figure 23 the simulation results for system G (ground source system without solar) are depicted. The total electricity consumption amounts 2546 kWh/a, a $SPF_{SHP,pen}$ of 3.35 is reached.

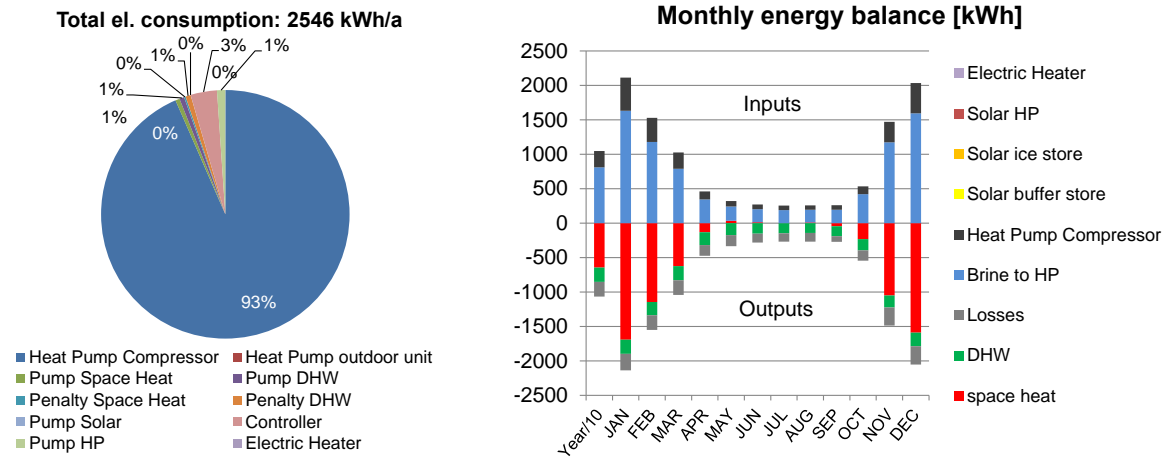


Figure 23: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system G, Climate Strasbourg, SFH45

The comparison of system G and H shows that by integration of a solar thermal system (14 m²) the $SPF_{SHP,pen}$ can be increased from 3.35 to 4.83. The total electricity consumption of the system is reduced by about 30 %.

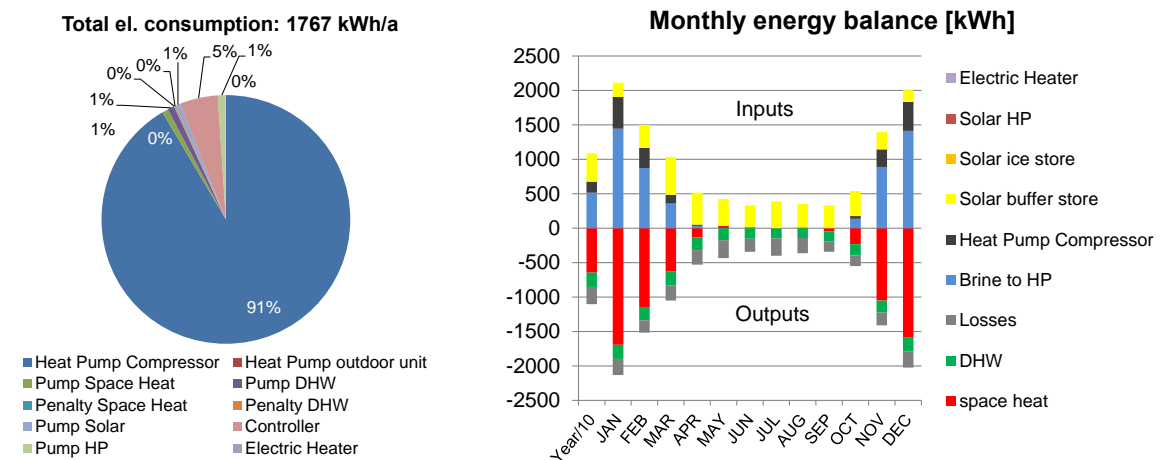


Figure 24: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system H, Climate Strasbourg, SFH45

overall system performance table (building SFH45, climate Strasbourg)

		Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
SPF_{SHP+,pen}		2.94	4.09	3.86	3.67	4.13	4.14	3.35	4.83
SPF_{SHP+} without penalties		2.98	4.11	3.90	3.71	4.16	4.17	3.38	4.84
SPF_{HP}		3.65	3.45	3.75	3.76	3.53	3.54	4.05	3.95
Env. Indicators per useful kWh heat									
GWP ₁₀₀	gCO ₂ /kWh	177	128	135	142	126	126	156	108
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	0.98	0.70	0.75	0.78	0.70	0.69	0.86	0.60
Useful heat									
DHW	kWh/a	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076
space heat	kWh/a	6443	6445	6435	6438	6437	6437	6450	6450
Total	kWh/a	8519	8520	8511	8514	8513	8513	8525	8526
Used Electricity									
System	kWh/a	2863	2072	2182	2295	2046	2041	2523	1762
Penalty DHW	kWh/a	17.8	2.4	11.8	13.1	2.5	2.6	17.0	2.9
Penalty Space Heat	kWh/a	16.8	11.2	14.1	8.3	11.2	10.9	5.3	1.2
Total	kWh/a	2898	2085	2208	2317	2060	2055	2546	1767
Penalty Check									
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

electric energy table

	Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
El. to Heat Pump compressor	2489.5	1740.4	1878.7	1901.4	1704.8	1698.4	2378.4	1616.2
El. to Heat Pump outdoor unit	118.4	84.6	0.0	0.0	84.0	83.6	0.0	0.0
El. to Heat Distr.Pump	15.2	14.4	14.6	14.3	14.4	14.3	14.2	13.6
El. to DHW pump	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9
El. to Space heat penalty	16.8	11.2	14.1	8.3	11.2	10.9	5.3	1.2
El. to DHW penalty	17.8	2.4	11.8	13.1	2.5	2.6	17.0	2.9
El. to Pump solar	0.00	10.9	13.6	52.4	10.5	10.5	0.0	10.9
El. to Controllers	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6
El. to Pump HP	28.7	20.0	22.2	22.4	19.8	19.7	27.3	18.4
El. to electric heater	107.7	97.7	149.0	201.5	109	111.4	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	2897.6	2085.2	2207.5	2316.9	2059.6	2055.0	2545.6	1766.5

thermal energy table

	Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
Air to HP	8216.4	5218.4	0.0	0.0	5259.5	5041.7	0.0	0.0
Brine to HP (Ground)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	8098.3	5154.8
Solar Coll. to Prim. Storage	0.0	4107.2	2940.1	2781.0	4072.4	4077.5	0.0	4107.1
Solar Coll. to HP	0.0	0.0	5481.8	0.0	245.3	223.9	0.0	0.0
Solar Coll. to Sec. Storage	0.0	0.0	0.0	5030.7	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Thermal Energy Input	8216.4	9325.6	8421.9	7811.7	9577.2	9343.0	8098.3	9261.9
HP to Heat Distribution	3601.9	2801.0	2980.5	2907.2	2798.9	2787.8	3312.1	2588.3
Sec. Storage to Heat Dist.	2980.2	3806.3	3600.6	3674.7	3800.4	3811.7	3278.4	4024.1
Sec. Storage to DHW Dist.	2075.8	2075.7	2075.7	2075.6	2075.7	2075.6	2075.7	2075.6
TOTAL Thermal Energy Out	8657.9	8683.0	8656.7	8657.5	8675.0	8675.2	8666.2	8688.0

Results & Conclusion (Climate Davos)

In Figure 25 – Figure 32 the results for the considered systems for the climate Davos for SFH45 are shown, including the electricity consumption of the complete heat preparation and distribution and also the monthly heat balances. The simulation results are also summarized in the tables at the end of this section concerning the overall system performance, electric energy and thermal energy.

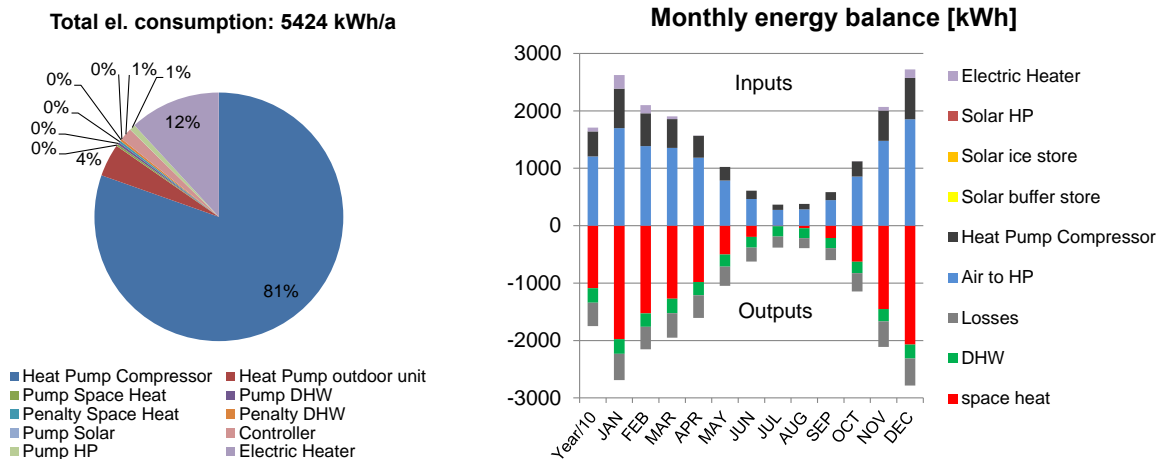


Figure 25: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system A, Climate Strasbourg, SFH45

In Figure 25 the simulation results for system A are shown. The total electricity consumption of the air HP system amounts 5424 kWh/a (81 % compressor, 12 % electric heater, 4 % outdoor unit). In system A only the air HP and electric heater delivers energy to the system. On the right side of Figure 25 the monthly energy balances are shown. With system A a $SPF_{SHP,pen}$ of 2.48 is reached.

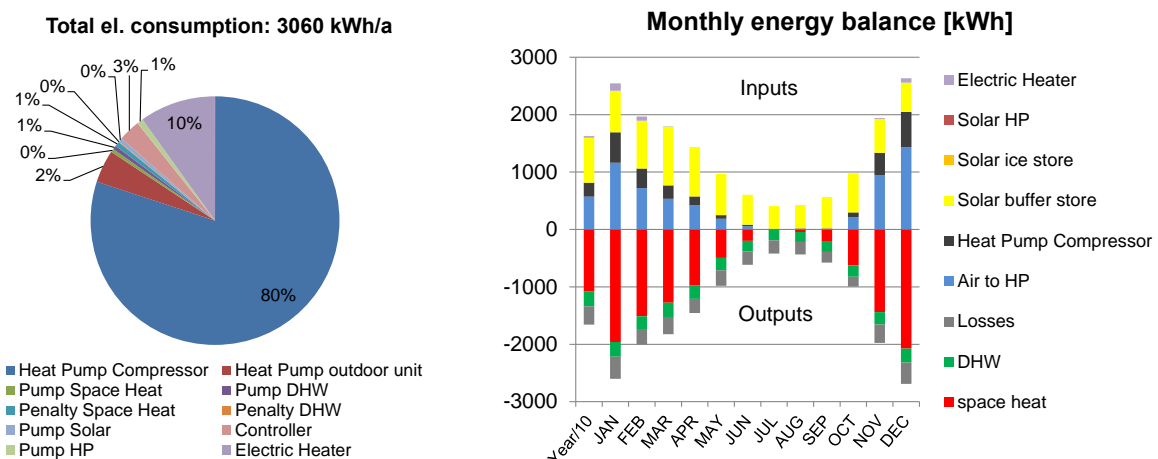


Figure 26: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system B, Climate Davos, SFH45

The comparison of system A and B shows that by integration of a solar thermal system (14 m²) the $SPF_{SHP,pen}$ can be increased from 2.48 to 4.37. The total electricity consumption of the system is reduced by about 40 %. SPF_{HP} is reduced, as the solar collectors are providing

heat at times, when the HP would otherwise be operated with a high efficiency. However, $SPF_{SHP,pen}$ is the more important figure from an overall system point of view.

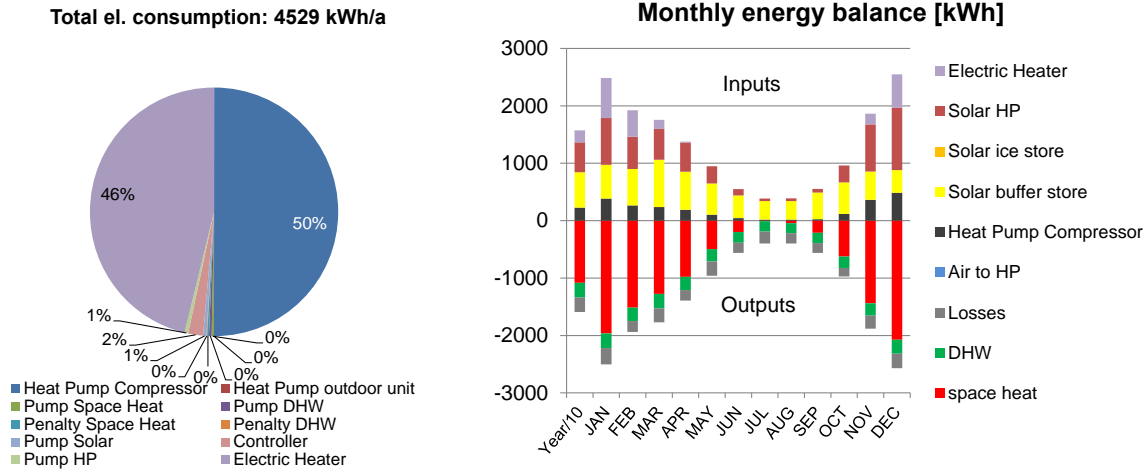


Figure 27: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system C, Climate Strasbourg, SFH45

The simulation results for system C are shown in Figure 27. From May to September most of the heat demand of the system can be covered by the solar collectors. With a collector area of 30 m² unglazed selectively coated collectors a $SPF_{SHP,pen}$ of 2.96 and a SPF_{HP} of 3.00 is achieved. Compared to a conventional air HP system (system A) the $SPF_{SHP,pen}$ can be increased from 2.48 to 2.96.

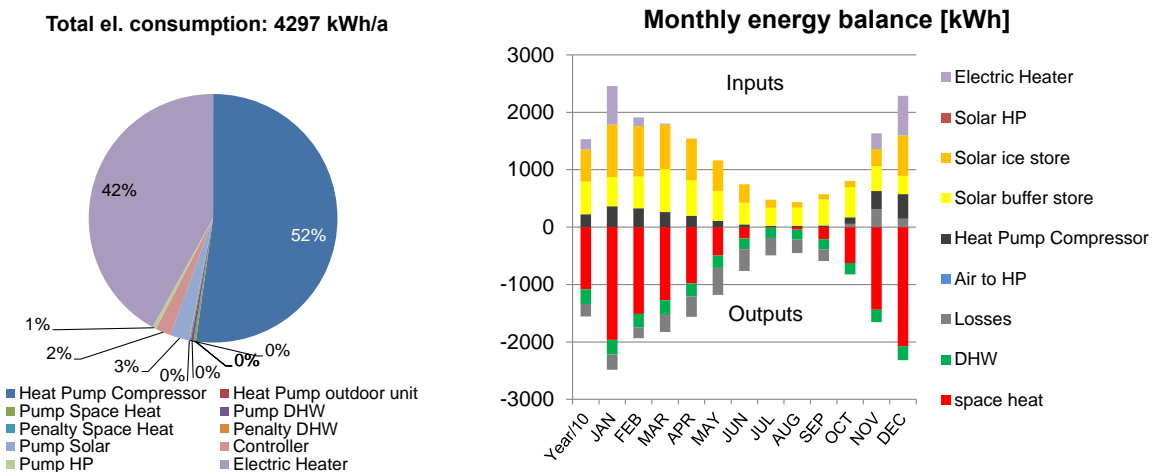


Figure 28: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system D, Climate Davos, SFH45

Figure 28 shows the simulation results for system D. With a collector area of 30 m² unglazed selectively coated collectors and an ice storage volume of 0.6 m³ a $SPF_{SHP,pen}$ of 3.11 can be reached. System C compared to system D shows that through the integration of the ice storage (same collector area) with the used control strategy the $SPF_{SHP,pen}$ and SPF_{HP} can be increased. $SPF_{SHP,pen}$ is increased from 2.96 to 3.11. Through the integration of an ice-storage the total electricity consumption is reduced from 4529 kWh to 4297 kWh.

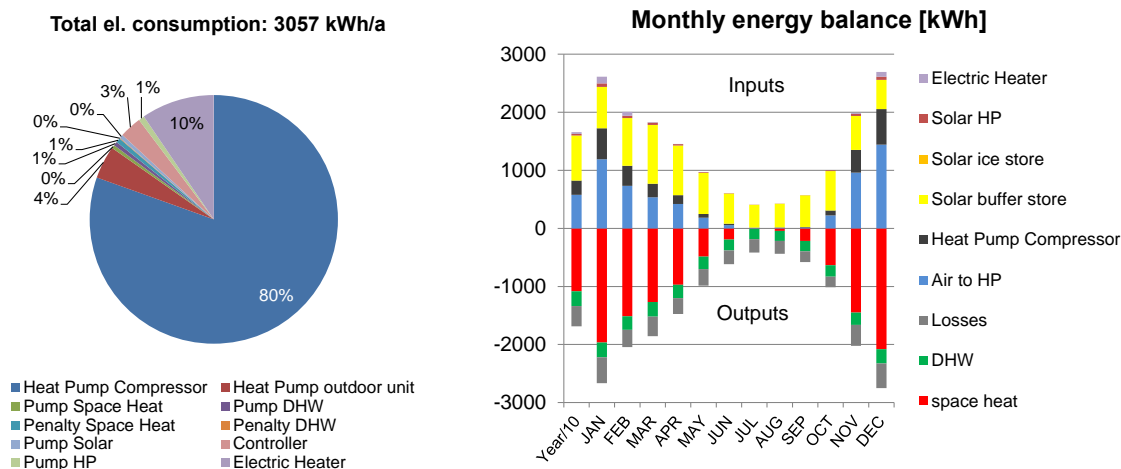


Figure 29: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system E, Climate Strasbourg, SFH45

The simulation results for system E and F show that by preheating the ambient air (E) and direct solar input into the refrigerant cycle (F) the total electricity consumption of the system can be reduced slightly compared to system B with the used boundary conditions. The increased performance can be primarily explained due to the higher system performance of the HP (higher evaporation temperature), but the efficiency improvement potential is very small. This is due to the fact that the use of solar heat at the evaporator of the HP is only beneficial, when the radiation on the collector field is low. At times when the radiation exceeds a certain limit, usually a direct charging of the buffer store by the collectors is favourable. The low overall benefit by this kind of operation can be explained by the low amount of solar heat, which is occurring below this limit.

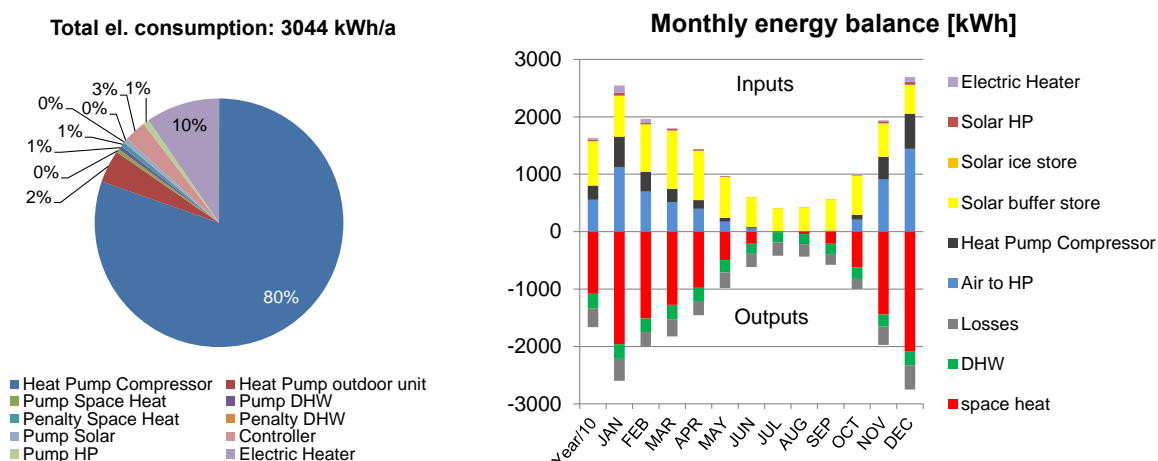


Figure 30: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system F, Climate Davos, SFH45

In Figure 31 the simulation results for system G (ground source system without solar) are depicted. The total electricity consumption amounts to 4111 kWh/a, a $SPF_{SHP,pen}$ of 3.26 is reached.

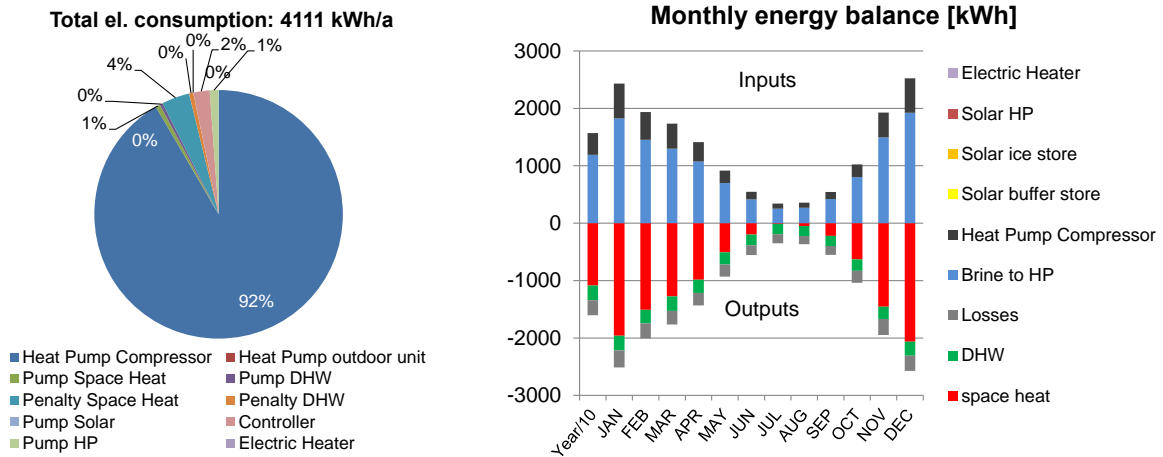


Figure 31: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system G, Climate Davos, SFH45

The comparison of system G and H shows that by integration of a solar thermal system (14 m²) the SPF_{SHP,pen} can be increased from 3.26 to 5.77. The total electricity consumption of the system is reduced by about 43 %.

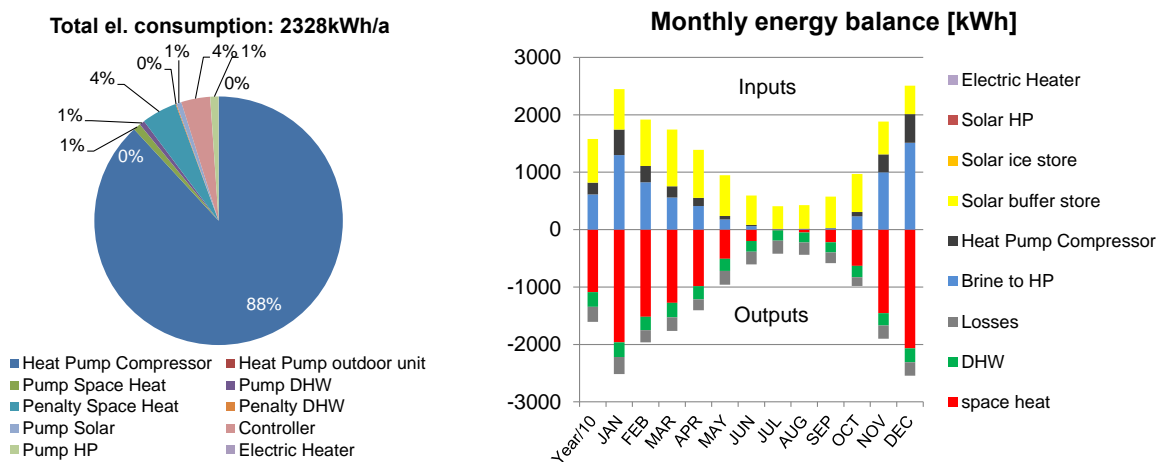


Figure 32: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system H, Climate Davos, SFH45

overall system performance table (building SFH45, climate Davos)

		Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
SPF_{SHP+,pen}		2.48	4.37	2.96	3.11	4.38	4.40	3.26	5.77
SPF_{SHP+} without penalties		2.49	4.40	2.96	3.12	4.41	4.43	3.41	6.06
SPF_{HP}		3.07	2.81	3.00	3.38	2.83	2.84	3.90	3.82
Env. Indicators per useful kWh heat									
GWP ₁₀₀	gCO ₂ /kWh	210	119	176	167	119	118	160	90
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	1.16	0.66	0.97	0.92	0.66	0.65	0.88	0.50
Useful heat									
DHW	kWh/a	2556	2557	2557	2556	2556	2556	2556	2556
space heat	kWh/a	10873	10823	10827	10826	10827	10832	10866	10883
Total	kWh/a	13430	13379	13384	13382	13384	13389	13426	13439
Used Electricity									
System	kWh/a	5393	3039	4515	4287	3036	3023	3940	2218
Penalty DHW	kWh/a	16.16	2.5	3.5	3.5	2.7	3.0	22.3	2.6
Penalty Space Heat	kWh/a	14.52	18.9	10.7	6.3	18.2	17.4	148.8	107.4
Total	kWh/a	5424	3060	4529	4297	3057	3044	4111	2328
Penalty Check									
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

electric energy table

	Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
El. to Heat Pump compressor	4361.5	2450.4	2264.9	2243.1	2459.3	2446.8	3765.5	2051.8
El. to Heat Pump outdoor unit	230.4	130.1	0.0	0.0	130.4	129.6	0.0	0.0
El. to Heat Distr.Pump	13.0	13.3	13.6	13.1	13.3	13.3	24.0	12.5
El. to DHW pump	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9	15.9
El. to Space heat penalty	14.5	18.9	10.7	6.3	18.2	17.4	148.8	107.4
El. to DHW penalty	16.2	2.5	3.5	3.5	2.7	3.0	12.3	2.6
El. to Pump solar	0.0	15.2	20.1	105.3	14.9	14.8	0.0	15.3
El. to Controllers	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6	87.6
El. to Pump HP	41.6	23.3	21.4	20.3	23.4	23.2	47.3	25.4
El. to electric heater	642.9	303.2	2091.2	1801.9	290.9	292.3	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	5423.6	3060.4	4528.9	4296.9	3056.6	3043.9	4111.5	2328.4

thermal energy table

	Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H
Air to HP	12063.5	5712.5	0.0	0.0	5775.8	5564.1	0.0	0.0
Brine to HP (Ground)	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	11920.6	6115.2
Solar Coll. to Prim. Storage	0.0	7803.6	6182.3	5677.7	75744.8	7759.5	0.0	7634.2
Solar Coll. to HP	0.0	0.0	5196.0	0.0	286	262.7	0.0	0.0
Solar Coll. to Sec. Storage	0.0	0.0	0.0	5588.6	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Thermal Energy Input	12063.5	13516.1	11378.3	11266.4	13806.5	13586.4	11920.6	13749.5
HP to Heat Distribution	5486.4	3502.7	1927.6	2292.1	3525.8	3512.8	5427.6	5036.2
Sec. Storage to Heat Dist.	5597.2	7626.5	9169.8	8798.8	7606.3	7622.6	5649.1	6161.9
Sec. Storage to DHW Dist.	2556.5	2556.5	2556.5	2556.5	2556.5	2556.5	2556.4	2556.5
TOTAL Thermal Energy Out	13640.1	13685.8	13653.9	13647.3	13688.6	13692.0	13633.2	13754.6

In Figure 33 - Figure 38 additionally the $SPF_{SHP+,pen}$ and the electricity consumption for the buildings SFH15, SFH45 and SHF100 are shown for both climates. The comparison of the results for the two climates show that for the SFH15 without solar energy (System A & G) the System performance for the climate Strasbourg is higher than in Davos. For the systems with solar energy and the same dimensioning of the solar system, it looks different. The system performance in Davos for the solar systems is higher due to the higher solar radiation. As a result a greater solar yield is reached. For the ground source HP systems (with and without solar) the system performance for the SFH100 is approximately equal. The system performance for the air source HP systems in Davos compared to Strasbourg is lower. The reason for that is the higher heat demand of the building for the climate Davos and the lower ambient temperatures in the heating season compared to the climate Strasbourg.

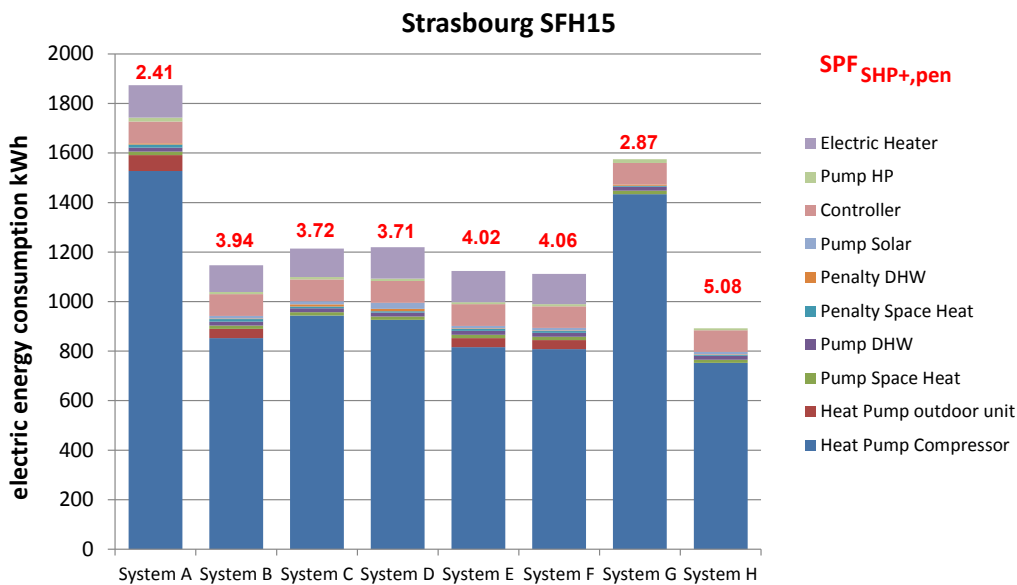


Figure 33: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Strasbourg, building SFH15)

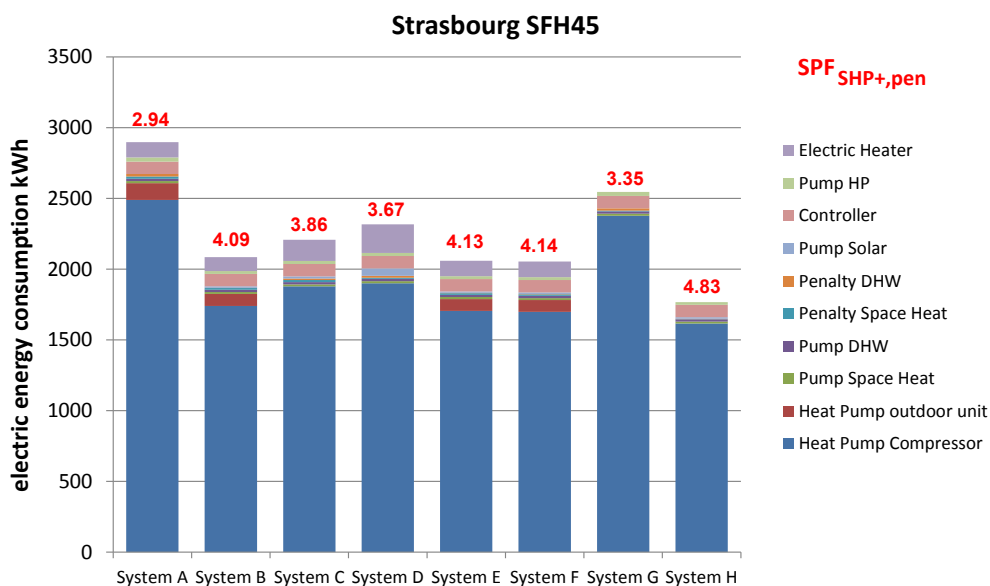


Figure 34: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Strasbourg, building SFH45)

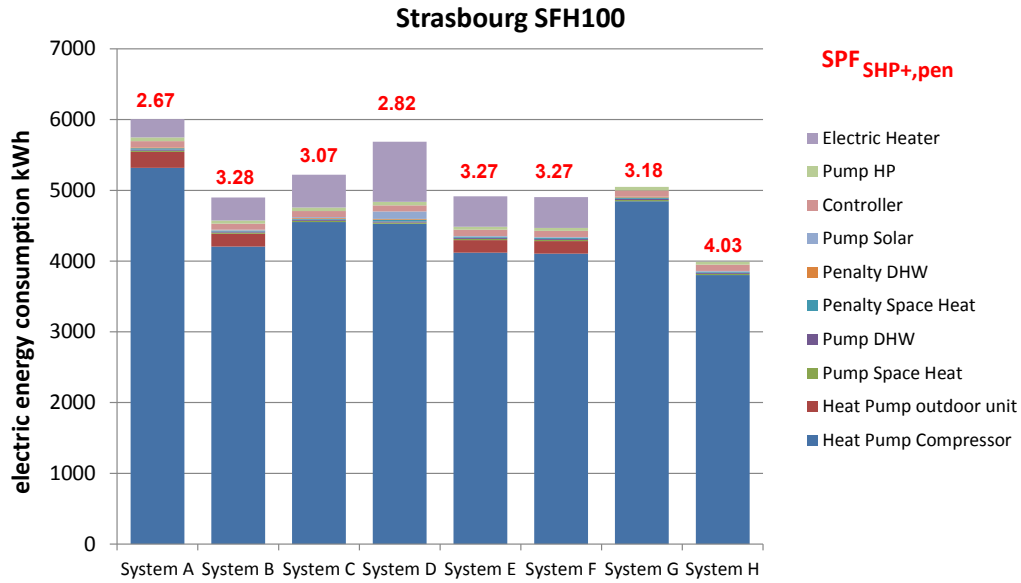


Figure 35: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Strasbourg, building SFH100)

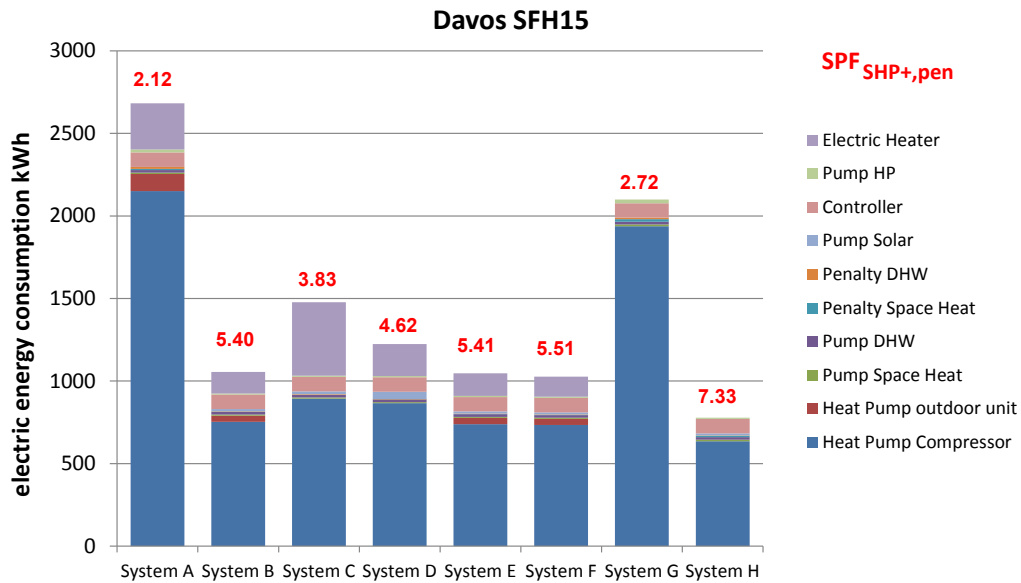


Figure 36: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Davos, building SFH15)

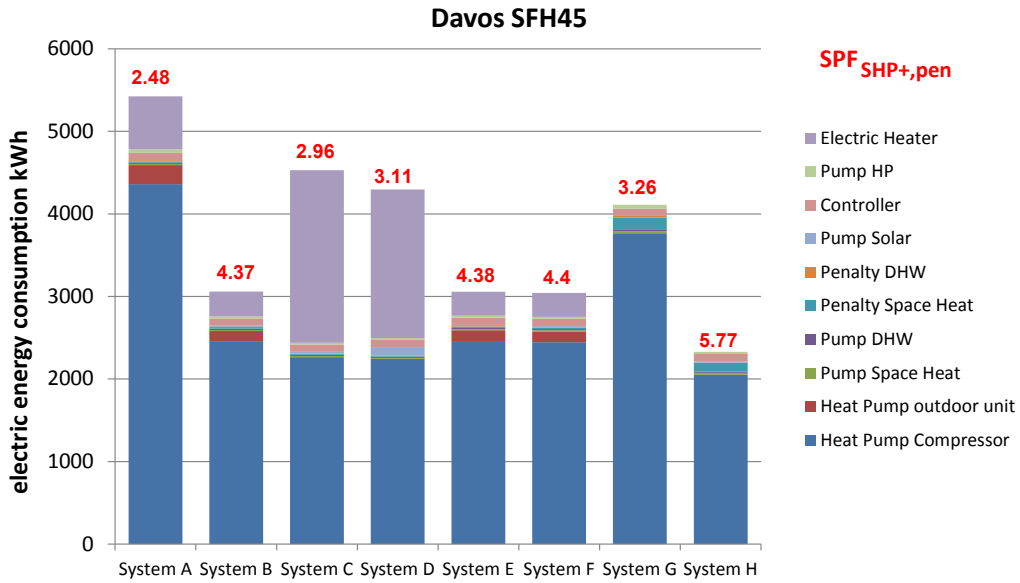


Figure 37: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Davos, building SFH45)

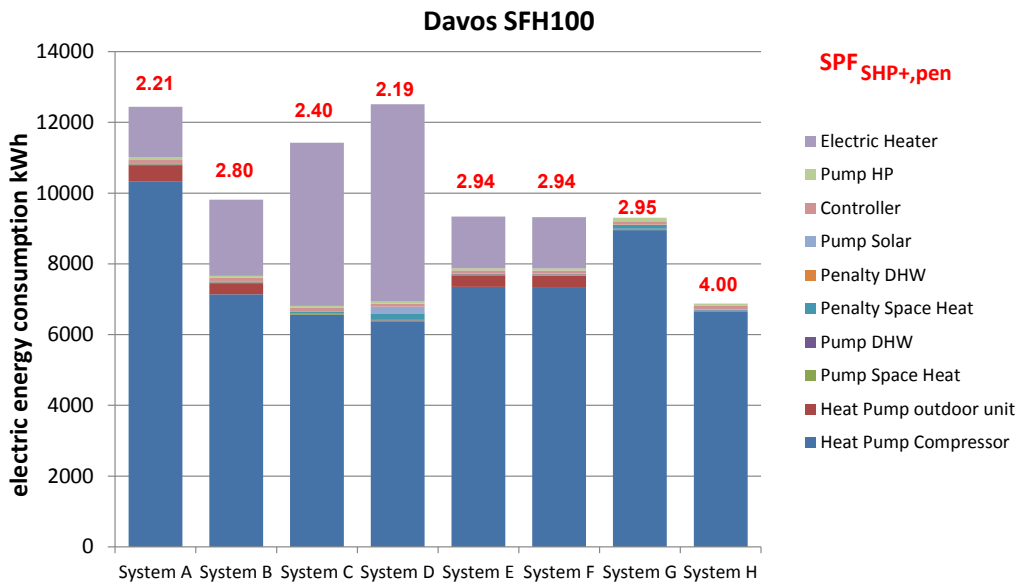


Figure 38: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate, Davos, building SFH100)

Simulation results for System C & D for the climate Davos with different unglazed collector areas

For System C and D simulations with different collector areas were performed. With System C and an unglazed collector area of 30 m² for the SFH45 a $SPF_{SHP+,pen}$ of 2.96 is reached. The electricity consumption of the electric heater is approximately equal to the electricity consumption of the compressor of the HP. Compared to the parallel air HP system with glazed collectors the electricity consumption of the electric heater is about seven times as large as to the system with the unglazed collectors (30 m² instead of 14 m²). For this reason simulations are performed with higher collector areas. Through the increasing of the solar collector area the heat exchanger area for the evaporator of the HP is increased. Thereby the evaporator temperature level increases. By increasing of the collector area from 30 m² up to 60 m² the $SPF_{SHP+,pen}$ increases from 2.96 up to 3.87 and electricity consumption of the electric heater is approximately reduced to the half. Through the integration of an additionally ice storage (0.6 m³) the increasing of the system performance is very low (Figure 39).

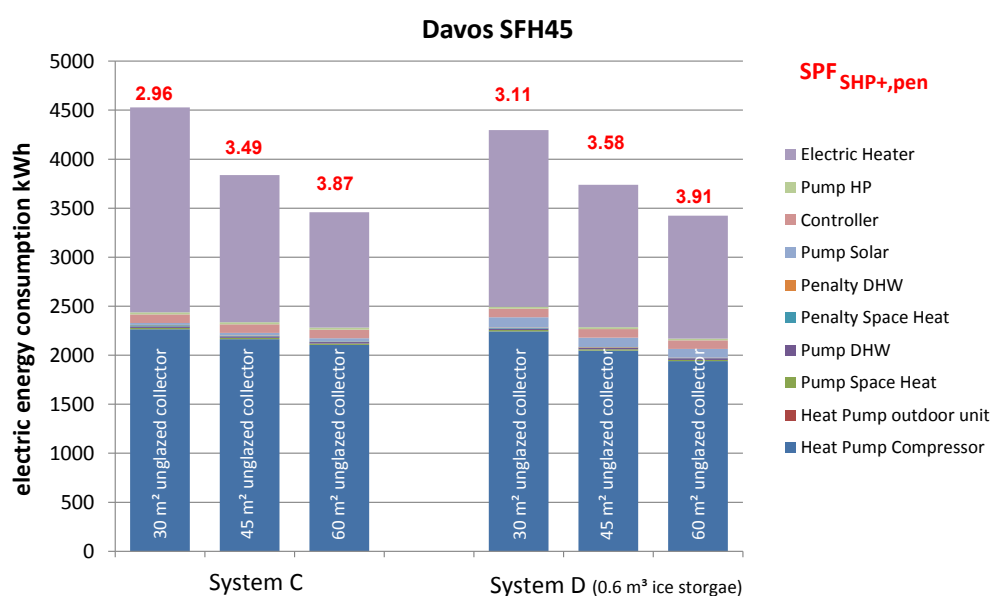


Figure 39: Comparison of results for system C and D under the same boundary conditions with different collector areas (climate, Davos, building SFH45)

Increased flow temperature for the climate Davos

For the climate Davos additional simulations are performed for the SFH45 with increased flow and return temperatures into the heating system of 40 °C/35 °C instead of 35/30 °C. The results are shown in Figure 40. The resulting show that the $SPF_{SHP+,pen}$ decreases. Compared to the original flow/return temperature the reduction of the system performance is between 3 and 10 %.

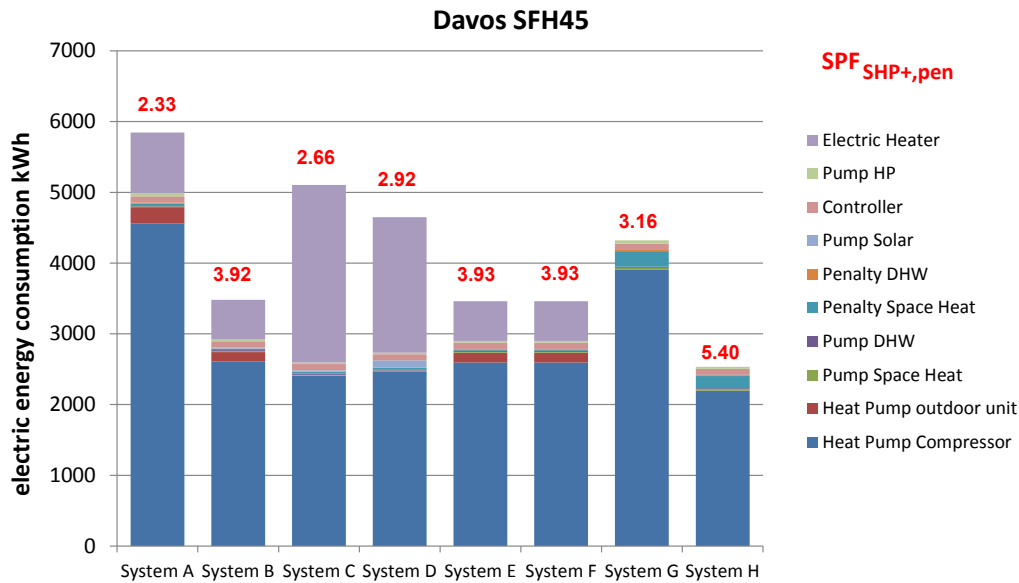


Figure 40: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate Davos, building SFH45, Flow-/Return Flow Temperature 40/35 °C)

Two storage systems

In Figure 41 on the left side is shown an air source HP system with one water storage which is divided in a DHW and a SH volume. In the right figure is shown an air source HP system with two water storages. The storages separately used for the DHW and the space heating system. In the one storage system for the space heating system a hydraulic mixing valve is used to control the flow temperature for the heating system depending on the ambient air temperature. In the two storage system there is no mixing valve required because of the separately SH storage which is controlled depending on the flow temperature of the heating system. The SH storage ensures that the temperature level for heating system is not too high. For that reason there is no mixing valve necessary.

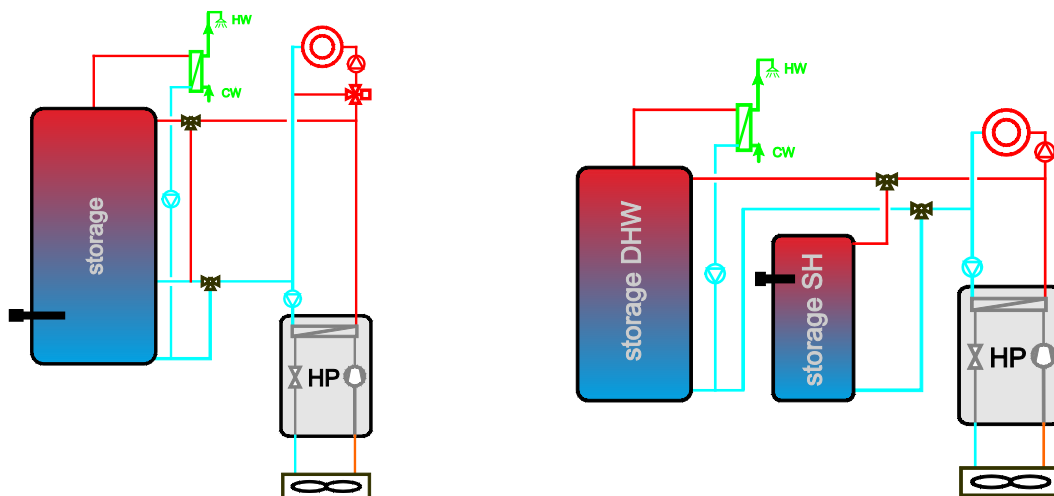


Figure 41: Comparison one/two storage systems

The results in Figure 42 show, that there is no big advantage for one of the system. The system performance of the one storage systems is about 5 % higher compared to the two storage systems. The simulations for the one storage system are performed with a storage volume of 0.3 m³. For the two storage system the DHW storage has a volume of about 0.2 m³ and the SH storage a volume of about 0.1 m³. For the two storage system the surface area of the storage for the equal storage volume (compared to the one storage system) is higher. That means that the heat losses are higher through the greater storage surface. Further show the results that the electricity consumptions of the electrical heater for the two storage systems are lower compared to the one storage system. The electrical heater delivers power to the heating systems if the power of the HP is too low (based on the low ambient temperatures). In the one storage system the lowest temperature level is the cold water temperature. For the two storage system the lowest temperature level is the return flow temperature of the heating system which is mostly higher than the cold water temperature. The electric heater is controlled depending on the storage temperature and the flow temperature of the heating system. The HP delivers priority heat to the DHW storage. If the power of the HP based on the ambient air temperature is very low the loading process takes longer. During this time the temperature level in the SH volume is too low that the electrical heater is switched on.

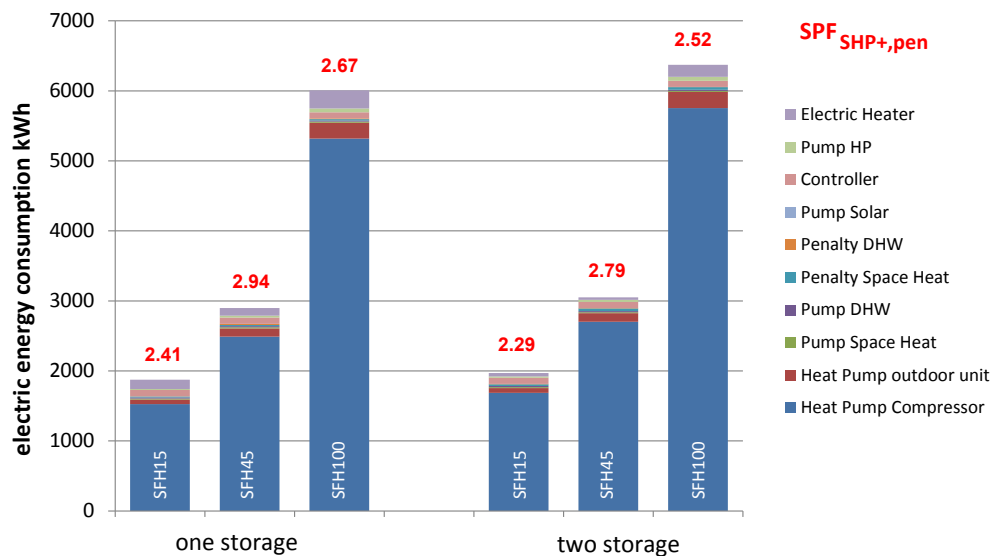


Figure 42: Comparison of results one/two storage systems for the air source HP (SystemA) (climate Strasbourg, building SFH15, SFH45, SFH100)

Hydraulic integration and control of combi-storages into solar and heat pump systems

Summary written by: Michel Haller, 4.10.2013
Original report/paper: Haller, M.Y., Haberl, R., Mojic, I. & Frank, E., 2013. *Hydraulic integration and control of heat pump and combi-storage: Same components, big differences*. In: *SHC conference 2013 - accepted for publication*, Freiburg, Germany.

Goal or motivation of the simulation study

Laboratory tests as well as field studies have shown performances below the expectations for combined solar and heat pump systems with combi-storages. A transfer of heat from the DHW-zone of the storage to the space heating zone has been found to be a possible cause for disappointing performance. Different hydraulic integration and control of systems with heat pumps and combi-storage as well as the influence of the stratification efficiency of the storage has been investigated by means of annual system simulations, and recommendations for the combination of heat pumps with combistorages have been developed.

Climate, heat load and simulation platform

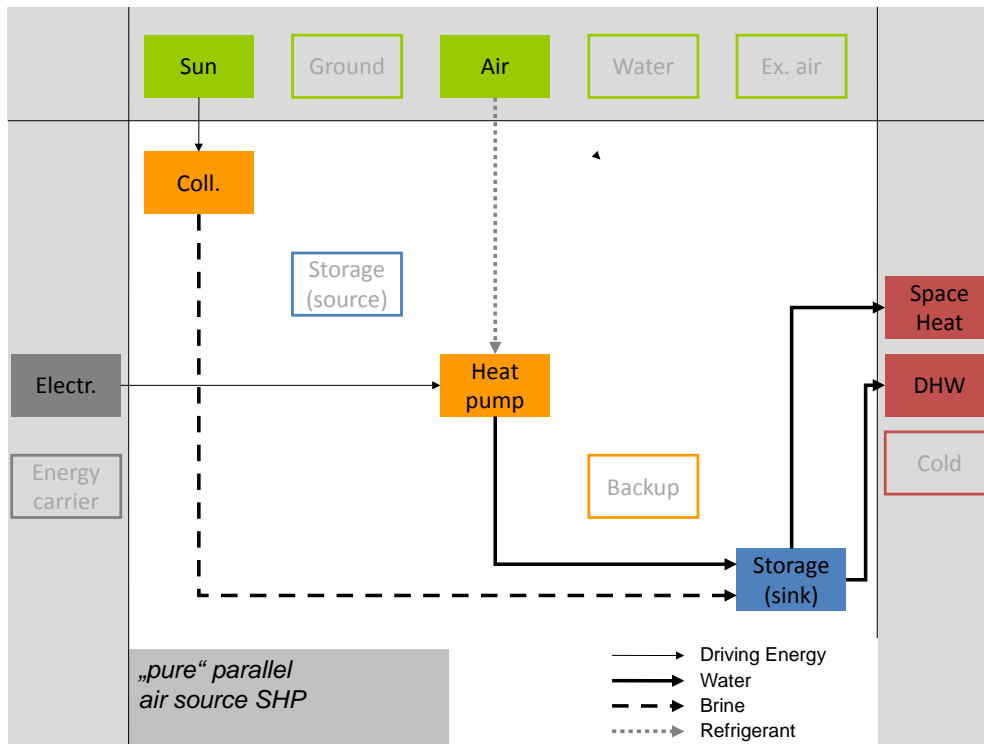
The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSYS Version 16 (Reference Platform for T44A38). From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

In addition to the reference boundary conditions, simulations have also been performed with an SFH100 building that has lower design supply and return temperatures of 35/30 °C instead of 55/45 °C.

Type of system studied

letter code: e.g. ${}_{skS}^{Sol}SHP_{skS}^{Air}$, see Appendix A



Methods

The air source heat pump simulation was performed with a bi-quadratic curve fit for COP and heat output that is taking account for cycling losses as well as deicing losses. The coefficients for this heat pump have been determined based on measurements in the laboratory and subsequent fitting of the parameters. The model of Perers et al. (2002) has been used for the simulation of the solar thermal collectors with the performance data of the IEA SHC Task 32 standard flat plate collector. A new developed plug-flow model has been used for the combistorage in order to be able to reduce numerical diffusion that is inherent for fixed node models.

Several configurations for the hydraulic integration of the heat pump and the control for DHW zone charging (sensor placement in the storage) have been simulated with the same boundary conditions of T44/A38, and with the same components (heat pump, collector, storage).

Results & Conclusion

The base case system's results for SFH045 in Strasbourg are shown in Figure 1. From the electricity split it can be seen that for this heat pump a surprisingly high amount of electricity is needed for the controller. The standby consumption measured in the laboratory was 20 W (175 kWh/a). Being able to switch off the heat pump completely during 60% of the year would improve the SPF_{SHP+} by 0.14.

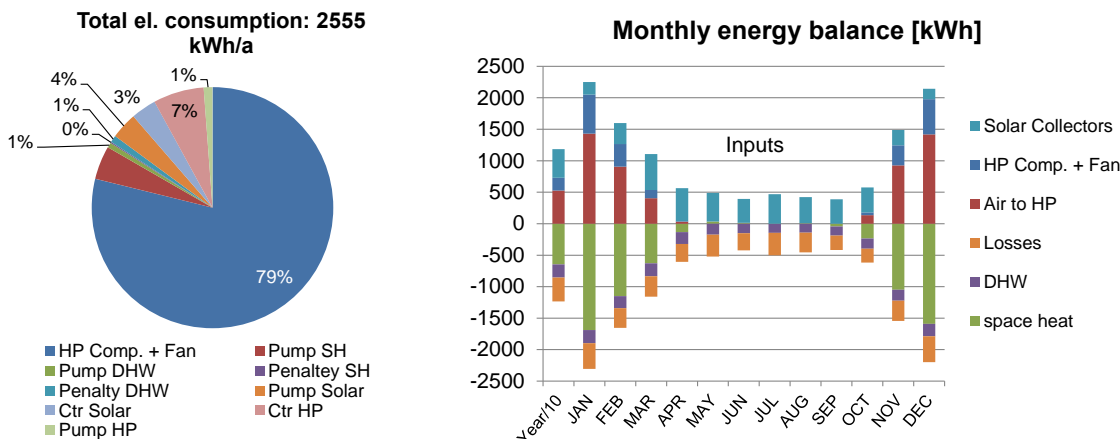


Figure 1: Total electric consumption per year and monthly energy balance for system A.

For a series of simulations with different hydraulic concepts (see Haller et al. 2013 for details on the hydraulic concept), it was shown that the electricity demand (and the seasonal performance factors of the systems) were quite different. Figure 2 shows the results from the simulations re-evaluated in terms of $SPF_{SHC+,pen}$ (original paper was based on SPF_{SHC} only).

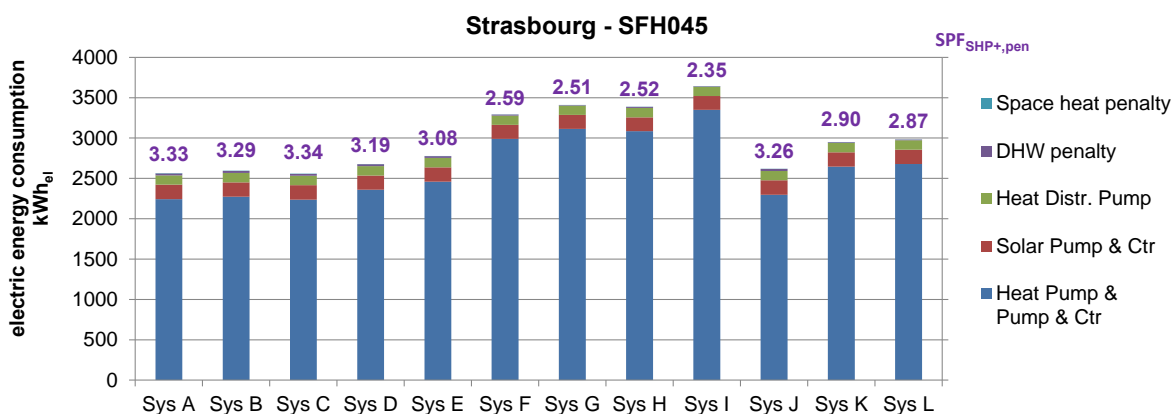


Figure 2: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions for climate, heat load, and DHW consumption.

This contribution shows that the electric energy demand of unfavorable hydraulic and/or control solutions can be about 50% higher than for a good solution with the same main components. The same is true for a badly stratifying storage. With current electricity prices (0.15..0.20 €/kWh for households in central Europe) this corresponds to additional operational costs for electricity of 120..360 €/a.

Recommendations can be given for the design of systems that include a combistorage and a heat pump:

1. The **position of the DHW sensor for boiler charging control** must be placed at a safe distance from the space heating zone of the storage. This distance depends on the stratification efficiency of the storage and on the mass flows used for storage charging and discharging. It is thus system-specific. As a first approximation, a

distance of 20-30 cm may be seen as the absolute minimum for typical geometries of combistores with about 900 liters water volume. The storage stratification efficiency has to be tested with the volume flow rates that correspond to the volume flow rates that are later encountered in the field. Insufficient stratification may lead to a fast decrease in temperature at the position of the DHW sensor during space heat operation of the storage and/or the heat pump, and thus to excessive DHW charging by the heat pump.

2. The **return from the storage to the heat pump in DHW mode** must be placed above the space heating zone of the storage.

The possibility to bypass the storage as much as possible when the heat pump is operating in space heating mode has not been simulated in this contribution. For modulating heat pumps, in particular in combination with space heat distribution systems that can guarantee a minimum flow, this mode of operation should be considered. In this case, the storage is only used in space heating mode when there is either heat from the solar thermal system that can be used or when the heat pump needs to increase its running time (closing thermostatic valves).

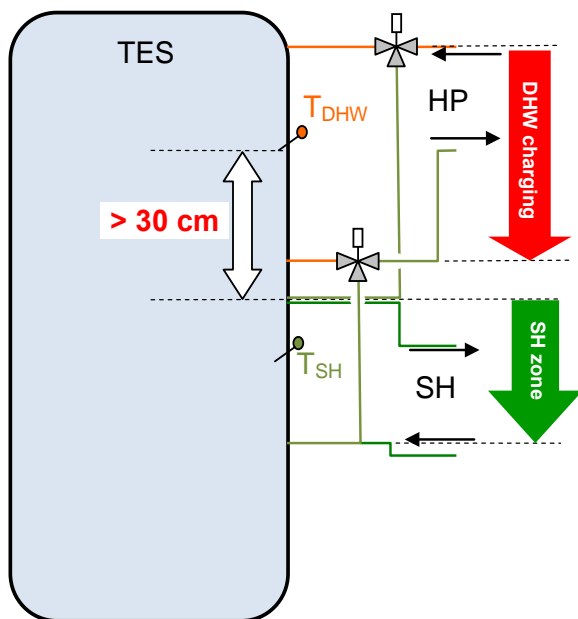


Figure 3: Recommended hydraulic solution for the combination of heat pump and combistorage (solar and DHW integration excluded).

overall system performance table

		A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
$SPF_{SHP+,pen}$		3.31	3.27	3.32	3.17	3.06	2.58	2.49	2.51	2.33	3.24	2.88	2.85
SPF_{SHP+} without penalties		3.34	3.30	3.35	3.20	3.08	2.59	2.50	2.52	2.34	3.27	2.89	2.86
SPF_{HP+}		2.85	2.82	2.86	2.73	2.61	2.22	2.14	2.16	2.00	2.79	2.46	2.43
Env. Indicators per useful kWh heat													
GWP ₁₀₀	gCO ₂ / kWh	158	159	157	164	170	202	209	208	223	161	181	183
Primary Energy non renewable, PER _{NR}	kWh / kWh	0.87	0.88	0.87	0.91	0.94	1.11	1.15	1.15	1.23	0.89	1.00	1.01
Primary Energy renewable PER _R	kWh / kWh	0.09	0.09	0.09	0.09	0.10	0.12	0.12	0.12	0.13	0.09	0.10	0.10
Primary Energy total (PER)	kWh / kWh	0.96	0.97	0.96	1.00	1.04	1.23	1.27	1.27	1.36	0.98	1.10	1.11
Useful heat													
DHW - domestic hot water	kWh	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076
SH - space heat	kWh	6468	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467
Total	kWh	8544	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543
Used Electricity													
System	kWh	2555	2585	2549	2670	2771	3296	3420	3390	3654	2609	2957	2989
Penalty DHW	kWh	24	24	24	24	23	14	6	14	6	25	9	9
Penalty Space Heat	kWh	4	5	4	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Total	kWh	2584	2614	2577	2695	2795	3310	3427	3405	3661	2636	2967	2999
Penalty Check													
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

electric energy table [kWh/a]

	Sys A	Sys B	Sys C	Sys D	Sys E	Sys F	Sys G	Sys H	Sys I	Sys J	Sys K	Sys L
Heat Pump & Pump & Ctr	2243	2273	2237	2359	2459	2990	3114	3085	3350	2297	2645	2678
Solar Pump & Ctr	179	179	179	177	178	172	172	171	171	179	178	178
Heat Distr. Pump	116	116	116	116	116	116	116	116	116	116	116	116
DHW penalty	21	17	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Space heat penalty	5	4	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Total Electricity Input	2564	2588	2550	2671	2772	3297	3421	3391	3655	2610	2958	2991

thermal energy table [kWh]

Thermal Energy Output to Heating	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Air to HP	5256	5239	5282	5107	4996	4542	4429	4458	4197	5193	5032	5029
Solar Coll. to Sec. Storage	4540	4527	4538	4513	4515	4389	4390	4370	4369	4535	4497	4499
TOTAL Thermal Energy Input	9796	9766	9820	9620	9511	8931	8819	8828	8566	9728	9529	9528
SEc. Storage to Heat Dist. SH	6468	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467	6467
Sec. Storage to Heat Dist. DHW	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076	2076
TOTAL Thermal Energy Output	8544	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543	8543

Pure parallel solar thermal and air source heat pump (SASHP) systems

Summary written by: Daniel Carbonell, 26.09.2013
 Original report/paper: Parts of this document are based on : D. Carbonell, M.Y. Haller, D. Philippen and E. Frank. Simulations of combined solar thermal and heat pump systems for domestic hot water and space heating. Proceedings of the SHC conference, Freiburg, Germany, 2013.

Goal or motivation of the simulation study

Analysis of pure parallel systems of combined solar thermal and air source heat pump systems. Study in detail the behavior of this system. Sensitivity analysis of collector area of system performance. The sensitivity analysis was not done in SHC paper [1] and the volume of the storage has been changed from 60 l/m² in [1] to 70 l/m² for the sensitivity analysis.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSY-17. A platform intercomparison check has been performed and presented at the end of report. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Type of system studied: $\begin{matrix} \text{Sol} & \text{Air} \\ \text{skS} & \text{skS} \end{matrix} \text{SHP}$

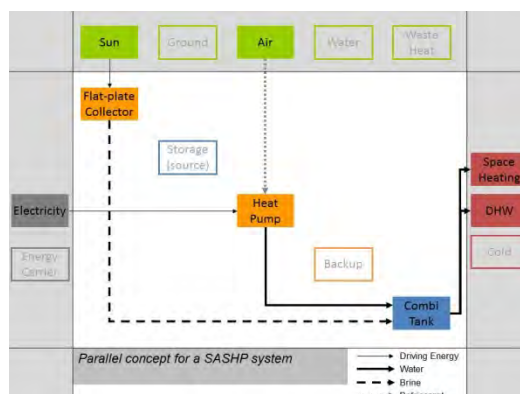


Figure 1: Square view diagram for combined parallel solar and air source heat pump simulated system.

Methods

The employed models are described in the following table:

Type Number	Description	Description	Parameters
Type 877	Semi physical heat pump model	Air source heat pump	Nominal power: 4 kW (SFH15), 6.5 kW (SFH45) and 11.3 (SFH100) ; (COP at A7/W35 = 4.26). Values from laboratory measurements at SPF.
Type 832	Dynamic collector model (glazed)	Model glazed collector	$a_1 = 3,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $a_2 = 0,015 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$, $\eta_0 = 0.8$
Type 998	Storage model	Buffer storage	volume: $60 \text{ l}/\text{m}^2$ (m^2 of collector area). $75 \text{ l}/\text{m}^2$ in sensitivity analysis
Type 56	Building model	Standard Type	From T44/A38 reference conditions, see [2]
Type 362	Radiator model	SFH45	Flow-/Return Flow Temperature (see [2])

Results & Conclusions

Results for three buildings SFH15, SFH45 and SFH100 are compared to each other.

The lowest $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ is obtained for SFH100, due to the higher impulse fluid temperature to the building. When the heat demand is higher, the compressor of the heat pump covers more percentage of the total electricity: from 74% in SFH15 to 79% in SFH45 and 88% in SFH100 (see Fig. 1 to Fig. 3). The importance of electricity consumption of controllers and pumps are less important for SFH100. Thermal losses of pipes, heat pump and storage tank are also less important for SFH100 respect to the others.

In the second part of the report a sensitivity analysis increasing collector area has been presented. The $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ increases from 3.3 with 5 m^2 of collector area to 4.6 m^2 with 35 m^2 . The increase in $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ as a function of collector area is quite liner (see Fig.3) and the SPF_{HP} do not vary significantly when collector area is increased (between 2.9 and 3).

Results for SFH15, SFH45 and SFH100

Results for 15 m^2 of collector area and a storage volume of $60 \text{ l}/\text{m}^2$ are presented in the following for the three buildings SFH15, SFH45 and SFH100.

Table 1: Overall system performance table for different buildings and same collector the same collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

		SFH15	SFH45	SFH100
SPF_{SHP+,pen}		3.72	3.63	2.68
SPF_{SHP+} without penalties		3.74	3.69	2.69
SPF_{HP}		2.68	3.64	2.40
Useful heat				
DHW	kWh/a	2075	2075	2075
space heat	kWh/a	2471	6474	14042
Total	kWh/a	4546	8549	16117
Used Electricity				
System	kWh/a	1215	2348	5998
Penalty DHW	kWh/a	10	11	13
Penalty Space Heat	kWh/a	1	1	14
Total	kWh/a	1226	2359	6025
Penalty Check				
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.

Table 2: Electrical consumption table for different buildings and same collector the same collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

	SFH15	SFH45	SFH100
El. to Heat Pump compressor	906.5	1860.2	5304.8
El. to Heat Pump outdoor unit	86.4	213.6	334.1
El. to Heat Distr.Pump	36.8	52.3	68.1
El. to DHW pump	0	0	0
El. to Space heat penalty	1.3	0.7	13.8
El. to DHW penalty	10.3	10.9	13.3
El. to Pump solar	55	61.7	70.9
El. to Controllers	52.6	52.6	52.6
El. to Pump HP	8.8	21.8	34.2
El. to electric heater	68.8	85.4	133.4
TOTAL Electricity Input	1226.4	2359.2	6025.1

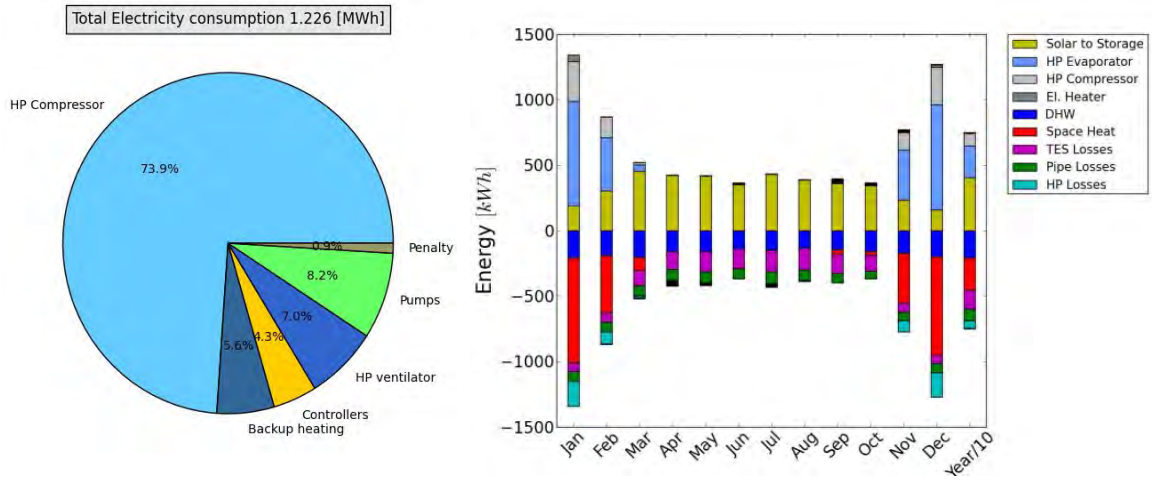


Figure 2: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH15. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

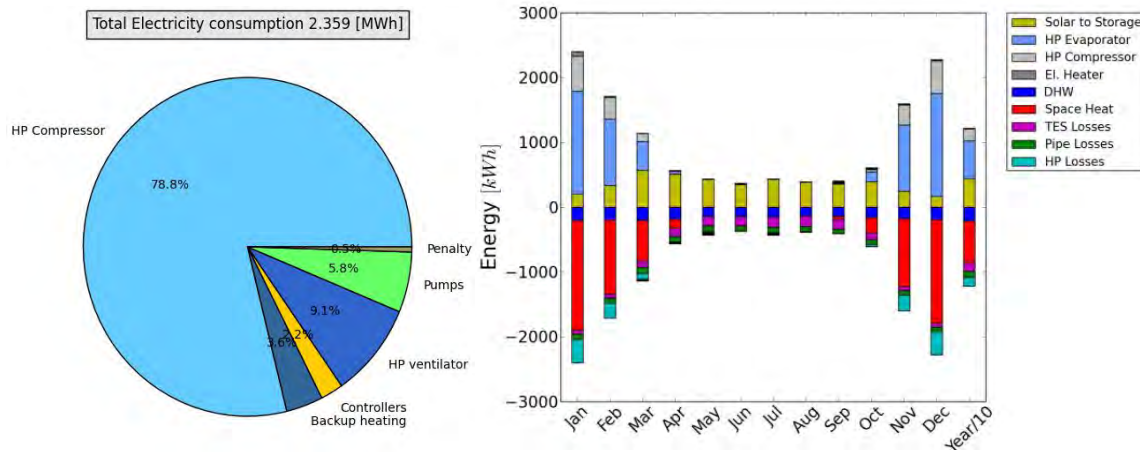


Figure 3: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH45. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

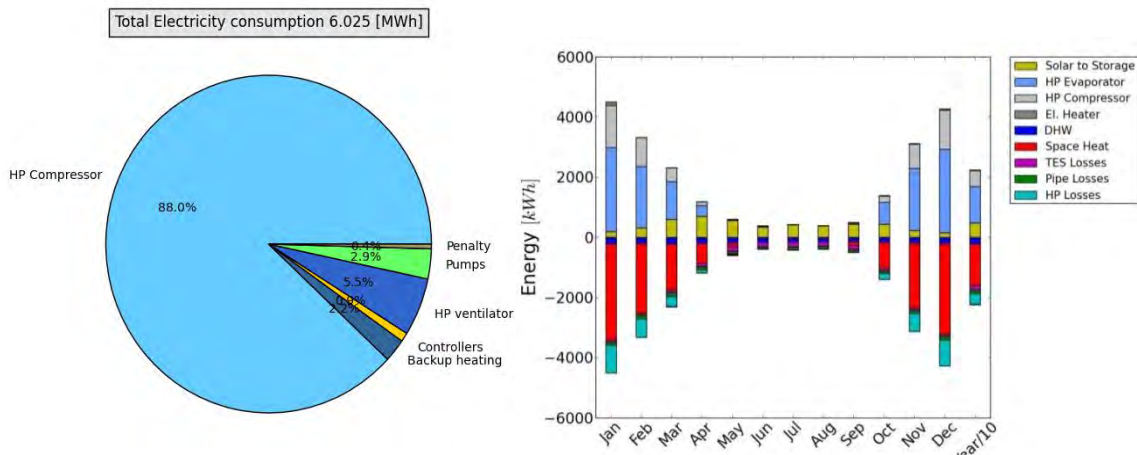


Figure 4: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH100. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

Results for sensitivity analysis of SFH45

In this section results for different collector areas for building SFH45 are presented.

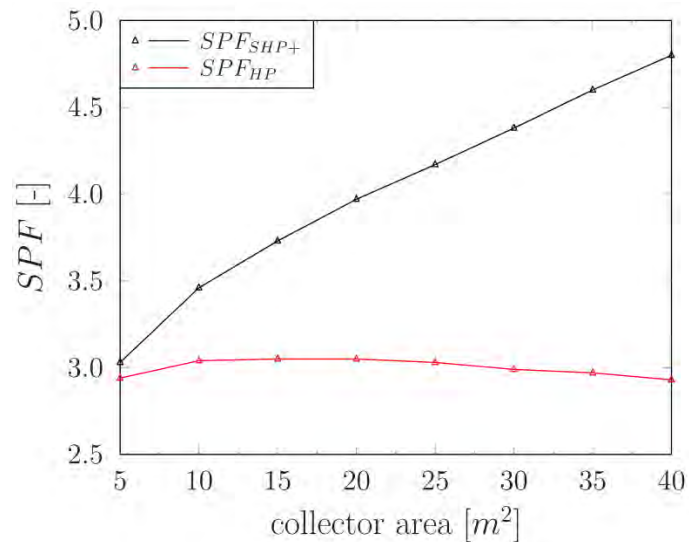


Figure 5: Seasonal performance factor for system (SPF_{SHP+}) and heat pump (SPF_{HP}) as a function of collector area for SFH45.

Table 3: Overall system performance table for building SFH45 and different collector areas and storage volume of 75 l/m².

		$A_c=0m^2$	$A_c=5m^2$	$A_c=10m^2$	$A_c=15m^2$	$A_c=20m^2$	$A_c=25m^2$	$A_c=30m^2$	$A_c=35m^2$
$SPF_{SHP+,pen}$		2.39	3.03	3.46	3.73	3.97	4.17	4.38	4.60
SPF_{SHP+} without penalties		2.40	3.04	3.47	3.74	3.99	4.19	4.39	4.62
SPF_{HP}		2.84	2.94	3.04	3.05	3.05	3.03	3.00	2.97
Useful heat									
DHW	kWh/a	2080	2078	2075	2075	2075	2075	2074	2075
space heat	kWh/a	6442	6443	6443	6443	6443	6442	6443	6443
Total	kWh/a	8522	8521	8519	8518	8517	8517	8517	8517
Used Electricity									
System	kWh/a	3555	2806	2453	2275	2136	2035	1938	1844
Penalty DHW	kWh/a	23	16	10	11	11	9	7	7
Penalty Space Heat	kWh/a	1.1	2	1	1	1	1	1	1
Total	kWh/a	3579	2823	2463	2287	2146	2045	1946	1852
Penalty Check									
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

Table 4: Electrical consumption table for building SFH45 and different collector areas and storage volume of 75 l/m².

	A _c =0m ²	A _c =5m ²	A _c =10m ²	A _c =15m ²	A _c =20m ²	A _c =25m ²	A _c =30m ²	A _c =35m ²
El. to Heat Pump compressor	3078.9	2304.5	1969.5	1789.9	1667.2	1558	1467	1373.1
El. to Heat Pump outdoor unit	283.8	262.2	228.9	209.9	192.6	181	168.7	157.8
El. to Heat Distr.Pump	52	52.1	52.1	52.0	52.0	52.0	52.0	52.0
El. to DHW pump	0	0	0	0	0	0	0	0
El. to Space heat penalty	1.1	1.6	0.8	1	1.2	1.1	1.1	0.9
El. to DHW penalty	23	15.5	10.2	10.6	10.6	8.7	7.1	7
El. to Pump solar	0	27	46.7	61.9	74.7	157.2	96.1	106.4
El. to Controllers	26.3	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6
El. to Pump HP	30.8	26.9	23.4	21.5	19.7	18.5	17.2	16.1
El. to electric heater	82.8	80.2	79.4	87.6	77	86	84.6	86.2
TOTAL Electricity Input	3578.8	2822.6	2463.4	2287.0	2146.4	2044.6	1946.3	1852.1

References

[1] D. Carbonell, M.Y. Haller, D. Philippen and E. Frank. *Simulations of combined solar thermal and heat pump systems for domestic hot water and space heating*. Proceedings of the Solar Heating and Cooling (SHC) Conference, Freiburg, Germany, 2013.

[2] Dott, R, Haller, M.Y, Ruschenburg, J, Ochs, F and Bony, J. *The reference framework for system simulation of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38: Part B : Building and space heat load*. Technical Report IEA-SHC Task44 Subtask C, www.iea-shc.org/task44, 2012.

Pure parallel Solar thermal and Ground Source Heat Pump (SGSHP) system

Summary written by: Daniel Carbonell, 26.09.2013
Original report/paper: D. Carbonell, M.Y. Haller, D. Philippen and E. Frank. Simulations of combined solar thermal and heat pump systems for domestic hot water and space heating. Proceedings of the SHC conference, Freiburg, Germany, 2013.

Goal or motivation of the simulation study

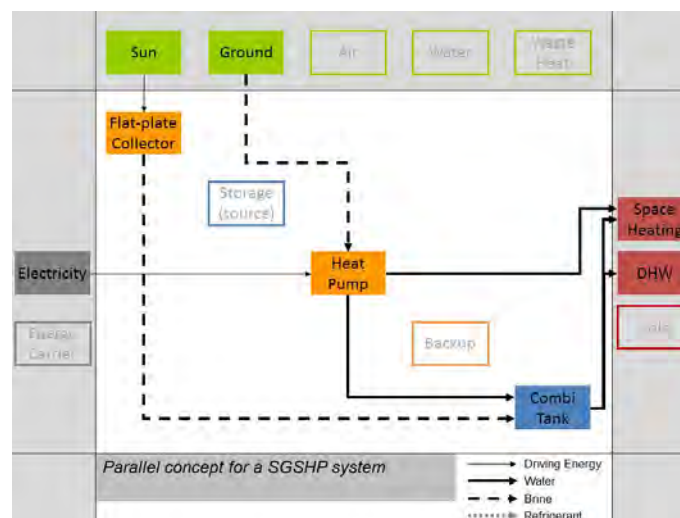
Analysis of pure parallel systems of combined solar thermal and air source heat pump systems. Study in detail the behavior of this system. Sensitivity analysis of collector area of system performance. The sensitivity analysis was not done in [1] and the volume of the storage has been changed from 60 l/m² in [1] to 70 l/m² for the sensitivity analysis.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSY-17. A platform intercomparison check has been performed and presented at the end of report. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Type of system studied: $Sol_{skS}SHPG_{skS,SH}$



Methods

The employed models are described in the following table:

Type Number	Description	Description	Parameters
Type 877	Semi physical heat pump model	Air source heat pump	Nominal power: 4 kW (SFH15), 6.5 kW (SFH45) and 11.3 (SFH100) ; (COP at A10/W35 = 6.33). Values from laboratory measurements at SPF.
Type 451	EWS borehole model	Borehole heat exchanger	From T44/A38 boundary conditions
Type 832	Dynamic collector model (glazed)	Model glazed collector	$a_1 = 3,5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $a_2 = 0,015 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$, $\eta_0 = 0.8$
Type 998	Storage model	Buffer storage	volume: $60 \text{ l}/\text{m}^2$ (m^2 of collector area). $75 \text{ l}/\text{m}^2$ in sensitivity analysis
Type 56	Building model	Standard Type	From T44/A38 reference conditions, see [2]
Type 362	Radiator model	SFH45	Flow-/Return Flow Temperature = $35/30 \text{ }^\circ\text{C}$

Results & Conclusions

Results for three buildings SFH15, SFH45 and SFH100 are compared to each other.

The lowest $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ is obtained for SFH100, due to the higher impulse fluid temperature to the building. When the heat demand is higher, the compressor of the heat pump covers more percentage of the total electricity: from 74% in SFH15 to 81% in SFH45 and 88% in SFH100 (see Fig. 1 to Fig. 3). The importance of electricity consumption of controllers and pumps are less important for SFH100. Thermal losses of pipes, heat pump and storage tank are also less important for SFH100 respect to the others.

In the second part of the report a sensitivity analysis increasing collector area has been presented. The $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ increases from 4.7 with 5 m^2 of collector area to 7.1 m^2 with 35 m^2 . The increase in $\text{SPF}_{\text{SHP+}}$ as a function of collector area is quite linear (see Fig.3) and the SPF_{HP} slightly increase with collector area (from 5 to 5.2).

Results for SFH15, SFH45 and SFH100

Results for 15 m² of collector area and a storage volume of 60 l/m² are presented in the following for the three buildings SFH15, SFH45 and SFH100.

Table 1: Overall system performance table for different buildings and same collector the same collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

		SFH15	SFH45	SFH100
SPF_{SHP+,pen}		5.77	5.72	4.27
SPF_{SHP+} without penalties		5.85	5.78	4.30
SPF_{HP}		4.73	5.23	4.13
Useful heat				
DHW	kWh/a	2075	2075	2075
space heat	kWh/a	2471	6474	14042
Total	kWh/a	4545	8549	16117
Used Electricity				
System	kWh/a	777	1478	3748
Penalty DHW	kWh/a	13	18	17
Penalty Space Heat	kWh/a	2	1	14
Total	kWh/a	790	1497	3779
Penalty Check				
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.

Table 2: Electrical consumption table for different buildings and same collector the same collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

	SFH15	SFH45	SFH100
El. to Heat Pump compressor	583.1	1216.3	3335.3
El. to Heat Pump outdoor unit	0	0	0
El. to Heat Distr.Pump	36.8	52.2	68.1
El. to DHW pump	0	0	0
El. to Space heat penalty	1.6	0.8	13.9
El. to DHW penalty	13	18	17.1
El. to Pump solar	55	61.8	69
El. to Controllers	52.6	52.6	52.6
El. to Pump HP source	24.8	55.4	154.8
El. to Pump HP sink	6.3	41.1	31.5
El. to electric heater	18	25.4	37.0
TOTAL Electricity Input	789.5	1496.6	3779.4

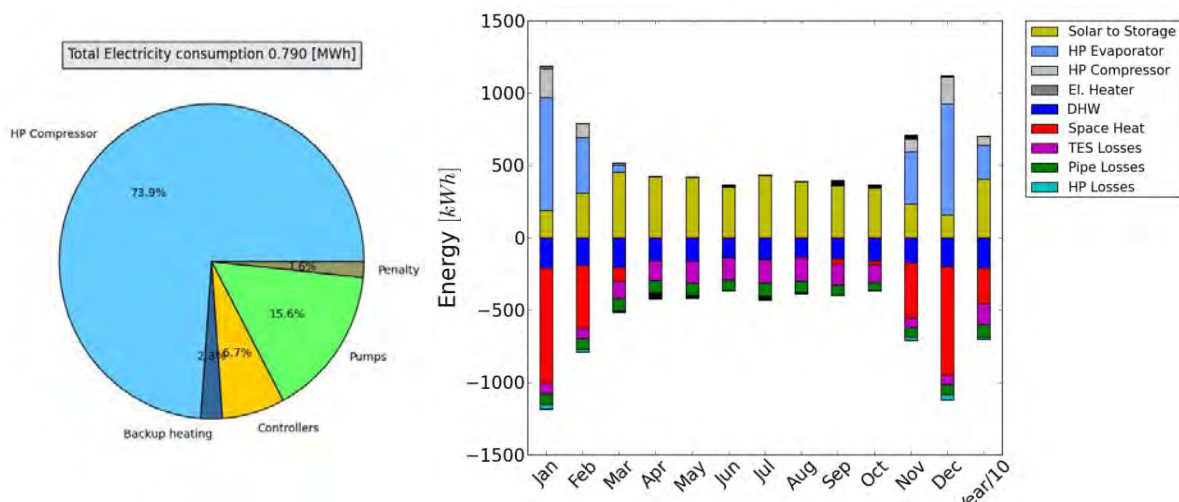


Figure 1: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH15. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

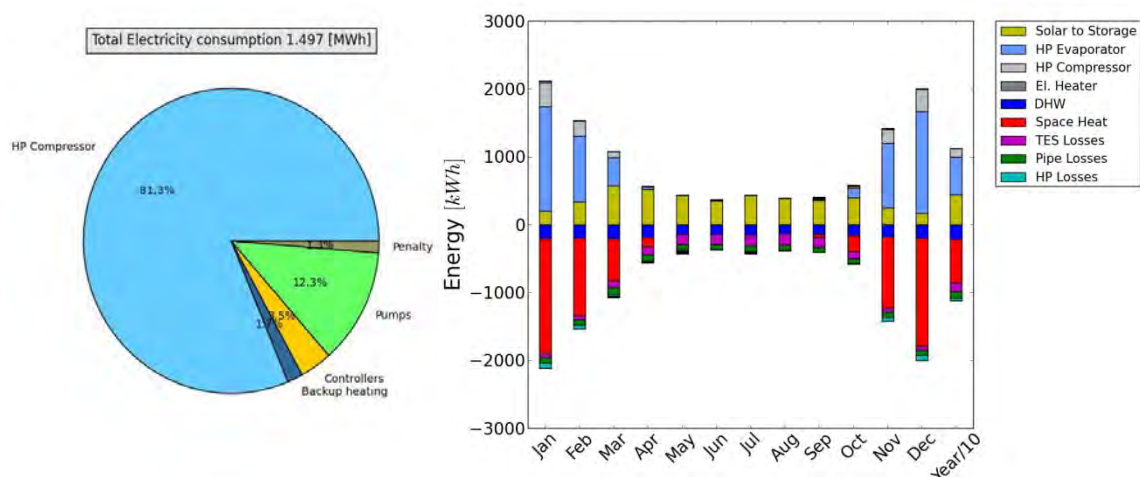


Figure 2: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH45. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

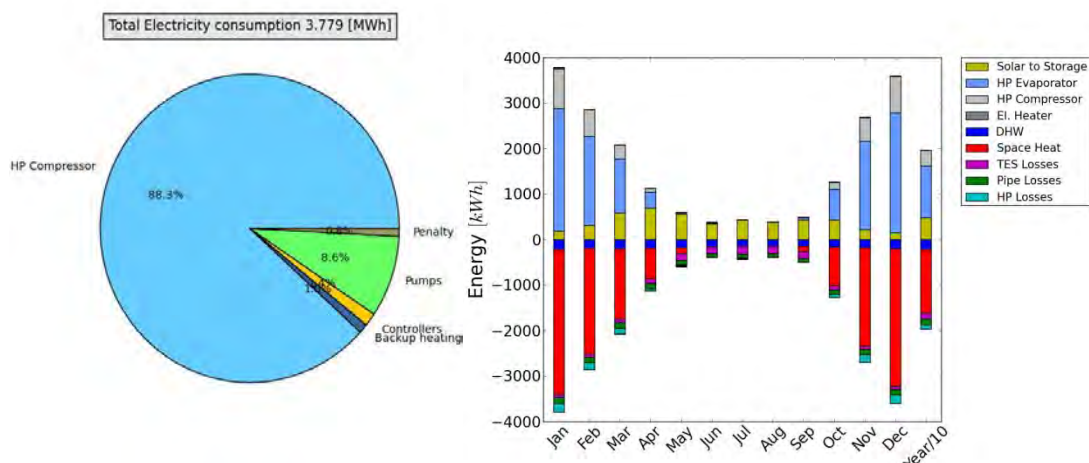


Figure 3: Total electric consumption (left) and energy heat flows (right) for SFH100. Collector area of 15 m² and storage volume of 60 l/m².

Results for sensitivity analysis of SFH45

In this section results for different collector areas for building SFH45 are presented.

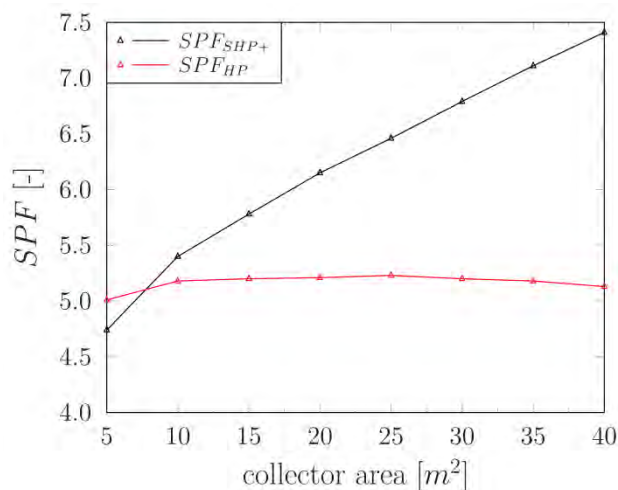


Figure 4: Seasonal performance factor for system (SPF_{SHP+}) and heat pump (SPF_{HP}) as a function of collector area for SFH45.

Table 3: Overall system performance table for building SFH45 and different collector areas and storage volume of 75 l/m².

		$A_c=0m^2$	$A_c=5m^2$	$A_c=10m^2$	$A_c=15m^2$	$A_c=20m^2$	$A_c=25m^2$	$A_c=30m^2$	$A_c=35m^2$
$SPF_{SHP+,pen}$		3.81	4.74	5.40	5.78	6.15	6.46	6.79	7.11
SPF_{SHP+} without penalties		3.88	4.83	5.46	5.85	6.21	6.53	6.85	7.17
SPF_{HP}		4.8	5.01	5.18	5.20	5.2	5.22	5.20	5.18
Useful heat									
DHW	kWh/a	2077	2078	2075	2075	2075	2075	2074	2074
space heat	kWh/a	6443	6443	6443	6443	6443	6443	6443	6443
Total	kWh/a	8520	8521	8518	8518	8518	8517	8517	8517
Used Electricity									
System	kWh/a	2196	1764	1561	1457	1372	1307	1244	1187
Penalty DHW	kWh/a	50	44	20	19	15	13	12	12
Penalty Space Heat	kWh/a	1.9	0.6	0.8	1	1	1	0.9	1.0
Total	kWh/a	2248	1809	1582	1477	1388	1321	1256	1200
Penalty Check									
not more than 2% respective		2.4%	O.K (2%)	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

Table 4: Electrical consumption table for building SFH45 and different collector areas and storage volume of 75 l/m².

	A _c =0m ²	A _c =5m ²	A _c =10m ²	A _c =15m ²	A _c =20m ²	A _c =25m ²	A _c =30m ²	A _c =35m ²
El. to Heat Pump compressor	2004.9	1543.3	1318.0	1192.5	1094.4	1025.7	957.4	893.6
El. to Heat Pump outdoor unit	0	0	0	0	0	0	0	0
El. to Heat Distr.Pump	52.0	52.1	52.0	52.0	52.0	52.0	52.0	52.0
El. to DHW pump	0	0	0	0	0	0	0	0
El. to Space heat penalty	1.9	0.6	0.8	1.0	1.0	1.0	0.9	1.0
El. to DHW penalty	50.3	44.2	20.2	18.6	14.8	12.6	12.0	12.0
El. to Pump solar	0	27.2	46.7	61.9	74.9	86.6	96.1	106.3
El. to Controllers	26.3	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6	52.6
El. to Pump HP source	85.2	68.6	59.5	54	49.5	46.3	42.9	40.0
El. to Pump HP sink	21.7	17.5	15.2	13.7	12.6	11.8	10.9	10.2
El. to electric heater	6	2.6	16.8	30.2	35.8	32.0	31.6	32.8
TOTAL Electricity Input	2248.4	1808.6	1581.8	1476.5	1387.7	1320.5	1256.4	1200.4

References

[1] D. Carbonell, M.Y. Haller, D. Philippen and E. Frank. *Simulations of combined solar thermal and heat pump systems for domestic hot water and space heating*. Proceedings of the Solar Heating and Cooling (SHC) Conference, Freiburg, Germany, 2013.

[2] Dott, R, Haller, M.Y, Ruschenburg, J, Ochs, F and Bony, J. *The reference framework for system simulation of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38: Part B : Building and space heat load*. Technical Report IEA-SHC Task44 Subtask C, www.iea-shc.org/task44, 2012.

Combined parallel and series Solar thermal and Ice storage Source Heat Pump (SISHP) system.

Summary written by: Daniel Carbonell, 29.11.2013
 Original report/paper: D. Carbonell, M.Y. Haller, D. Philippen and E. Frank. Simulations of combined solar thermal and heat pump systems for domestic hot water and space heating. Proceedings of the 2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC), Freiburg, Germany, 2013.

Goal or motivation of the simulation study

Analysis of a series system that uses solar thermal collectors and a large ice storage as a source for the heat pump. Comparison between the ice storage system, labeled as SISHP and a combined solar and ground source heat pump (SGSHP) system.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSYS-17. A platform intercomparison check has been performed and results match very well the reference conditions. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

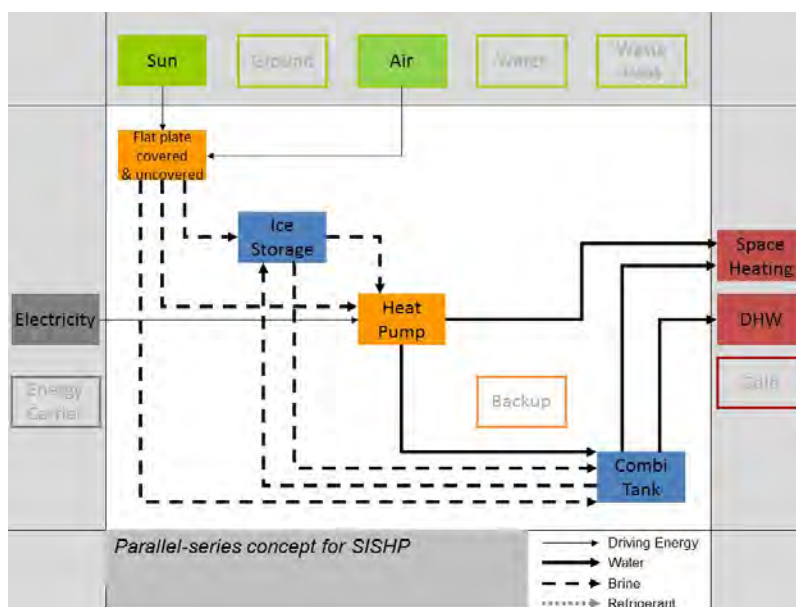
Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

Methods

Type Number	Description	Description	Parameters
Type 977	Heat Pump Model	Glycol to water HP. Parameter fit	power: 6.5 kW (SFH45) and 11.3 (SFH100); (COP at A10/W35 = 6.83)
Type 832	Dynamic Collector Model (glazed)	Model glazed collector	$a_1 = 3.5 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $a_2 = 0.015 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$, $\eta_0 = 0.8$
Type 202	Collector Model (unglazed)	Model unglazed collector with condensation	$a_1 = 9 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, $a_2 = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^2)$, $\eta_0 = 0.954$
Type 340	Storage Model	Buffer storage	Volume: 75 l/m ² (m ² of covered collector area).
Type 860	Ice Storage Model	Large ice storage with heat exchangers that can be de-iced	Different volume sizes
Type 56	Building Model	Standard Type	See report [2]
Type 362	Radiator Model	SFH: 45,100	Flow-/Return Flow Temperature (see report [2])

Type of system studied

letter code: Sol, Air $SHP_{Sol, SrS}$
 SrS, skS HP



Results & Conclusion

The ice storage system presented here is based on flat plate heat exchangers that can be de-iced. The system concept is explained in [2] and the ice storage model description and validation is provided in [1]. When the heat pump extracts heat from the ice storage the growing ice layers on the heat exchanger decrease the overall heat transfer coefficient from the ice forming layer to the brine in the heat exchanger. As a result lower brine temperatures and heat pump performance are obtained. A strategy to prevent the effect of a decreasing overall heat transfer coefficient is to remove the ice layers periodically. The heat exchanger is de-iced when the heat pump is switched off before reaching too low brine temperatures by melting a small amount of ice that is in contact with the heat exchanger. When the melted ice thickness is large enough, the ice layers separate from the heat exchangers due to buoyancy forces and accumulate at the water surface of the ice storage.

General data and simulation for SGSHP and SISHP systems are shown in Table 1. Results presented here show that systems based on large ice storage are able to reach performance comparable of that of SGSHP systems.

Results presented with SISHP systems include 5 m² of uncovered collectors, mostly for de-icing reasons in cases where sun is not shining. For SFH45 (see upper part of Table 1) the system performance of a SGSHP system is very high, with a SPF_{SHP+} of 5.8. Using an ice storage of 25 m³ with the same collector area as the SGSHP a lower SPF_{SHP+} of 5.01 compared to a SGSHP is obtained. Increasing the collector area, from 15 to 30 m² (see SISHP-I20A30) the system performance increases to 5.9 and the volume of the storage can be reduced to 20 m³ without ever having the storage at 70% of the ice capacity. With 20 m³ of ice storage volume the collector area can be reduced until 20 m² with an SPF_{SHP+} of 5.53.

Results for SFH100 are shown in the bottom part of Table 1. Both SISHP simulations perform with higher efficiency compared to a SGSHP system under these specific conditions because the collector area is much higher for the SISHP systems. In this case reducing the

storage volume from 40 to 30 m³ and increasing the collector area from 30 to 45 m² also improves system efficiency reaching a SPF_{SHP+} of 5.1.

Table 1. Results of several SISHP systems compared against SGSHP reference system for different building loads.

System	Building	V_{ice}	A_c	A_{unc}	Q_d	$P_{el,T}$	SPF_{HP}	SPF_{SHP+}	ΔSPF_{HP}	ΔSPF_{SHP+}
	SFH	[m ³]	[m ²]	[m ²]	MWh	[MWh]	[-]	[-]	[%]	[%]
SGSHP	45	-	15	0	8.55	1.41	5.39	5.83	-	-
SISHP-I20A20*	45	20	20	5	8.52	1.41	5.42	5.53	0.64	-8.31
SISHP-I20A30	45	20	30	5	8.52	1.26	5.61	5.90	4.12	1.13
SISHP-I25A15	45	25	15	5	8.52	1.52	5.35	5.01	-0.82	-14.17
SGSHP	100	-	15	0	16.12	3.60	4.26	4.40	-	-
SISHP-I30A45*	100	30	45	5	16.06	2.98	4.57	5.10	7.40	15.93
SISHP-I40A30	100	40	30	5	16.05	3.19	4.53	4.78	6.47	8.76

*Cases used in all the rest of the document for each building.

The percentage of electrical consumption is presented in Fig.1 for the selected systems for SFH45 and SFH100. The two main electrical consumption factors are the heat pump compressor and the circulating pumps.

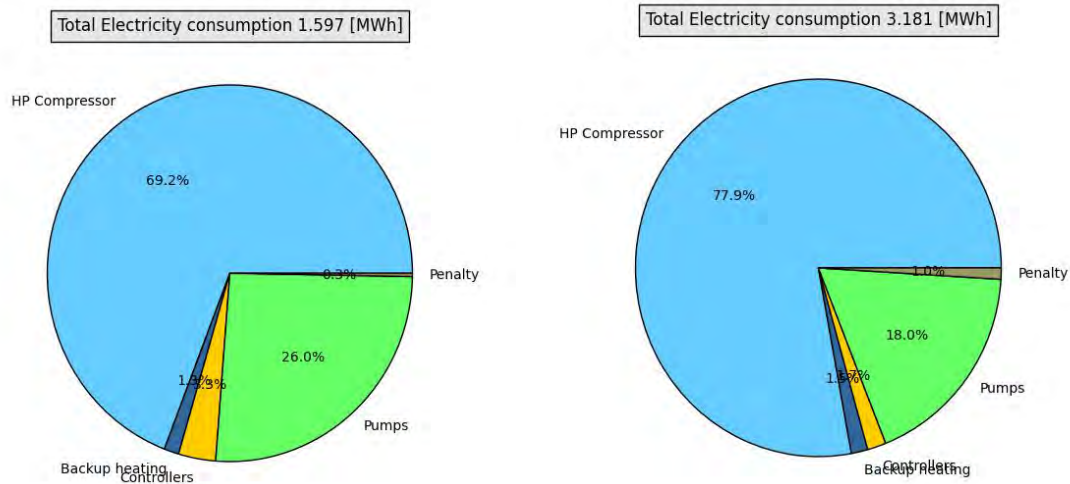


Figure 1: Total electric consumption for SISHP-I20A20 and SFH45 (left) and for SISHP-I30A45 and SFH100 (right).

As an illustrative example of the behavior of the ice storage tank, a monthly energy balance plot (left axis) has been presented in Fig. 2 (left) for the case SISHP-I20A20 and building SFH45 and in Fig. 2 (right) for the case SISHP-I30A45 and building SFH100. The terms presented in the legend from top to bottom are: the heat input from the collector field (Q_{heat}), the gains (positive y-axis) and losses (negative y-axis) due to ice storage and ground exchange ($Q_{gain,loss}$), the heat released gains (positive y-axis) and accumulated (negative y-axis) in the ice storage in form of sensible heat ($Q_{release,accum}$), the energy of ice formation ($Q_{ice,form}$), the energy extracted from the heat pump (Q_{cool}), the energy used to melt the ice in the heat

exchangers ($Q_{melt,hx}$), the energy used to melt de floating ice at the surface of the ice storage ($Q_{melt, floating}$).

The ratio between the maximum volume of ice and the volume of ice storage is shown as solid line in the right axis of Fig. 2 for each month. It can be observed that there is no ice in the storage from April to November. The maximum value of 60% for SFH45 and 65% for SFH100 are found in January. As a design criterion it is not allowed to have more that 70% of ice because, in this case, the ice layers may not be detached from the heat exchanger surface anymore and the evaporator temperature of the heat pump may be too low to run.

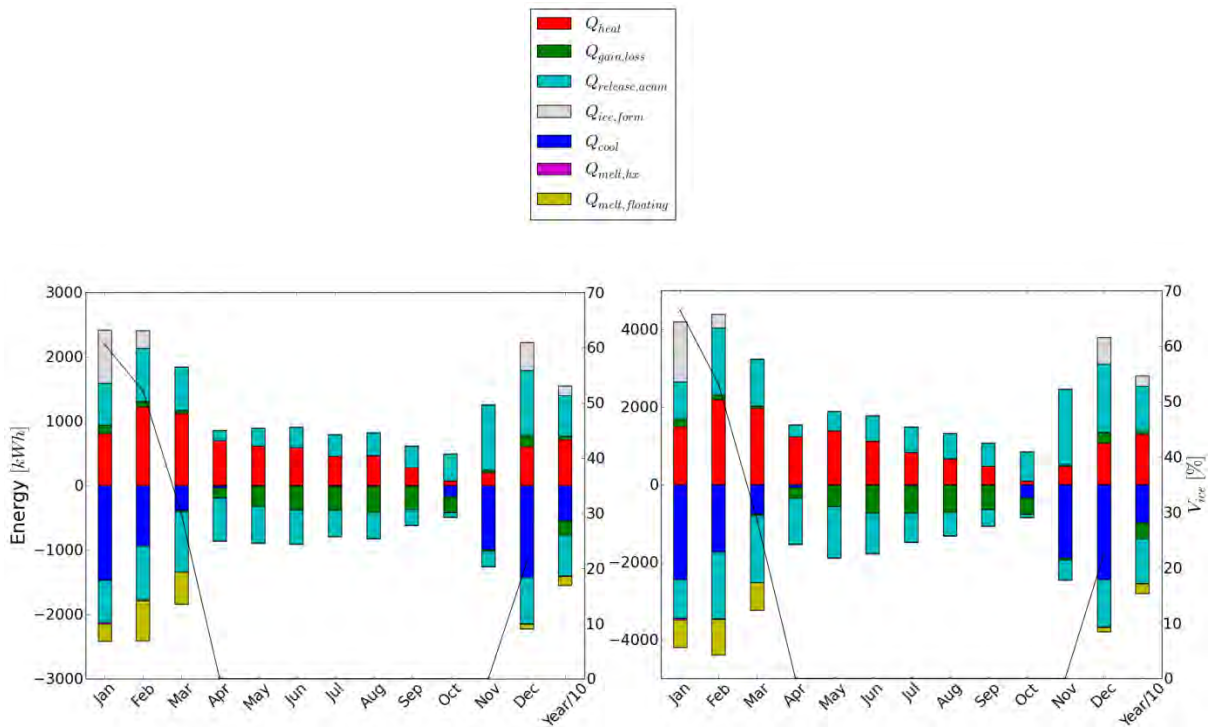


Figure 2: Monthly energy flows (left axis) and maximum ice volume (right axis) in the ice storage for SISHP-I20A20 and SFH45 (left) and for SISHP-I30A45 and SFH100 (right).

The monthly system energy balance terms for SFH45 and SFH100 are presented in Fig. 3.

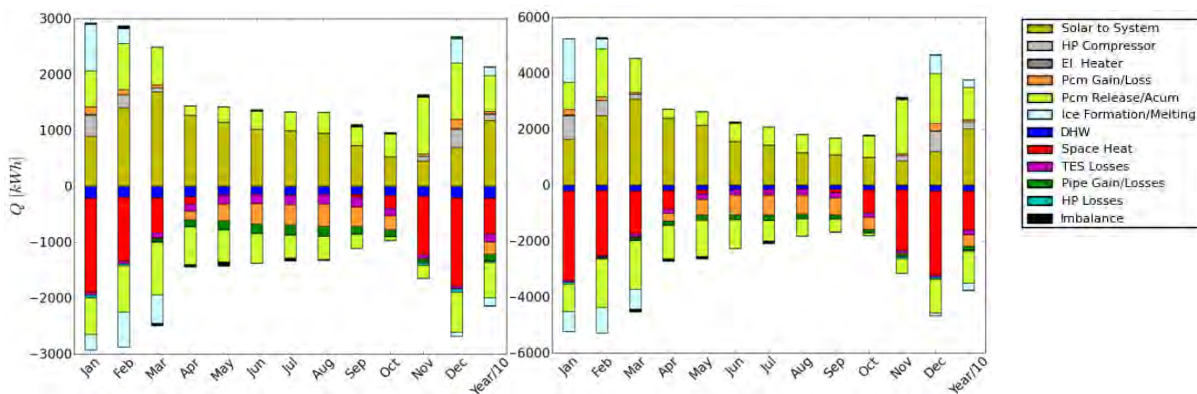


Figure 3: Monthly system energy flows for SISHP-I20A20 and SFH45 (left) and for SISHP-I30A45 and SFH100 (right).

Overall system performance table for SFH45 (I20A20) and for and SFH100 (I30A45).

		SFH45	SFH100
SPF_{SHP+,pen}		5.34	5.06
SPF_{SHP+} without penalties		5.35	5.10
SPF_{HP}		5.42	4.57
Env. Indicators per useful kWh heat			
GWP ₁₀₀	gCO ₂ /kWh	-	-
Primary Energy non ren.	kWh/kWh	-	-
Useful heat			
DHW	kWh/a	2074.4	2074.4
space heat	kWh/a	6442.1	13981.9
Total	kWh/a	8516.5	16056.3
Used Electricity			
System	kWh/a	1592.1	3150.5
Penalty DHW	kWh/a	0	0
Penalty Space Heat	kWh/a	4.6	30.7
Total	kWh/a	1596.8	3181.2
Penalty Check			
not more than 2% respective		O.K.	O.K.

Electrical consumption table for SFH45 (I20A20) and for and SFH100 (I30A45).

	SFH45	SFH100
El. to Heat Pump compressor	1104.4	2478.1
El. to Heat Pump outdoor unit	0.0	0.0
El. to Heat Distr.Pump	184.8	166.5
El. to DHW pump	0.0	0.0
El. to Space heat penalty	4.6	30.7
El. to DHW penalty	0.0	0.0
El. to Pump solar	183.4	356.1
El. to Controllers	52.6	52.6
El. to Pump HP source	46.2	51.1
El. to Pump HP sink	0.0	0.0
El. to electric heater	20.8	46.2
TOTAL Electricity Input	1596.8	3181.2

Bibliography

[1] Carbonell, D, Philippen, D, Haller, M.Y and Frank, E. Development and validation of a mathematical model for ice storages with heat exchangers that can be de-iced. *In Proceedings of ISES Solar World Congress*, Cancun, Mexico, 2013.

[2] Philippen, D, Haller, M.Y, Brunold, S and Frank, E. Design and first experiences of a solar thermal heating system with heat pump and ice storage. Cisbat, Lausanne, Switzerland, 2013.

AquaPacSol – Solar assisted heat pump for domestic hot water production

Summary written by: Mircea Bunea 29/10/2013
 Original report: Citherlet, S, Bony, J., Bunea, M., Eicher, S., Hildbrand, C., Kleijer, A., 2013, Couplage d'une pompe à chaleur avec capteurs solaires thermiques pour la production d'eau chaude sanitaire.

Goal or motivation of the simulation study

The AquaPacSol (APS) project aims to analyse the annual performance of a brine-to-water heat pump (HP) combined with solar thermal collectors for domestic hot water (DHW) production. The optimisation of components and operation parameters was performed. Comparisons against modified design concepts were also investigated. In order to ensure a comparison between this system and other systems in T44A38, a second HP for space heating (SH) with borehole heat exchanger was simulated.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform TRNSYS Version 16.1. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input checked="" type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input checked="" type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

For the climate of Athens, only the SFH 100 building was simulated because the other two buildings are not designed to have a heating system and the APS system needs a heating distribution system as a backup for the DHW production

Type of system studied

Serial solar heat pump (SHP) for DHW with one solar collector. The corresponding letter code is $_{HP}^{Sol}SHP_{skS}^{S,SHloop}$ while its T44A38 flow chart and the hydraulic scheme can be found in Figure 1 and Figure 2. When solar energy is not enough, the system has been designed to extract energy from the building heating loop.

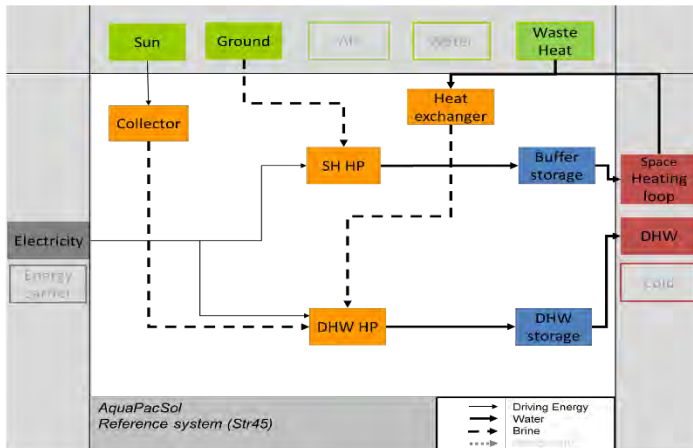


Figure 1: Flow chart of T44/A38.

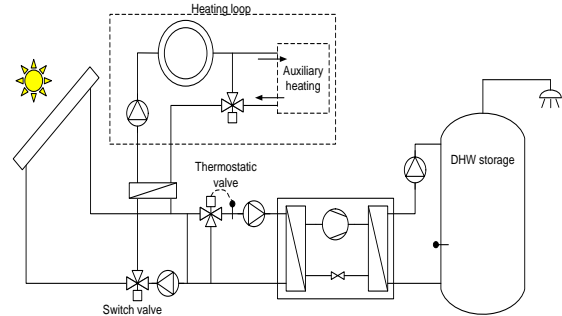


Figure 2: Hydraulic scheme of APS system.

Methods

Both heat pumps have been simulated with Trnsys Type 668 (Tess libraries). The SHP performance parameters have been obtained from laboratory measurements while those of the SH HP were taken from tests based on EN 14511:2004 and EN 14511:2007 carried out by the WPZ (Wärmepumpen - Testzentrum - Buchs) on HP Z4S1 from Zehnder Group AG. Performance of the heat pumps are presented in Table 1 and Table 2. When the heat demand changes, the thermal power of the SH HP changes, but the COP is constant for the same operating temperatures. The borehole heat exchanger has been simulated with TRNSYS Type 281 (Pahud. 2012) using the standard borehole parameters of T44A38. The model of Perers et al. (2002) was used for the simulation of the solar thermal collectors with parameters obtained from manufacturer’s documentation or measured on the test bench when not available. The DHW storage was simulated with TRNSYS Type 60f and validated with laboratory measurements. The SH buffer storage was simulated with TRNSYS Type 4a using parameters that are based on current practice. The size of this storage was adapted on the thermal power of the SH HP, depending on the building and climate (see Table 4). The overall (DHW HP + 300 l storage) TRNSYS model of the system was validated with measurements performed on the laboratory testing facility. For further details please refer to the original report.

	B10/W35	B15/W35	B25/W35	B35/W35	B10/W45	B15/W45	B25/W45	B35/W45	B10/W55	B15/W55	B25/W55	B35/W55
COP [-]	3.0	3.2	3.9	4.5	2.5	2.8	3.5	3.9	2.1	2.3	2.9	3.2
Thermal power [kW]	1.5	1.7	2.3	3.0	1.4	1.6	2.2	2.9	1.2	1.4	2.0	2.6

Table 1: COP and thermal power of DHW HP

B0/W35	B5/W35	B-5/W45	B0/W45	B5/W45	B0/W55	B5/W55
4.1	4.6	2.9	3.3	3.7	2.6	2.9
3.9	4.5	3.2	3.7	4.2	3.4	4.0

Table 2: COP and thermal power of SH HP

Results & Conclusion

1. Optimisation of the APS system for the climate of Strasbourg and the SFH45 building.

1.1. Solar collectors

Four different solar collectors were considered: flat plate; evacuated tube collector (ETC); unglazed selective collector (USC) without rear insulation and USC with rear insulation. Simulation results show that the insulated unglazed collector perform best with this SHP

system essentially because of convective heat gains when the collector temperature is below the ambient temperature and because the first two collector types get often overheated. Condensation did not occur because the temperature on the SHP evaporator was set above 8°C to avoid the switch off the HP due the low pressure on the refrigerant circuit. For a case without solar collectors (No solar), simulations show around 6% loss on efficiency of the SHP as the system will only operate with the space heating energy. More important differences were observed for cases where the SH system was other than a high performance HP (eg. gas boiler). Given that this SHP system is primarily designed for renovated buildings, with less efficient heating systems, optimised operation must include a solar collector.

1.2. Other parameters of the SHP system

Other parameters investigated include the height of the temperature sensor in the DHW storage, SHP operating schedule and anti-legionella cycle management. The resulted optimised system was found to be one having an insulated unglazed collector, with a DHW storage sensor at 26 cm high, operating best between 11am and 4pm, and, most importantly, with the anti-legionella cycle performed with the SHP and not with its in-built electric heater (as primarily designed for). Following this study, the optimised configuration became the reference (Ref) and the results are shown in Figure 3.

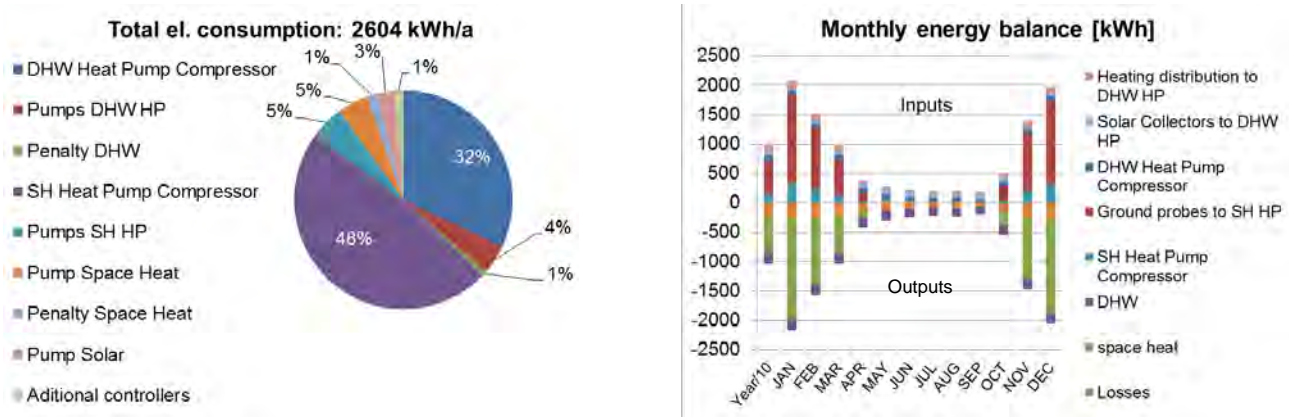


Figure 3: Total electric consumption per year and monthly energy balance for reference system after first step of optimisation.

2. Comparison with different systems

In here the thermal energy for space heating included in calculation of SPF_{SHP+} and $SPF_{SHP+,pen}$, is the theoretical building demand because of the dynamic interaction between the heating system and the DHW system. In fact, it is very difficult to separate the part of useful heat delivered by the SH HP and the waste heat delivered by the building to the DHW HP.

2.1. Comparison of performance under different climates and buildings

In this case, the APS optimised system for the reference was used under different climates and buildings. Good performances are observed for buildings with important heat loads due to good performances of the SH HP, see Figure 3 left. For buildings with low heat demand, the global performance is seen to be more influenced by the less efficient DHW system. The electric energy consumption is also much lower in this case.

2.2. Comparisons against modified designed concepts

Solar storage

In order to avoid overheating of collectors and optimise the solar yield, a small solar storage was added to the reference configuration. The best configuration was found to be 75 l solar storage connected to an ETC (Solar storage). Under these conditions, reductions of about 7% in the total electricity consumption were predicted when compared to the reference case, see Figure 4 right.

Parallel system

A configuration was simulated where solar energy was delivered either directly into the DHW storage or to the SHP. In this case (Parallel), the electric energy consumption was reduced due to improved use of the solar energy (see Figure 4 right) which leads to a considerable increase in the system efficiency (14% compared to the reference). The most suitable collector is also seen to be the ETC.

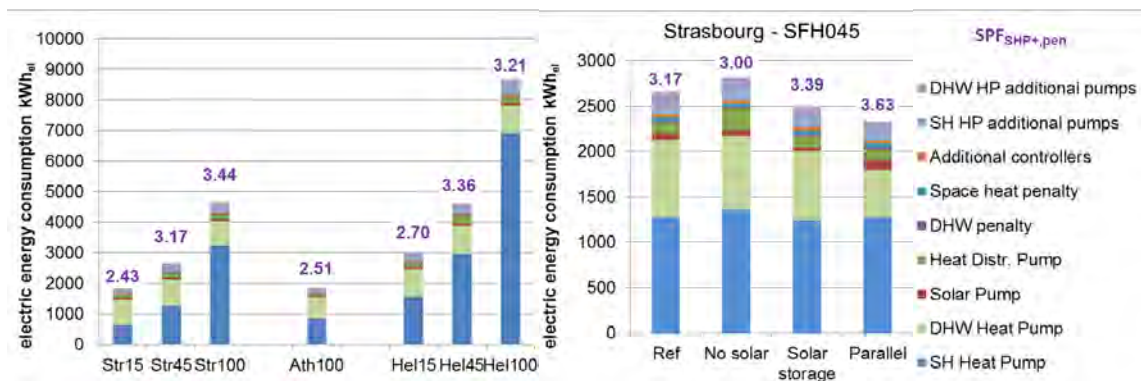


Figure 4: Left: Comparison of results under different climates and buildings. Right: Comparison of results from different system variants under the same boundary conditions (climate, heat load, DHW load).

The overall system performances are summarised in Table 3 and parameters describing the different configurations are shown in Table 4. Complete set of results and corresponding discussion can be found in the original report.

		Ref (Str45)	No solar	Solar Storage	Parallel	Str15	Str100	Ath100	Hel15	Hel45	Hel100
SPF_{SHP+,pen}		3.17	3.00	3.39	3.63	2.43	3.44	2.51	2.70	3.36	3.21
SPF_{SHP+} without penalties		3.24	3.05	3.48	3.73	2.47	3.46	2.53	2.73	3.40	3.22
SPF_{HP,DHW}		2.63	2.76	2.98	2.64	2.63	2.79	2.68	2.71	2.75	2.77
SPF_{HP,HS}		5.15	5.16	5.16	5.15	5.18	4.44	4.18	4.28	4.64	3.78
Env. Indicators per useful kWh heat											
GWP₁₀₀	gCO ₂ / kWh	164.15	173.77	153.67	143.62	214.64	151.32	207.70	193.24	155.16	162.25
Primary Energy non renewable, PER _{NR}	kWh / kWh	0.91	0.96	0.85	0.79	1.19	0.84	1.15	1.07	0.86	0.90
Primary Energy renewable PER _R	kWh / kWh	0.09	0.10	0.09	0.08	0.12	0.09	0.12	0.11	0.09	0.09
Primary Energy total (PER)	kWh / kWh	1.00	1.06	0.94	0.88	1.31	0.92	1.27	1.18	0.95	0.99
Useful heat											
DHW - domestic hot water	kWh	1'963	1'963	1'963	1'963	1'963	1'963	1'553	2'262	2'262	2'262
SH - space heat	kWh	6'476	6'476	6'476	6'476	2'474	14'021	3'115	5'846	13'197	25'565
Total	kWh	8'439	8'439	8'439	8'439	4'437	15'984	4'668	8'108	15'459	27'827
Used Electricity											
System	kWh	2'604	2'765	2'427	2'262	1'794	4'624	1'844	2'971	4'547	8'638
Penalty DHW	kWh	18	18	19	23	17	18	17	19	19	20
Penalty Space Heat	kWh	37	32	44	41	16	0	-	18	39	7
Total	kWh	2'659	2'815	2'489	2'326	1'828	4'642	1'861	3'007	4'604	8'666
Penalty Check											
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

Table 3: Overall system performance table

	Ref (Str45)	No solar	Solar Storage	Parallel	Str15	Str100	Ath100	Hel15	Hel45	Hel100
Collector type	USC	-	ETC	ETC	USC	USC	USC	USC	USC	USC
Collector area (absorber) [m ²]	2.03	0	2	2	2.03	2.03	2.03	2.03	2.03	2.03
Buffer storage [m ³]	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.4	0.2	0.2	0.4	0.8
Solar storage [m ³]	0	0	0.075	0	0	0	0	0	0	0
SH HP thermal power at B0W35 [kW]	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9	7.3	3.9	3.9	6.3	10.9
Borehole length [m]	84	84	84	84	49	2X90	84	75	2X95	4X95
Type of combination	Series	-	Series	Series/ Parallel	Series	Series	Series	Series	Series	Series
Power of SH HP pumps (evap. + condenser) [W]	105	105	105	105	75	135	105	83	103	155

Table 4: Parameters of different configurations

The behaviour and performance of the DHW HP is not very influenced by the type of building or climate. This makes the system performance prediction easy to calculate under any circumstances.

Overall, annual simulations have shown that the APS system is a competitive system on the market for DHW production. A non-negligible performance increase of the system is observed when allowing the solar collector(s) to directly load the DHW storage.

References

- Citherlet, S. and al Projet AquaPacSol - Couplage d'une pompe à chaleur avec capteurs solaires thermiques pour la production d'eau chaude sanitaire –. Rapport final
- Haller, M., (2013). Intercomparison of System Simulation Results for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, A technical report of subtask C, Deliverable C4.1
- Haller, M., Dott, R., Ruschenburg, J., Ochs F., Bony, J. (2013). 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
- Dott, R., Haller, M., Ruschenburg, J., Ochs F., Bony, J. (2012). The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - Part B: Building and Space Heat Load - A technical report of subtask C - Report C1 Part B
- Pahud, D. (2012) The Superposition Borehole Model for TRNSYS 16 or 17 (TRNSBM). User Manual for the April 2012 Version. Internal Report. ISAAC - DACD- SUPSI, Switzerland.
- Perers B. An improved dynamic solar collector model including condensation and asymmetric incidence angle modifiers.
- Caractéristiques techniques Absorbeur ESSA C34
- WPZ Bulletin 01-2011, Feuille d'information du Centre de tests des pompes à chaleur de Buchs

Seasonal Performance of a Combined Solar, Heat Pump and Latent Heat Storage System

Summary written by: Christian Winteler, 06.11.2013
 Original report/paper: Winteler, C., Dott, R., Afjei T. & Hafner B., 2013. Seasonal Performance of a Combined Solar, Heat Pump and Latent Heat Storage System. In: Proceedings of the 2nd International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry.

Goal or motivation of the simulation study

Aim of this study is to investigate the seasonal performance of a combined solar, heat pump and ice storage system for buildings with different heat loads and to compare it to the average annual SPF of systems with borehole heat exchangers of around 4.0.

Climate, heat load and simulation platform

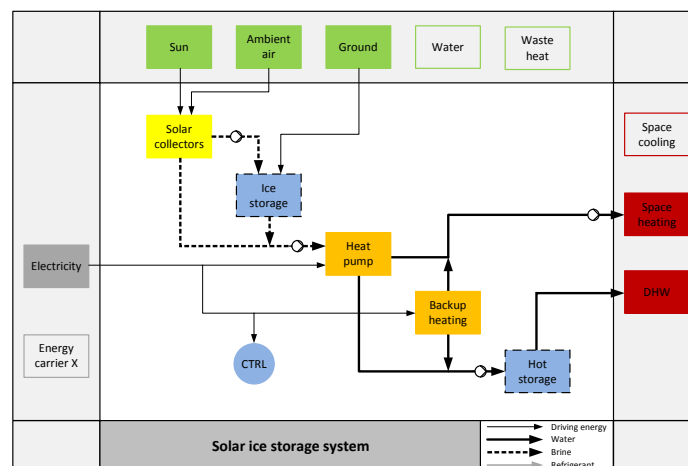
The simulations have been carried out with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform Matlab/ Simulink (Version 2011b). A platform intercomparison check has been performed [1]. From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

A simplified DHW tapping profile of only three tapplings per day (07:00, 12:00 and 19:00) corresponding to an average draw-off of 140 l/d at 45 °C or 5.845 kWh/d (2133 kWh/a) was used. The space heat control (variant "c" in [1]) results in an increased space heat demand.

Type of system studied

Letter code: $_{srS,HP}^{Sol,Air}SHP_{skS,SH}^{srS,Sol}$



Methods

All simulations are performed with MATLAB®/SIMULINK® in combination with the CARNOT Blockset [2], an extension for the calculation and simulation of thermal components of heating systems. All simulation results are annual values from July to July with 300 days preconditioning, corresponding to one full heating period. Heat loads are simulated with the simple house model from the CARNOT Blockset parameterized according to the building definitions from IEA HPP Annex 38 / SHC Task 44. The Isocal solar ice system [3] consists of Isocal SLK-S pipe absorber modules and an Isocal SES ice storage.

The absorber is modeled as described in [4] and parameterized according to the data in [3]. Effects of condensation as well as freezing/frosting are not taken into account. The model has been validated through laboratory tests both with and without irradiation. For the brine/water heat pump the generic heat pump model from the CARNOT Blockset is used with performance data of Viessmann Vitocal 300 G BW series models [5] BW 301.A06 (6 kW), for SFH15 and SFH45, and BW 301.A08 (8 kW) for SFH100. The storage tank model is a CARNOT multiport model with specifications of a Viessmann Vitocell 100-V CVW [6]. All simulation models and applied parameter data sets have furthermore been validated through field test measurement data. Component dimensions are listed in Table 1.

Table 1: Configuration of system simulation components.

A38T44 building type	Solar absorber surface [m ²]	Ice storage volume [m ³]	DHW storage volume [m ³]
SFH15	10	10	0.39
SFH45	10	10	0.39
SFH100	20	10	0.39

Results & Conclusion

The simulation study yields good seasonal performance factors for all system configurations. Since the direct electric backup heater is very inefficient in generating heat, it should be used as little as possible or better not at all. In all presented simulations, the ice storage did not freeze completely which in turn means that the source temperature did not drop below the operational limit of the heat pump and hence no direct electric heating was necessary.

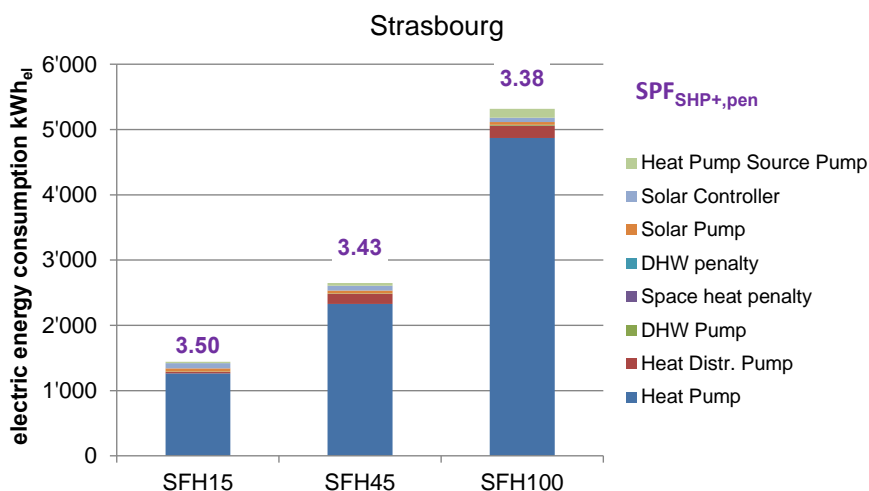


Figure 1: Comparison of the electric energy consumption of the combined solar-ice storage-heat pump system for different heat loads.

Due to the high insulation quality of SFH15, very little heat is needed for space heating and in turn the share of heat generated for DHW preparation is around 40 %. Since significantly higher temperatures are needed for DHW preparation, this has a lowering effect on the SPF. For SFH100, where a radiator heating system is used, flow and return temperatures are higher than for floor heating systems. This in turn leads to a reduction of the SPF. In addition, the higher the thermal power of the heat pump, the higher source mass flow rates are needed. To provide these mass flow rates more powerful pumps are needed which also consume more electric energy and therefore the SPF is reduced.

Figure 1 shows a comparison of the electric energy consumption of the heat generation system for the three different heat loads that were used. The consumption of electric energy clearly increases with increasing heat load. However, the major consumer of electric energy is in all cases the heat pump.

Figure 2 shows the monthly energy balance of the ice storage in the SFH45 simulation. From May to October the ice storage is warmer than the surrounding ground and loses heat to the ground. At the same time the highest solar gains occur, but are almost completely lost to the ground except for some heating of the water occurring in May. At the beginning of the heating period (October until March), the ice storage is quickly cooled below ground temperature (in October and November) resulting in heat gains from the ground during the rest of the period. While latent heat is extracted from November to January, thawing already starts in February and ends somewhere around April. Outside the heating period, only little heat is extracted from the ice storage by the heat pump.

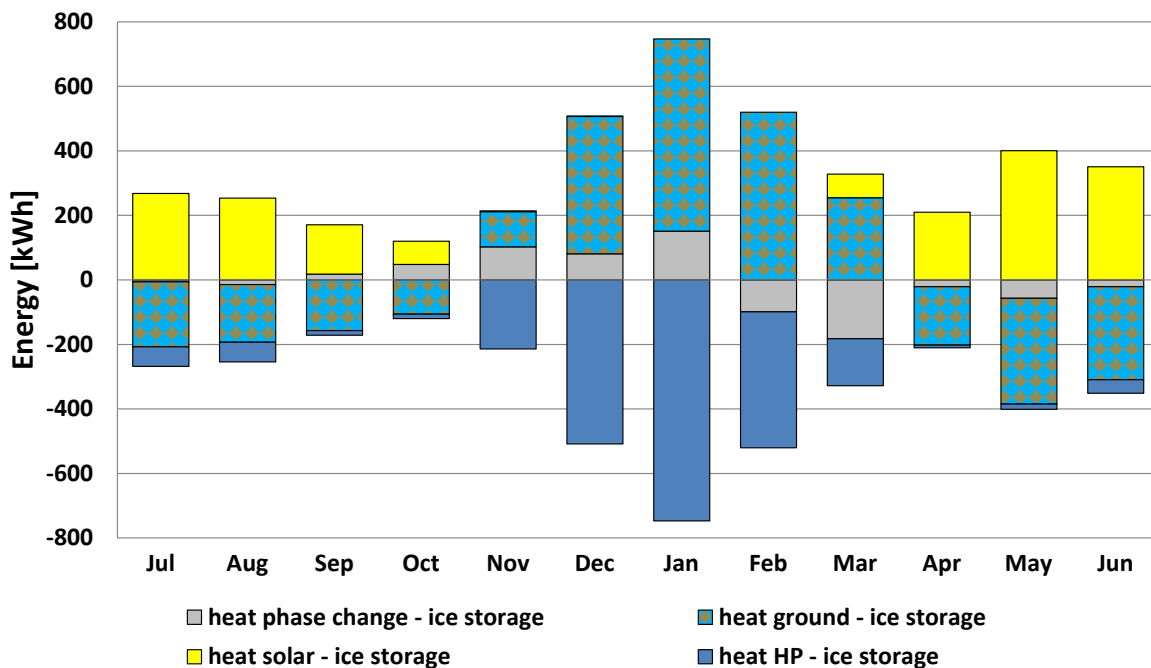


Figure 2: Monthly energy balance of the ice storage of simulation SFH45. Heat exchange is depicted on the ordinate axis, subdivided into the different exchange partners. Positive values indicate heat flow to the ice storage. Phase change gains (losses) describe energy released (lost) through cooling (heating) or freezing (thawing) of water/ice.

overall system performance table

		SFH15	SFH45	SFH100
SPF_{SHP+,pen}		3.50	3.43	3.38
SPF_{SHP+} without penalties		3.51	3.43	3.38
SPF_{HP}		4.17	4.15	3.89
Env. Indicators per useful kWh heat				
GWP ₁₀₀	gCO ₂ / kWh	149	152	154
Primary Energy non renewable	kWh / kWh	0.82	0.84	0.85
Primary Energy renewable	kWh / kWh	0.09	0.09	0.09
Primary Energy total	kWh / kWh	0.91	0.93	0.94
Useful heat				
DHW - domestic hot water	kWh/a	2131	2131	2131
SH - space heat	kWh/a	2926	6961	15852
Total	kWh/a	5075	9092	17983
Used Electricity				
System	kWh/a	1442	2648	5319
Penalty DHW	kWh/a	3.00	3.00	3.00
Penalty Space Heat	kWh/a	0.00	0.00	0.00
Total	kWh/a	1445	2651	5322
Penalty Check				
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.

electric energy table

	SFH15	SFH45	SFH100
Electricity to HP	1262.17	2327.44	4872.10
Electricity to Pump Heat Distrib.	23.28	152.08	187.95
Electricity to Pump DHW	7.51	8.55	12.64
Electricity to Space heat penalty	0.00	0.00	0.00
Electricity to DHW penalty	3.00	3.00	3.00
Electricity to Pump Solar	47.57	45.89	41.21
Electricity to Controller Solar	79.19	72.15	68.89
Electricity to Pump Heat Pump	22.70	41.71	136.61
TOTAL Electricity Input	1445.41	2647.83	5319.39

thermal energy table

	SFH15	SFH45	SFH100
Ground to Primary Storage	-434.00	230.00	687.50
Solar Collectors to Primary Storage	1793.00	1760.05	2205.15
Solar Collectors to HP	2909.00	5611.76	11743.92
TOTAL Thermal Energy Input	4268.00	7602.52	14636.56
HP to Heat Distribution	2926.00	6961.00	15852.00
Secondary Storage to DHW Distribution	2131.00	2131.00	2131.00
TOTAL Thermal Energy Output	5075.00	9092.00	17983.00

Bibliography

1. Peter A, Winteler C, Dott R. Implementation of the IEA SHC & HPP T44/A38 Boundary Conditions in Matlab/Simulink with CARNOT-blockset - A Platform Independence Check for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 – Subtask C. ; 2013.
2. CARNOT Toolbox für Matlab/Simulink Ver. 5.2, August 2012.
3. Das Wärmequellensystem SE 12 - Informationsblatt, isocal HeizKühlsysteme GmbH, Friedrichshafen, Deutschland, 2012.
4. Frank E. Modellierung und Auslegungsoptimierung unabgedeckter Solarkollektoren für die Vorerwärmung offener Fernwärmenetze: Kassel University Press; 2007.
5. Data set for Viessmann Vitocal 300-G BW series , in Planungsunterlagen für Wärmepumpen - Ausgabe 05/2012, Viessmann Deutschland GmbH, Allendorf, Germany, 2012.
6. Datenblatt Viessmann Vitocell 100-V Typ CVW - 06/2009, Viessmann Deutschland GmbH, Allendorf, Germany, 2009.

Cost effective and energy efficient heating systems for Passive Houses with heat pump and solar thermal domestic hot water preparation

Summary written by: Fabian Ochs, November 2013
Original report/paper: Ochs F., Dermentzis G., Siegele D., Feist W., Loose A. Drück H., 2014, **Thermodynamic analysis of ground coupled heat pumps with solar thermal regeneration - monitoring and simulation results**, IEA Heat Pump Conference 2014, Montreal (abstract accepted, paper in preparation)

Goal or motivation of the simulation study

The purpose of the study is to investigate the benefit of solar regeneration of the ground as source for ground coupled heat pumps. As reference an air-sourced heat pump systems is taken. Several ground sourced heat pump systems are investigated: vertical GHX, horizontal GHX, basket type GHX and trench type GHX as well as building integrated GHX. The investigations are performed with the SFH15. For comparison the SFH45 is simulated with a vertical GHX.

Climate, heat load and simulation platform

The simulations have been carried with the reference boundary conditions of the IEA SHC Task 44 / Annex 38 (T44A38) on the platform Matlab/ Simulink Version R 12b Carnot 5.3. A platform intercomparison check has been performed (Ochs F. 2012). In the CARNOT Blockset for Matlab/Simulink two building models are available: A detailed 2*-building model and a simplified 1* lumped capacity building model. Results have been compared using two types of air-to-water heat pumps. All other results have been produced using the 1* lumped capacity model.

From the standard boundary conditions defined for the IEA T44/A38, the following were used for these simulations:

Climate(s)	Building(s)
<input checked="" type="checkbox"/> Strasbourg	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 15
<input type="checkbox"/> Helsinki	<input checked="" type="checkbox"/> SFH 45
<input type="checkbox"/> Athens	<input type="checkbox"/> SFH 100
<input type="checkbox"/> Davos	
<input type="checkbox"/> Montreal	

The heating system is controlled using an on/off controller with the operative temperature as target temperature. The heat pump (air/water or brine/water) is directly connected to the floor heating system (TABS). No storage is used. The mass flow of the heating circuit is constant (i.e. not controlled according to ambient temperature).

Solar domestic hot water preparation with different solar thermal fractions and direct electric backup is investigated (collector area from 10 to 30 m²). In order to match the required tapping temperature of 45°C or 55 °C, respectively, the set point of the storage temperature is set to 60 °C. Hot water preparation is realized using domestic hot water storage.

Type of system studied

Reference: air sourced heat pump and solar domestic hot water preparation (with direct electric backup)

*Sol*SHP^{Air}
sKS

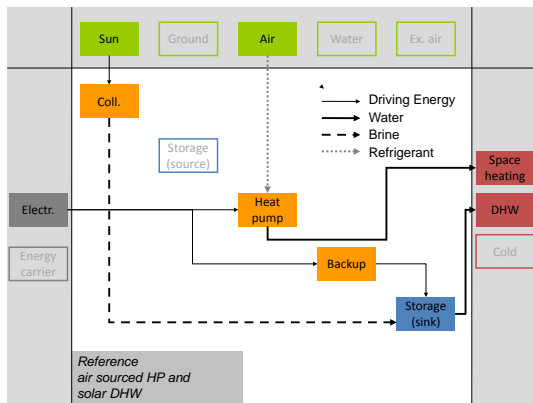
Ground source HP and solar DHW preparation (with direct electric backup)

*Sol*SHP^G
sKS

Ground source HP with solar regeneration and DHW preparation (with dir. el. backup)

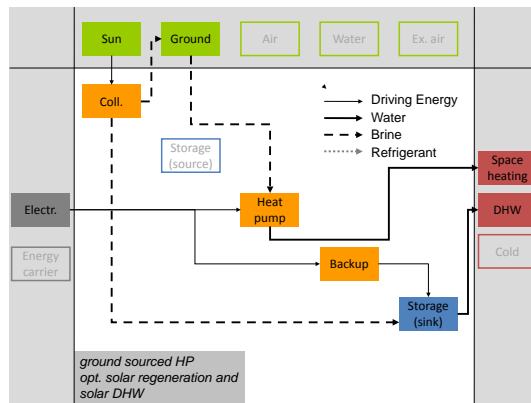
*Sol*SHP^G
sKS

Reference: Air source HP and solar domestic hot water preparation



- solar domestic hot water preparation with direct electric backup
- heat pump directly connected to floor heating system
- control of heat pump with zone temperature

Reference: Ground source HP and solar domestic hot water preparation, optionally with solar regeneration



- solar domestic hot water preparation with direct electric backup
- heat pump directly connected to floor heating system
- control of heat pump with zone temperature
- optionally regeneration of ground with solar collectors

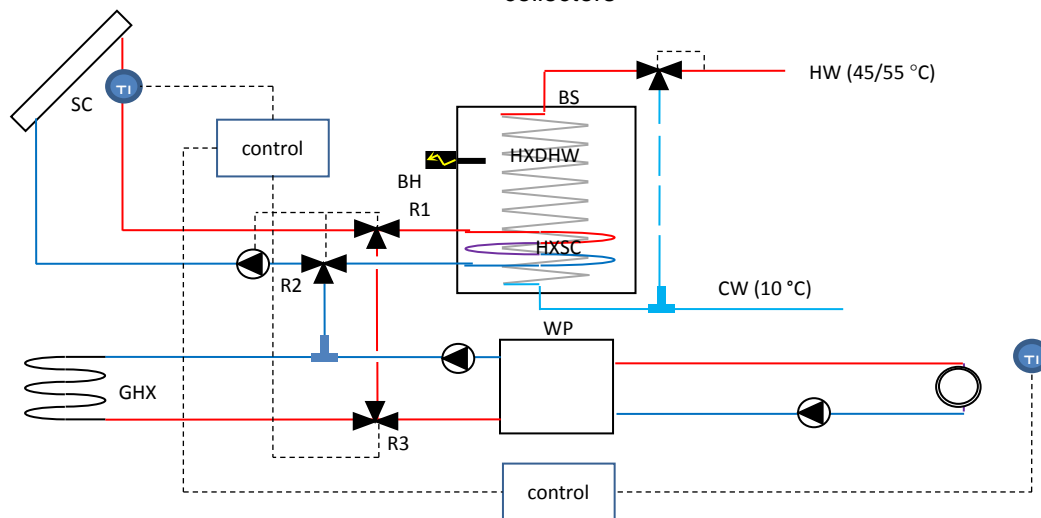


Figure 1: Hydraulic scheme of system with ground sourced HP with solar regeneration and solar domestic hot water preparation

Remarks: Solar Regeneration and DHW preparation are simulated independently. For the solar regeneration it is assumed that the collectors deliver energy to the ground if the flow temperature of the collector is between 20 and 30 °C but only if the 24h floating average of the ambient temperature is smaller than 12 °C. Variants are investigated where the solar regeneration is increased (flow temperature of the collector between 20 and 40°C or 20 and 50°C, respectively).

Ground heat exchanger

Several types of ground heat exchangers are investigated as summarized in Figure 2.

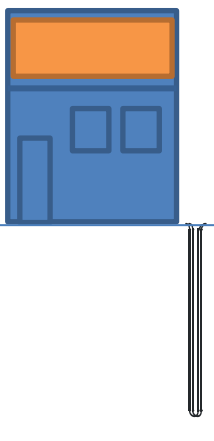
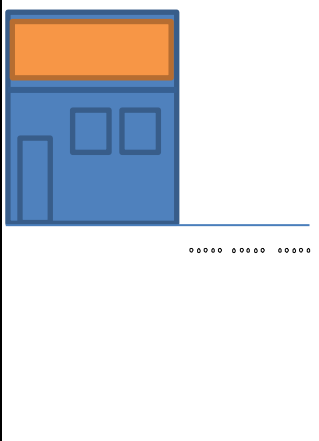
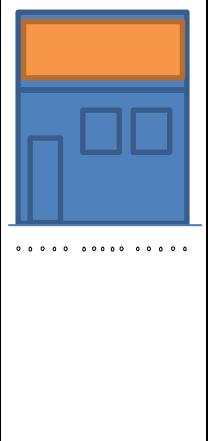
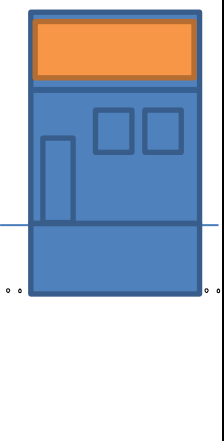
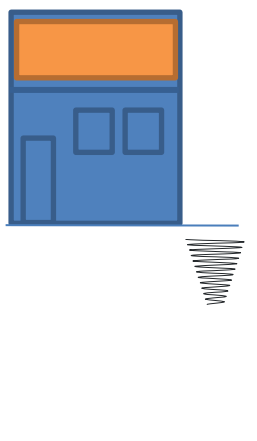
VGHX	HGHX	HGHX int.	GHX int.	energy basket
1 probe (2U) 25 ... 125 m	meander type 10 ... 200 m ² , 1, 2, 4 parallel pipes, depth 1.5 m spacing 0.2 m	integr. into basement, 70 m ² , 2 parallel spacing 0.175 m, 30 cm insulation	building integrated, surrounding, with cellar 2 parallel pipes with 44 m each	1, 2, 4 parallel baskets 200 m, depth 2.5 m
				

Figure 2: types of ground heat exchanger (SFH and GHX, front view)

Methods

Standard components of the CARNOT Blockset have been used for the simulation (if not mentioned otherwise). All standard models are cross-validated against TRNSYS models (see Reß 2010).

The ground heat exchanger models have been developed based on finite difference (HGHX, VGHX) or finite element method (basket, trench) and have been validated against measured data and or cross validated against other simulation models (HGHX: Peper et al. 2011, Ochs et al. 2011, Ochs et al. 2011 (b); VGHX Ochs et al. 2013, basket type Ochs 2012). Remarks: For the VGHX the initialization has significant influence. In case of basket type GHX and HGHX freezing has significant influence.

The air-source heat pump has been simulated with the standard model of CARNOT (Hafner, 2005) and with a model described in (Dermentzis 2012). The parameters have been taken from literature (WP Testzentrum Buchs) and scaled to match the required heating power. Performance maps of the heat pumps are summarized in table 1. The borehole has been simulated with CARNOT EWS (Huber et al. 2005, Bianchi 2006, Ochs et al. 2013) using the following borehole parameters: bore diameter 0.180 m pipe diameter 0.032 m pipe spacing

0.1293 m. The initial temperature for the VGHX is calculated in a pre-processing step applying the equations according to (Huber et al. 2005).

The standard collector model of CARNOT has been used for the simulation of the solar thermal collectors (parameters: $\eta_0 = 0.8$; $a_1 = 3.5$; $a_2 = 0.02$) and the solar water store (with $0.07 \text{ m}^3/\text{m}^2\text{FC}$) has been simulated with the CARNOT model (Hafner, 2005) with the parameters that are based on current practice observed by the authors.

All simulations are performed with an initialisation time of 4 month.

Table 1: COP performance map a) good air sourced heat pump, b) normal air sourced heat pump c) good brine heat pump and d) normal brine heat pump

Air source:		a)	b)	Brine source:		c)	d)
ϑ_{src}	ϑ_{snk}	COP		ϑ_{src}	ϑ_{snk}	COP	
°C	°C	-	-	°C	°C	-	-
-15	35	2.6	2.0	0	35	4.9	4.1
-7	35	3.1	2.6	5	35	5.5	4.6
2	35	3.9	3.3	-5	45	3.1	2.9
7	35	4.7	3.9	0	45	3.6	3.3
10	35	5.0	4.4	5	45	4.1	3.7
7	45	3.6	3.2	0	55	2.8	2.6
-7	55	2.1	1.5	5	55	3.2	2.9
7	55	2.9	2.4				
20	55	3.7	3.0				

Results & Conclusion

Results are calculated using Matlab according to the method described in Deliverable C4.1 of T44A38 that establishes what is included in the electric energy and in the thermal energy for calculating SPF_{SHP+} , $SPF_{SHP+,pen}$ etc..

Solar Domestic hot water preparation

Solar fraction and specific collector yield for the domestic hot water preparation as a function of the collector area are plotted in figure 3. For the further investigation a collector area of 10m^2 is assumed, which delivers reasonable to good solar fraction of 73 % (1-Backup/DHW). Considering the direct electric backup including aux. energies (solar pump and controller) a $SPF_{DHW} = Q_{DHW}/P_{el,DHW} = 3.42$ is obtained.

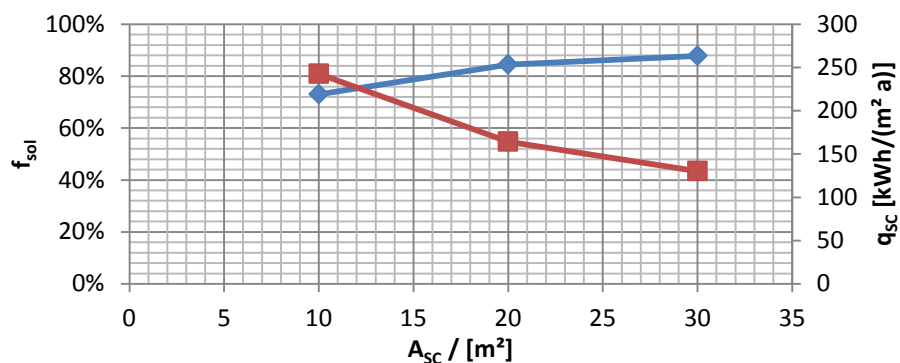


Figure 3: Solar fraction (1-Backup/DHW) and specific collector yield for the domestic hot water preparation as a function of the collector area.

Space Heating

For very efficient buildings such as a Passive House (SFH15) cost effective heating systems can be realized. The investigated system consists of an air or ground sourced heat pump for heating. With a heat pump directly connected to the floor heating system very low flow temperatures can be realized resulting in good performance for all types of sources (air and ground). However, in particular for ground coupled heat pumps a well dimensioned system (heat pump power matched to load of the building and ground heat exchanger size as well as very efficient circulation pump) is required.

Independent of the type of ground heat exchanger, ground sourced heat pumps with tightly dimensioned GHX do perform as good/bad as air sourced heat pumps. Figure 4 shows the total electric consumption for different length of GHX (VGHX and basket type GHX).

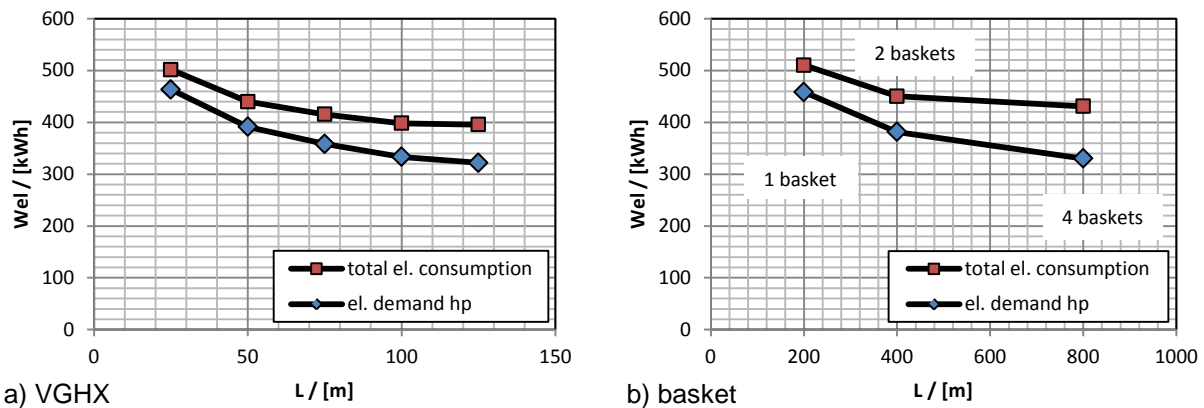


Figure 4: electric consumption with and without brine pump and control as (a) a function of the borehole depth (b) a function of the number of parallel baskets (1: 200 m, 2: 400 m and 4: 800 m)

The monthly electrical energy consumption for domestic hot water and heating inclusive auxiliary energies is shown in figure 5.

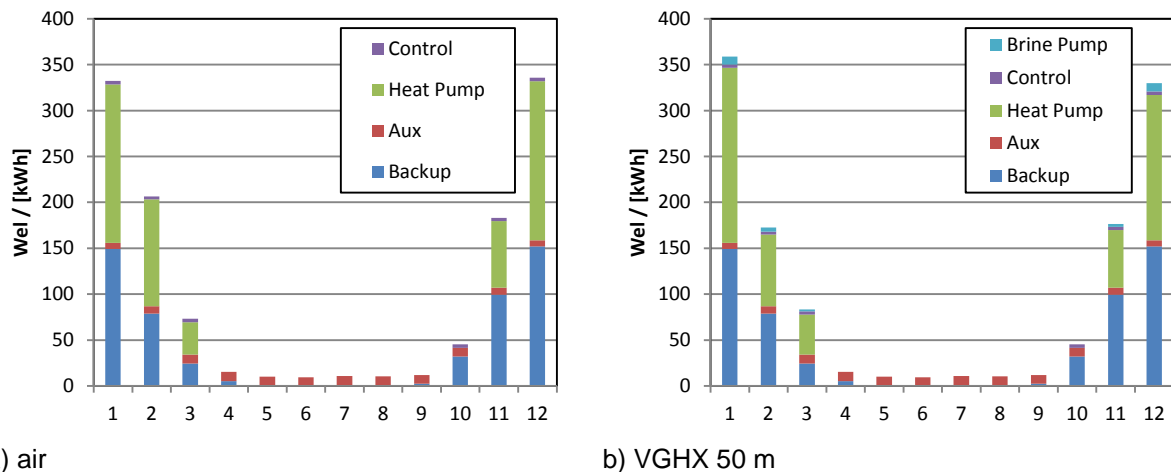
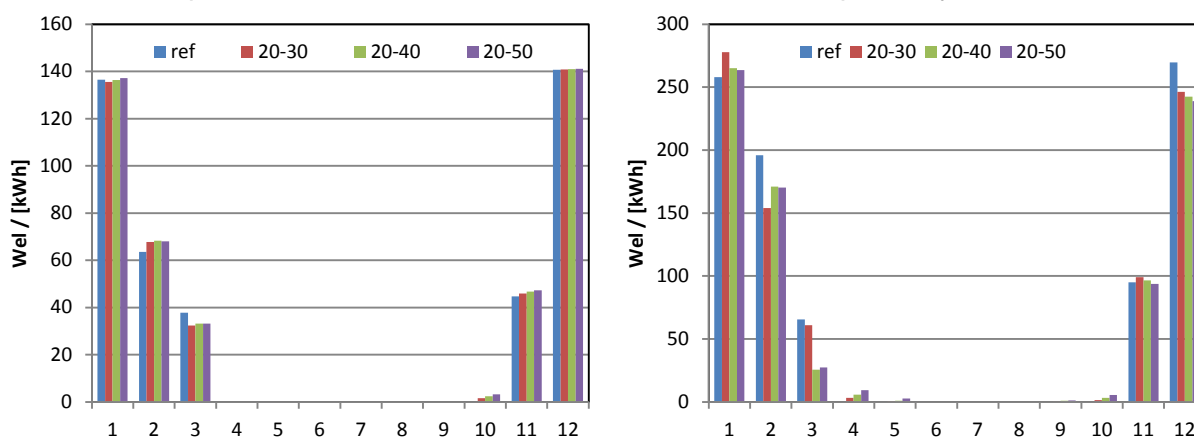


Figure 5: Monthly electrical energy consumption for domestic hot water and heating inclusive auxiliary energies for (a) the air sourced heat pump (b) a ground sourced heat pump (50 m VGHX).

Solar regeneration cannot be recommended generally. Solar regeneration should only be applied in case of compact ground heat exchangers such as basket type GHX or building integrated HGEX. If the heat pump is used for heating only (or used in combination with a

solar thermal system which delivers DHW demand to a significant share in summer), solar regeneration is only beneficial in autumn and winter (i.e. as heat dissipates if injected into the ground no more than 1 month before heating season starts). Minimization of aux. energies (brine/solar pump and control) is of major importance. Even if the heat pump SPF can be slightly improved, the system SPF is not necessarily increasing due to parasitic energies. Figure 6 shows the monthly el. energy consumption with and without solar regeneration for 50 m VGHX and a basket type GHX.

Different regeneration set points are investigated: 20-30: Solar injection if flow temperature of solar collector is between 20 °C and 30 °C (only if heat pump is not in operation and if the floating average of the ambient temperature is below 12 °C, i.e. in winter). 20-40 and 20-50: if the flow temperature is between 20 °C and 40 °C or 50 °C, respectively.



a) VGHX

solar injection:

20-30: 355 kWh, 20-40: 354 kWh, 20-50: 493 kWh

b) basket type GHX

solar injection:

20-30: 437 kWh, 20-40: 639 kWh, 20-50: 837 kWh

Figure 6: Monthly total electricity demand for heating (W_{el}) for the reference case (without solar regeneration) and for three different control set points for (a) 50 m VGHX and (b) basket type GHX

In case of the building integrated HGHX the heating demand increases due to the decreased ground temperature as a result of the operation of the heat pump, see fig. 7.

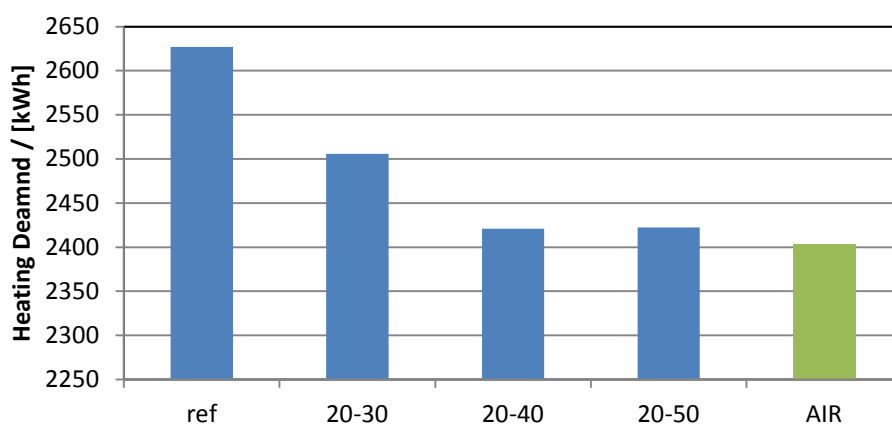


Figure 7: Heating demand in case of the integrated HGHX without solar regeneration (ref) and with regeneration (20-30, 20-40, 20-50) and for the heating demand of the SFH15 with air sourced heat pump.

In figure 8 the relative change of SPF_{HP} and $SPH_{(Heating),pen}$ for different regeneration set points is shown for different types of ground heat exchanger.

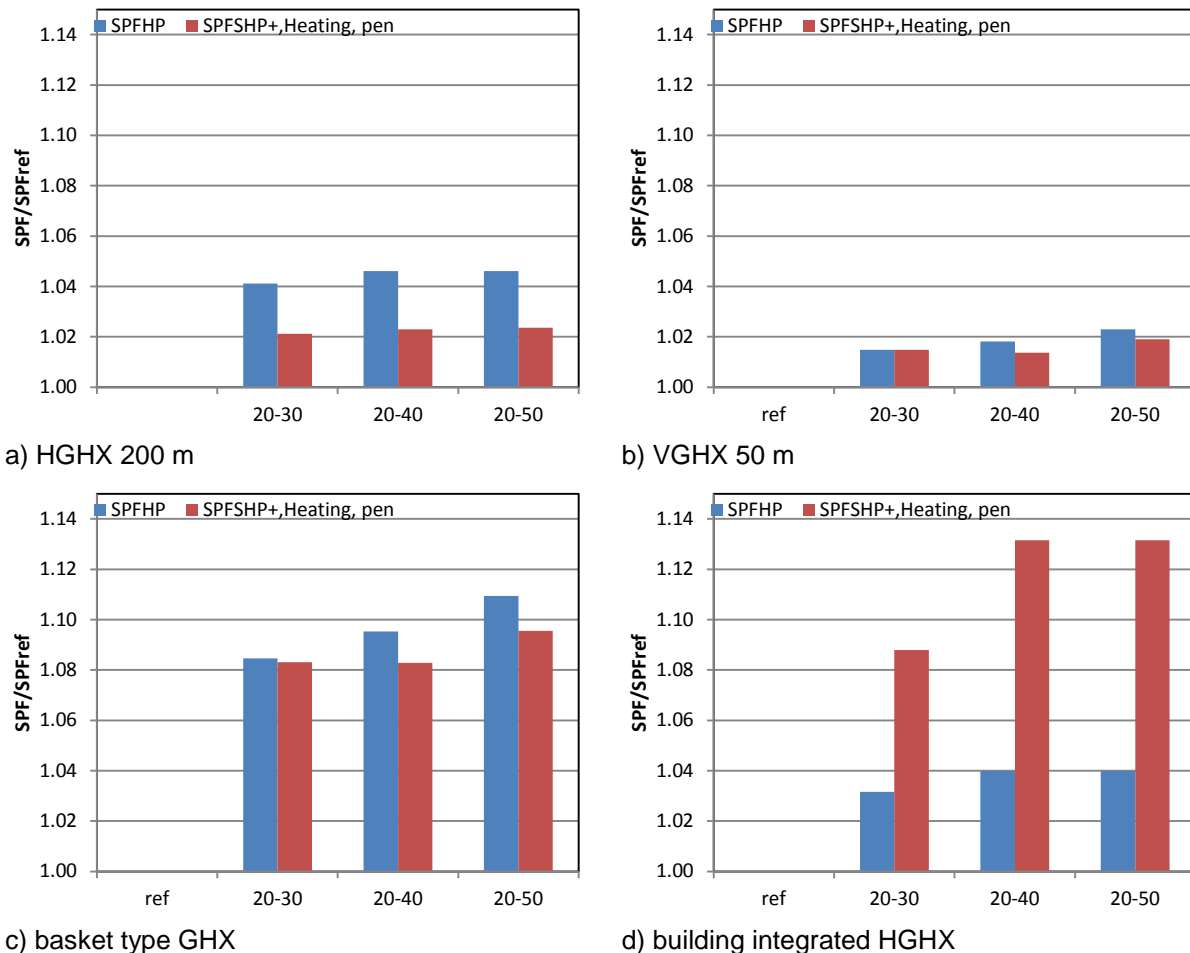


Figure 8: relative change of SPF_{HP} and $SPH_{(Heating),pen}$ for three different control set points of solar regeneration for (a) HGHX, (b) VGHX, (c) basket and (d) building integrated HGHX

Final conclusions:

- 1) The suggested system of a solar domestic hot water preparation with direct electric backup and an air sourced or ground coupled heat pump directly connected to the floor heating system is feasible for the SFH15.
- 2) For very efficient buildings such as the Passive House, very low total electric consumption can be obtained. The suggested system is simple and relatively low cost.
- 3) Several types of GHX have been compared. If the GHX is efficiently i.e. tightly dimensioned the performance of the different GHX types differs only slightly. In this case ground coupled heat pumps do not perform much better than air sourced heat pumps.
- 4) Solar regeneration is not generally recommendable. Minor improvement can be obtained in case of compact GHX (such as basket) and building integrated HGHX. For the latter one the heating demand increases due to the lower ground temperature. This effect can be slightly reduced by solar regeneration. Optimized control strategy and set points are required. Solar injection should be limited to autumn and winter (and early spring). Very efficient circulation pumps (brine and solar) are required.

		2*-building model		1* lumped capacity		SFH15	SFH15	SFH45	SFH45
		air type I	air type II	air type I	air type II	Ref (air I)	Ref (air II)	Ref (air I)	Ref (air II)
SPF_{SHP+,pen}		3.92	3.62	4.02	3.71	3.73	3.73	3.90	3.96
SPF_{SHP+} without penalties		3.93	3.63	4.05	3.73	3.77	3.76	3.91	3.97
SPF_{HP}		4.91	4.10	5.20	4.30	4.53	4.31	4.17	4.28
SPF_{SHP+,Heating, pen}		4.49	3.81	4.77	4.00	4.34	3.99	4.03	4.19

Useful heat									
DHW	kWh/a	2166.7	2166.7	2166.7	2166.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7
space heat	kWh/a	2332.7	2337.6	2472.1	2442.7	2368.7	2483.0	6696.3	6613.7
Total	kWh/a	4499.4	4504.3	4638.8	4609.4	4532.4	4646.7	8860.0	8777.4

Used Electricity									
System	kWh/a	1145.5	1239.8	1144.6	1237.3	1201.0	1237.0	2268.7	2211.0
Penalty DHW	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	kWh/a	0.1	0.0	7.2	3.4	9.7	2.2	0.1	0.1
Total	kWh/a	1148.6	1242.8	1154.9	1243.8	1215.7	1244.3	2273.8	2216.1

Penalty Check									
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

El. to Heat Pump	kWh/a	475.2	570.5	474.0	567.8	520.8	575.6	1605.8	1545.2
El. Backup to DHW	kWh/a	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
El. to Solar Pump	kWh/a	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9
El. to Heat Distr.Pump	kWh/a	22.4	21.5	22.8	21.7	32.4	13.6	15.0	17.9
El. to DHW penalty	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	5.0	5.0	5.0	5.0
El. to Space heat penalty	kWh/a	0.1	0.0	7.2	3.4	9.7	2.2	0.1	0.1
El. to Controllers	kWh/a	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	kWh/a	1148.6	1242.8	1154.9	1243.8	1215.7	1244.3	2273.8	2216.1

Air/Ground to HP	kWh/a	1857.4	1767.1	1990.8	1871.5	1838.2	1905.2	5090.4	5068.4
Solar Coll. to Ground	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Solar Coll. to Sec. Storage	kWh/a	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	kWh/a	4417.1	4297.8	4283.7	4193.4	4264.5	4331.5	7516.7	7494.7

	SFH45		SFH15					
	VGHX 75 m	VGHX 100 m	VGHX 25 m	VGHX 50 m	VGHX 75 m	VGHX 100 m	VGHX 125 m	
SPF_{SHP+,pen}	4.70	4.85	4.12	4.36	4.47	4.57	4.60	
SPF_{SHP+} without penalties	4.73	4.88	4.14	4.40	4.50	4.60	4.63	
SPF_{HP}	5.85	6.21	5.71	6.74	7.20	7.48	7.72	
SPF_{SHP+,Heating, pen}	5.58	5.91	5.44	6.45	6.85	6.75	7.03	

Useful heat								
DHW	kWh/a	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7
space heat	kWh/a	6482.4	6421.7	2378.7	2310.4	2327.5	2441.6	2405.3
Total	kWh/a	8646.1	8585.4	4542.4	4474.1	4491.2	4605.3	4569.0

Used Electricity								
System	kWh/a	1828.4	1760.5	1097.9	1017.7	997.9	1002.1	987.2
Penalty DHW	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	kWh/a	4.6	4.1	0.1	4.6	0.7	1.4	1.5
Total	kWh/a	1838.0	1769.6	1103.0	1027.3	1003.6	1008.5	993.7

Penalty Check								
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

El. to Heat Pump	kWh/a	1107.3	1033.4	416.6	342.1	323.2	326.2	311.4
El. Backup to DHW	kWh/a	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	kWh/a	42.1	50.9	1.8	2.8	3.9	5.1	6.1
El. to Solar Pump	kWh/a	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9
El. to Heat Distr.Pump	kWh/a	31.2	28.3	31.7	24.9	23.0	22.9	21.8
El. to DHW penalty	kWh/a	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
El. to Space heat penalty	kWh/a	4.6	4.1	0.1	4.6	0.7	1.4	1.5
El. to Controllers	kWh/a	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	kWh/a	1838.0	1769.6	1103.0	1027.3	1003.6	1008.5	993.7

Air/Ground to HP	kWh/a	5370.5	5384.2	1962.0	1963.7	2003.6	2114.0	2092.4
Solar Coll. to Ground	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Solar Coll. to Sec. Storage	kWh/a	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	kWh/a	7796.8	7810.5	4388.3	4390.0	4429.9	4540.3	4518.7

	SFH15				
	basket	basket (2p)	basket (4p)	HGHX	HGHX (2p)
$SPF_{SHP+,pen}$	3.77	4.10	4.11	4.16	4.29
SPF_{SHP+} without penalties	3.85	4.14	4.15	4.18	4.33
SPF_{HP}	5.08	6.30	7.01	6.15	7.09
$SPF_{SHP+,Heating, pen}$	4.52	5.23	5.50	5.48	6.07

Useful heat					
DHW	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7
space heat	2348.5	2411.0	2318.4	2403.9	2339.3
Total	4512.2	4574.7	4482.1	4567.6	4503.0

Used Electricity					
System	1172.3	1104.6	1080.7	1092.2	1039.9
Penalty DHW	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	20.3	7.2	4.2	0.1	4.1
Total	1197.5	1116.8	1089.8	1097.3	1049.0

Penalty Check					
not more than 2% respective	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

El. to Heat Pump	458.3	381.6	330.1	390.9	329.4
El. Backup to DHW	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	30.1	47.0	79.0	24.3	39.2
El. to Solar Pump	38.9	38.9	38.9	38.9	38.9
El. to Heat Distr.Pump	36.0	28.2	23.7	29.2	23.5
El. to DHW penalty	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
El. to Space heat penalty	20.3	7.2	4.2	0.1	4.1
El. to Controllers	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	1197.5	1116.8	1089.8	1097.3	1049.0

Air/Ground to HP	1869.9	2022.2	1984.1	2012.9	2005.8
Solar Coll. to Ground					
Solar Coll. to Sec. Storage	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	4296.2	4448.5	4410.4	4439.2	4432.1

SFH15		ref	20-30	20-40	20-50	20-60
		VGHX 50 m	VGHX 50 m	VGHX 50 m	VGHX 50 m	VGHX 50 m
SPF_{SHP+,pen}		4.36	4.35	4.33	4.28	4.27
SPF_{SHP+} without penalties		4.40	4.39	4.38	4.32	4.31
SPF_{HP}		6.74	6.80	6.83	6.85	6.87
SPF_{SHP+,Heating, pen}		6.45	6.20	6.23	6.50	6.52

Useful heat						
DHW	kWh/a	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7
space heat	kWh/a	2310.4	2431.2	2429.8	2327.6	2322.2
Total	kWh/a	4474.1	4594.9	4593.5	4491.3	4485.9

Used Electricity						
System	kWh/a	1017.7	1045.7	1049.7	1039.4	1041.1
Penalty DHW	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	kWh/a	4.6	5.0	5.0	5.0	5.2
Total	kWh/a	1027.3	1055.7	1059.6	1049.4	1051.3

Penalty Check						
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

El. to Heat Pump	kWh/a	342.1	356.8	355.0	339.1	337.3
El. Backup to DHW	kWh/a	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	kWh/a	2.8	2.9	2.9	2.8	2.7
El. to Solar Pump	kWh/a	38.9	51.2	57.1	64.1	67.8
El. to Heat Distr.Pump	kWh/a	24.9	25.8	25.7	24.5	24.3
El. to DHW penalty	kWh/a	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
El. to Space heat penalty	kWh/a	4.6	5.0	5.0	5.0	5.2
El. to Controllers	kWh/a	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	kWh/a	1027.3	1055.7	1059.6	1049.4	1051.3

Air/Ground to HP	kWh/a	1963.7	2069.4	2069.8	1983.5	1979.7
Solar Coll. to Ground	kWh/a	0.0	348.3	521.9	746.2	902.2
Solar Coll. to Sec. Storage	kWh/a	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	kWh/a	4390.0	4844.0	5018.0	5156.0	5308.3

SFH15	ref	20-30	20-40	20-50	ref	20-30	20-40	20-50
	HGX	HGX regen.	HGX regen.	HGX regen.	HGX integrated	HGX integ. regen.	HGX integ. regen.	HGX integ. regen.
SPF_{SHP+,pen}	4.14	4.13	4.12	4.12	4.40	4.36	4.32	4.32
SPF_{SHP+} without penalties	4.16	4.17	4.17	4.17	4.45	4.39	4.35	4.35
SPF_{HP}	6.08	6.33	6.36	6.36	7.26	7.49	7.55	7.56
SPF_{SHP+,Heating, pen}	5.42	5.53	5.54	5.55	5.55	6.04	6.28	6.29

Useful heat									
DHW	kWh/a	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7	2163.7
space heat	kWh/a	2403.9	2411.4	2418.4	2417.0	2626.9	2505.9	2420.9	2422.3
Total	kWh/a	4567.6	4575.1	4582.1	4580.7	4790.6	4669.6	4584.6	4586.0

Used Electricity									
System	kWh/a	1097.3	1096.3	1099.7	1098.9	1076.7	1063.8	1054.1	1054.4
Penalty DHW	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	kWh/a	0.1	7.6	7.6	7.6	6.1	1.3	1.7	1.7
Total	kWh/a	1102.4	1108.9	1112.4	1111.6	1087.8	1070.1	1060.8	1061.1

Penalty Check									
not more than 2% respective		O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.	O.K.

El. to Heat Pump	kWh/a	395.4	379.7	379.1	378.8	361.0	334.4	320.4	320.2
El. Backup to DHW	kWh/a	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	kWh/a	24.6	23.5	23.4	23.4	42.4	38.9	37.2	37.2
El. to Solar Pump	kWh/a	38.9	55.9	60.2	59.6	38.9	58.2	65.2	65.7
El. to Heat Distr.Pump	kWh/a	29.5	28.2	28.1	28.1	25.4	23.3	22.3	22.3
El. to DHW penalty	kWh/a	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
El. to Space heat penalty	kWh/a	0.1	7.6	7.6	7.6	6.1	1.3	1.7	1.7
El. to Controllers	kWh/a	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	kWh/a	1102.4	1108.9	1112.4	1111.6	1087.8	1070.1	1060.8	1061.1

Air/Ground to HP	kWh/a	2008.4	2024.1	2031.7	2030.6	2259.8	2170.2	2098.8	2100.4
Solar Coll. to Ground	kWh/a	0.0	1073.8	1436.4	1431.5	0.0	1108.8	1608.1	1660.5
Solar Coll. to Sec. Storage	kWh/a	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	kWh/a	4434.7	5524.1	5894.5	5888.4	4686.1	5705.3	6133.2	6187.2

SFH15 HP type c		basket w/ ice	ref basket w/o ice	20-30 basket w/o regen.	20-40 basket w/o regen.	20-50 basket w/o regen.
		SPF_{SHP+,pen}		3.66	3.38	3.49
SPF_{SHP+} without penalties		3.67	3.47	3.59	3.56	3.56
SPF_{HP}		4.37	3.86	4.19	4.23	4.28
SPF_{SHP+,Heating, pen}		3.88	3.47	3.76	3.76	3.81

Useful heat						
DHW	kWh/a	2166.7	2166.7	2166.7	2166.7	2166.7
space heat	kWh/a	2416.9	2405.6	2452.1	2327.1	2328.9
Total	kWh/a	4583.6	4572.3	4618.8	4493.8	4495.6

Used Electricity						
System	kWh/a	1248.3	1318.4	1288.2	1262.1	1262.8
Penalty DHW	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
Penalty Space Heat	kWh/a	2.5	32.3	31.9	11.7	10.5
Total	kWh/a	1253.8	1353.8	1323.1	1276.8	1276.3

Penalty Check						
not more than 2% respective		OK	OK	OK	OK	OK

El. to Heat Pump	kWh/a	552.1	614.7	578.0	547.5	541.2
El. Backup to DHW	kWh/a	543.3	543.3	543.3	543.3	543.3
El. Brine Pump	kWh/a	24.2	27.9	25.9	24.6	24.4
El. to Solar Pump	kWh/a	38.9	38.9	49.4	56.3	63.8
El. to Heat Distr.Pump	kWh/a	24.2	27.9	25.9	24.6	24.4
El. to DHW penalty	kWh/a	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
El. to Space heat penalty	kWh/a	2.5	32.3	31.9	11.7	10.5
El. to Controllers	kWh/a	65.7	65.7	65.7	65.7	65.7
El. to Pump Hot Side	kWh/a	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TOTAL Electricity Input	kWh/a	1253.8	1353.8	1323.1	1276.8	1276.3

Air/Ground to HP	kWh/a	1862.3	1758.5	1842.3	1767.9	1777.1
Solar Coll. to Ground	kWh/a	0.0	0.0	438.1	635.0	783.8
Solar Coll. to Sec. Storage	kWh/a	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3	2426.3
TOTAL Thermal Energy Input	kWh/a	4288.6	4184.8	4706.7	4829.1	4987.2

Literature

- Bianchi M. A., 2006. Adaptive modellbasierte prädiktive Regelung einer Kleinwärme-pumenanlage Diss. ETH No. 16892.
- Dermentzis G., Ochs F., Feist W., Calculation of primary energy and seasonal performance factor of heat pump in a Passive House, PHI, internal document, Dec. 2012
- Hafner B., CARNOT TOOLBOX for Matlab/Simulink, Solar Institut Jülich. 2005
- Ralf Dott, Thomas Afjei, Andreas Genkinger, Antoine Dalibard, Dani Carbonell, Ricard Consul, Andreas Heinz, Michel Haller, Andreas Witzig, Jorge Facão, Fabian Ochs, Peter Pärtsch, 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, 2013
- Haller M. Y., Bertram E., Dott R., Afjei T., Ochs F., Hadorn J.-C., Review of component models for the simulation of combined solar and heat pump heating systems, 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (SHC 2012), Elsevier, 2012.
- Michel Y. Haller, E. Bertram, R. Dott, T. Afjei, F. Ochs, C. Sunliang, K. Siren, and J.-C. Hadorn, Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 Part A: Summary A technical report of subtask C, Report C2 Part A, 2013
- Ochs F., Peper S., Schnieders J., Pfluger R., Bianchi Janetti M., Feist W., Monitoring and Simulation of a Passive House with innovative Solar Heat Pump System, ISES Solar World Congress, Kassel, 2011.
- Ochs, F. Feist W., Monitoring und Modellierung eines Erdreich-Wärmeübertragers für ein Solar-Wärmepumpensystem im Passivhaus Anwenderforum 11. Internationales Anwenderforum Oberflächennahe Geothermie, Regensburg, 2011.
- Ochs F., Peper S., Schnieders J., Pfluger R., Feist W., Neues Solar-Wärmepumpen-Konzept für die Wärmeversorgung von Passivhäusern - Beurteilung der Effizienz durch Monitoring und Simulation OTTI, 21. SYMPOSIUM THERMISCHE SOLARENERGIE, Bad Staffelstein, 2011.
- Ochs F., Feist W., Experimental Results and Simulation of Ground Heat Exchangers for a Solar and Heat Pump System for a Passive House, Proceedings of Innostock 2012, The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Spain, 2012.
- Ochs F., Feist W., FE Erdreich-Wärmeübertrager Model für Dynamische Gebäude-und Anlagensimulation mit Matlab/Simulink, Bausim, Berlin, 2012.
- Ochs F., Dermentzis G., Feist W., Investigation of New Concepts of Ground Heat Exchangers and Building Integrated Heat Exchangers for Passive Houses by Means of Dynamic Building and System Simulation, 13th International Conference of the International Building Performance Simulation Association, BS 2013, Chambery 2013.
- Ochs F., Carbonell D., Haller M., Models of Sub-Components and Validation for the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38, Part D: Ground Heat Exchangers, A technical report of subtask C, Report C2 Part D, 2013
- Peper S., Ochs F., Monitoring: Passivhaus mit saisonalem Solarspeicher im Erdreich unter der Bodenplatte, 15. IPHC, Innsbruck, 2011.
- Reß Christine, Vergleich zweier Simulationsprogramme zur Anlagensimulation solarthermischer Großanlagen mit saisonaler Wärmespeicherung, Diplomarbeit, ITW, Uni Stuttgart, 2010.

9.3.2 Report C3, Annex H des Task 44

Siehe nachfolgende Seiten.



Annex H to Report C3 of the IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38

Summary reports for simulations with differing boundary conditions

Date: 9 December 2013 – Final Draft

Impact of Condensation on Uncovered Collectors

Summary written by: Erik Bertram, March 2013
 Original report/paper: Bertram, E., Stegmann, M., Scheuren, J. & Rockendorf, G., 2010. CONDENSATION HEAT GAINS ON UNGLAZED SOLAR COLLECTORS IN HEAT PUMP SYSTEMS. In: Proceedings of EuroSun 2010 International Conference on Solar Heating, Cooling and Buildings, Graz, Austria.

Goal or motivation of the simulation study

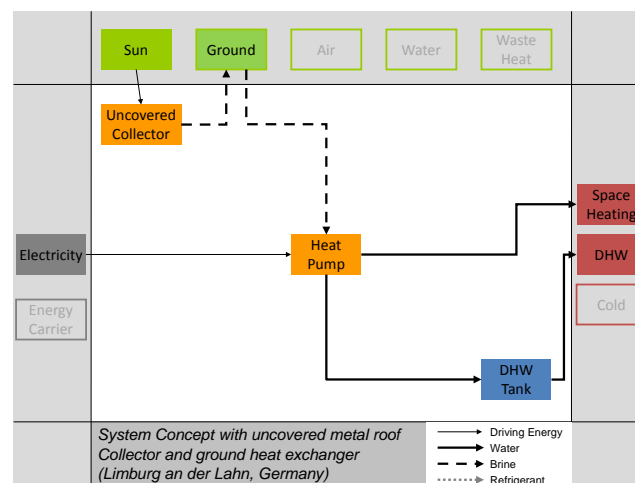
A collector model for unglazed/uncovered collectors including condensation is simulated with long-term system measurement data. Subsequently, the impact of condensation on the seasonal performance is assessed in system simulations.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	Single family house Dynamic building simulation with file "SFH 60" of IEA SHC Program Task 26
climate	Kassel, Germany (Test Reference Data TRY) Annual solar irradiation on the horizontal: 883 kWh/m ² Annual average of the ambient temperature: 8.6 °C
DHW	2530 kWh/a
Space heat	8421 kWh/a

Type of system studied

The simulated and measured system is written in letter code as ${}_{G,HP}^{Sol}SHP_{SH,skS}^{G,S}$.



Methods

The system simulations have been performed with TRNSYS 16. The uncovered collector model for steady state performance according to EN 12975-2 is used and extended by condensation effect. Further information on collector model validation from laboratory and

field measurements can be found in (Eisenmann et al. 2006), (Bertram et al. 2008), (Stegmann et al. 2011).

The impact of condensation is assessed in two different ways. First, the measured meteorological data and collector inlet conditions are used as input for the collector model. This allows assessing the condensation effect in the course of the year under real operation conditions. Second, a dynamic system simulation is conducted independently from the measurement. These simulations are conducted twice: One simulation including condensation and one without condensation in the model. In addition to that, the ground heat exchanger length is varied to include the aspect of different collector operation temperature levels.

The seasonal performance factor is calculated related to the condenser heat. The used SPF is the SPF_{HP} .

Results

Measurements and simulations demonstrate that the examined system is barely influenced by condensation heat gains. The improvement of the seasonal performance factor is 0.015. Simulations with measured system data reveal a low condensation fraction of the collector yield of 3.7%. Figure 1 shows the simulation results with and without condensation. These improvements suggest for other systems, that the shift in the operation temperature through the additional condensation heat gain is small. Correspondingly, if condensation is respected, simulation results will not change substantially if compared to the characterization without condensation.

However, the results are obtained for central European climate and system with serial connection of ground heat exchanger and uncovered collector. It has been shown that condensation significantly affects the absolute collector yield in the winter with a fraction of 13% and even more strongly on particular days with up to 30%. Consequently, the impact of condensation should not be categorically neglected. More impact of condensation might be expected especially for systems in warmer and more humid climates and/or in systems with the collector as only heat source.

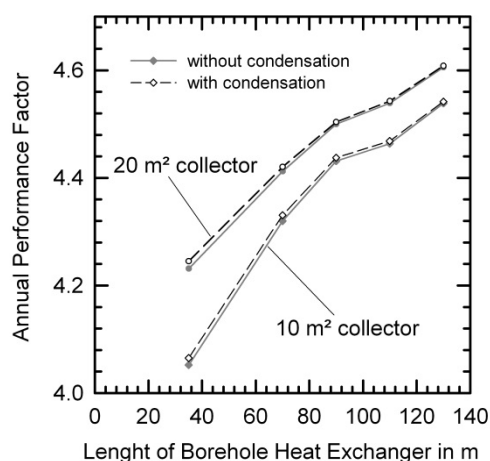


Fig. 1: Simulation results for the SPF_{HP} in a heat pump system with unglazed solar collector with and without respect to condensation effects.

Performance analysis of a solar heating system coupled to a heat pump for building renovation purposes

Summary written by: Jacques Bony, January 2013
 Original report/paper: S. Citherlet, J. Bony, B. Nguyen : Analyse des performances du couplage d'une pompe à chaleur avec une installation solaire thermique pour la rénovation, final report SFOE, 2008

Goal or motivation of the simulation study

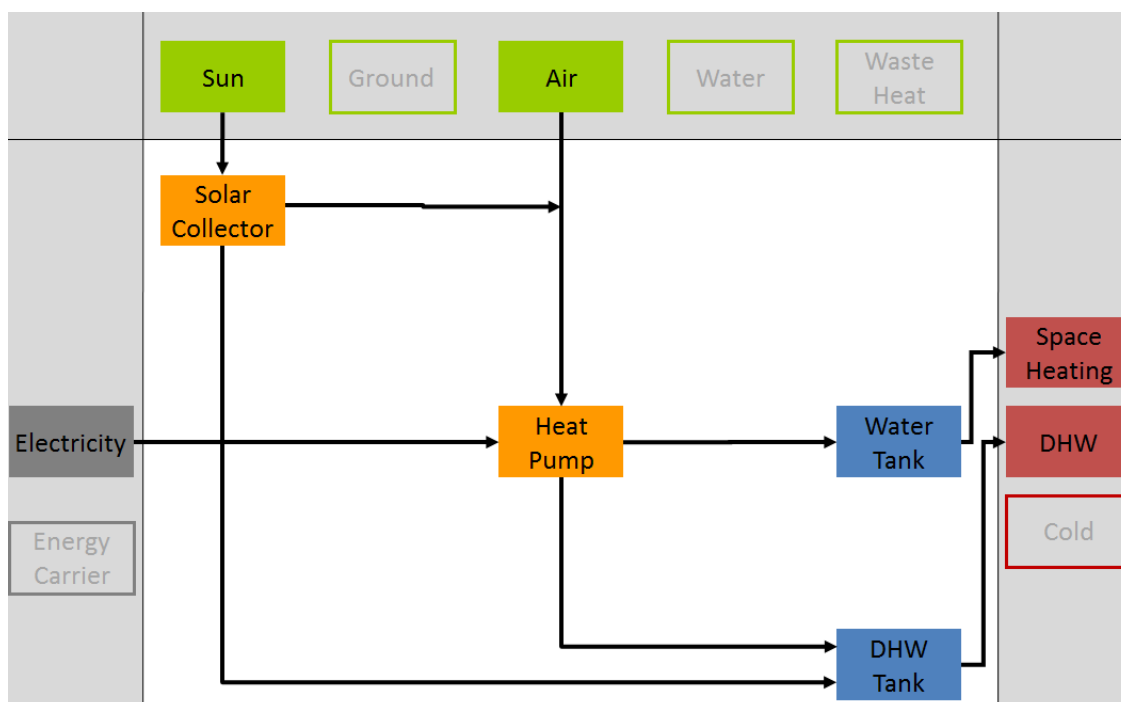
The aim of this study was to analyse the energy and economic performances of different types of facilities coupling a ground/water heat pump to an air-heater equipped with solar thermal collectors.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	A: single family house 140 m ² retrofit B: office building 911 m ² retrofit
climate	Lugano, Bern, and Château d'Oex (Switzerland)
DHW	A: 3212 kWh/a B: 5730 kWh/a
space heat	A: 10'900 to 18'900 kWh/a depending on climate B: 87'700 to 162'300 kWh/a depending on climate Design flow / return temperatures (radiator): 55 °C / 45 °C

Exemple of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol \\ skS \end{matrix} SHP \begin{matrix} Air, Sol \\ skS \end{matrix}$



Methods

This study was performed only by dynamic simulation using TRNSYS. Six different types of installations have been considered, which either use the solar energy on the evaporator side or a coupling with a conventional system using a DHW storage tank. Different kinds of storage were used. Icing of the air-heater as well as the defrost cycles have not been studied. The control and energy storage were optimized in order to reduce the triggering time of the air-heater. The solar collector area was between 10 and 50 m².

Results

Different kinds of comparison were performed: solar collector type, hydraulic schema and economical aspect.

From the energetic point of view, the comparison was made for the three main types of collectors: unglazed, glazed and vacuum tube. The results obtained for these different type of collectors in different configurations (three climates and two buildings) are very close. The evacuated tube collector is slightly less efficient than flat-plate collectors (glazed or unglazed). Figure 1 shows the performance according to the solar collector area. The seasonal performance factor (SPF) of the system could be improved by 15% to 36% depending on climate and collector area.

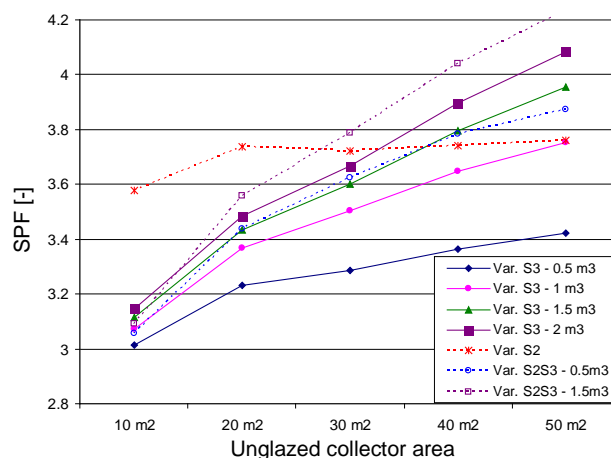


Figure 1: Overall evolution of the SPF based on the collector area for different cases (climate: Bern)

The economic aspects take into account the installation and operation costs (consumption and maintenance) of the heat pump and solar collectors. Even if unglazed flat plate collectors are slightly less efficient than the two other type (glazed ones and vacuum tubes), their lower costs lead to a more interesting global annual.

Depending on climate, schema and collector area, the kWh "useful energy" cost (heating demand + DHW demand) is between 0.121 and 0.283 CHF (1 CHF = 0.82 €). A system using unglazed collectors is 10 to 26% cheaper than a system using glazed collectors, depending on collector area.

Solar Combi+ configuration for commercialization

Summary written by: Matteo D'Antoni, 03.10.2012
Original report/paper: D'Antoni M., Bettoni D., Fedrizzi R., Sparber W., **2011**. *Parametric analysis of a novel Solar Combi+ configuration for commercialization*. In Proc.: 4th International Air-Conditioning, Larnaka, Cyprus.

Goal or motivation of the study

The goal was the development of a standardized Solar Combi+ system for covering DHW, heating and cooling loads of typical residential buildings. Compared to a traditional Solar Combi+ system, the proposed solution allows to choose a very large collector field, achieving a great coverage of winter loads, without stagnation problems during summer season. The combination of a large solar collector field and an electrical heat pump can greatly increase the Seasonal Performance Factor of the heat pump itself, thanks to the higher range of temperatures available at the heat pump's evaporator. During the summer season, a sorption chiller uses the solar energy not needed for DHW production. The electrical reversible heat pump aids to cover cooling loads when the conditions for the activation of the adsorption machine are not met.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	single family house (2-story)
climate	Bolzano, Italy
DHW	2'538 kWh/a
space heat	8'010 kWh/a (44.5 kWh/m ² a, 180 m ² heated floor area) design flow / return temperatures of the heating system: 35 °C / 30 °C
space cool	3'870 kWh/a (21.5 kWh/m ² a, 180 m ² colled floor area) design flow / return temperatures of the cooling system: 15 °C / 18 °C

Type of system studied

letter code: ${}_{skS,SH}^{srS}SHP_{skS,SH}^{Air}$

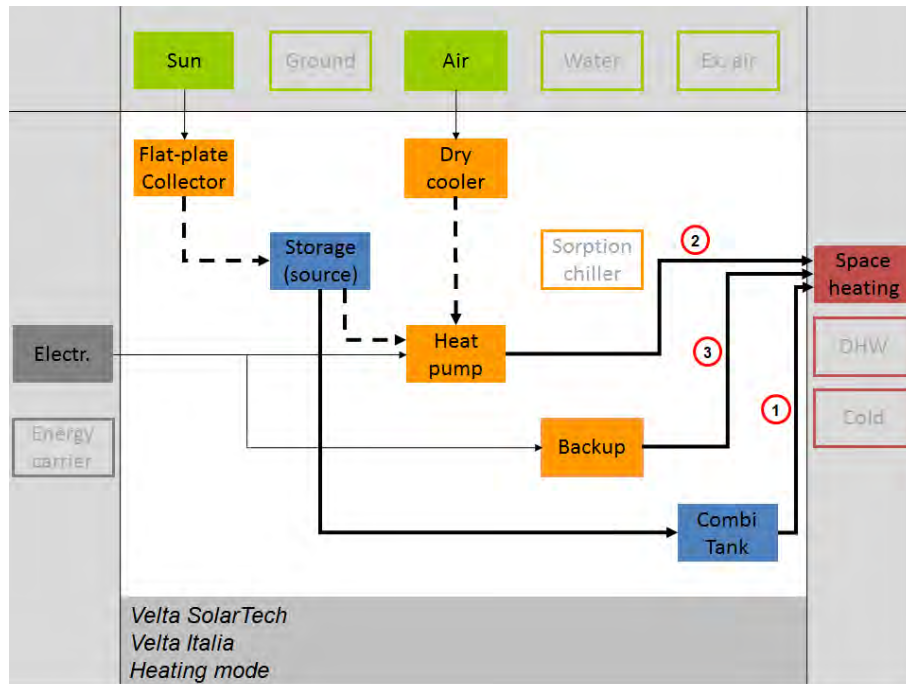


Figure 1: system energy flow chart (heating mode).

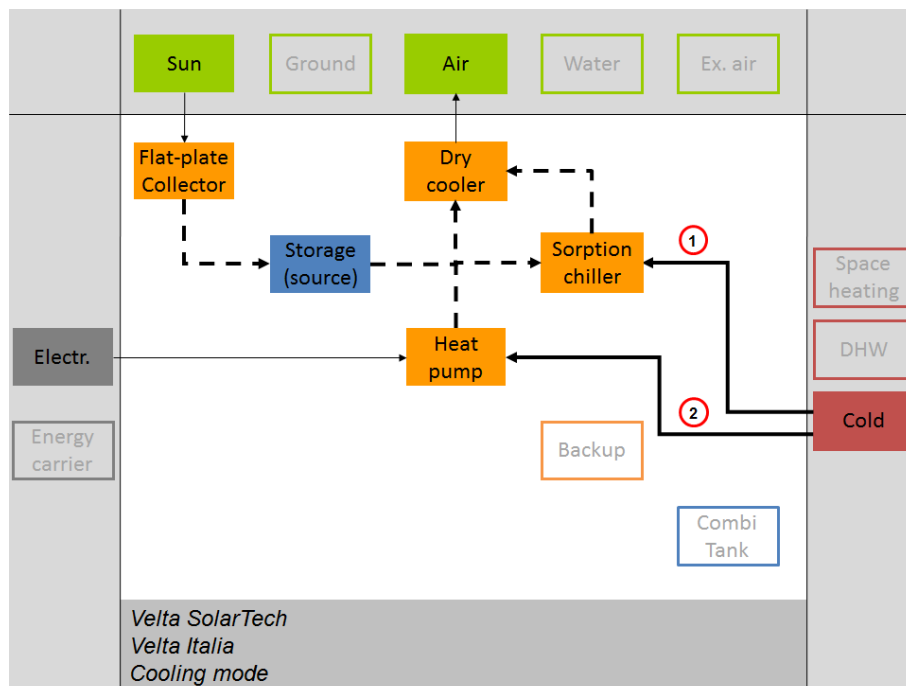


Figure 2: system energy flow chart (cooling mode).

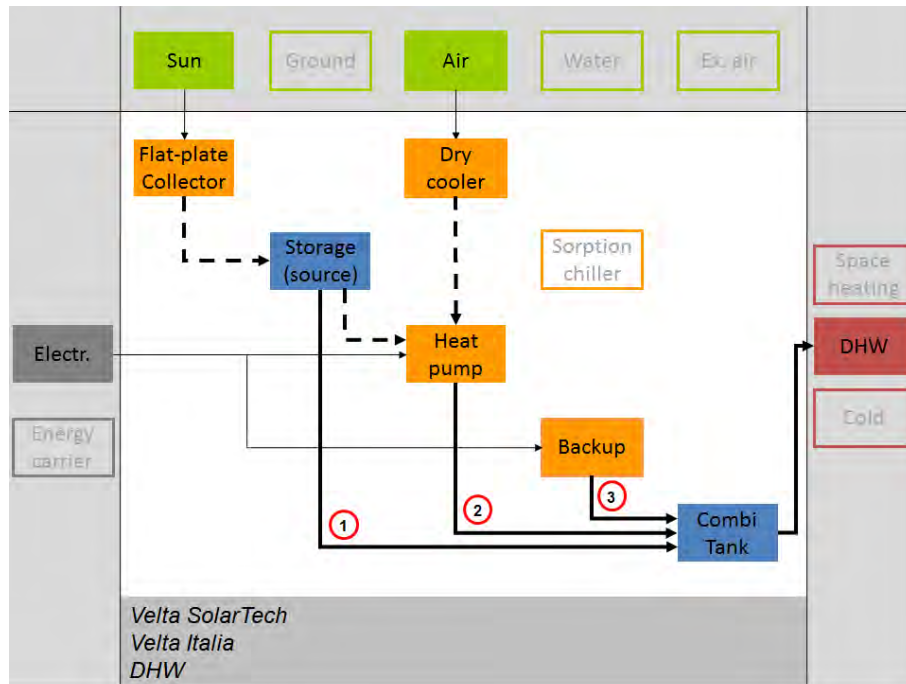


Figure 3: system energy flow chart (DHW mode).

Methods

The system has been simulated with TRNSYS v.17. System components have been modeled through standard (solar collectors, pumps, building loads), non-standard (water storage, compression heat pump, adsorption chiller) and internally developed (heat exchanger, dry cooler, valves) Types. All components have been validated through monitoring data and laboratory tests.

Results

A first parametric analysis has been conducted varying collector's field area from 24 to 32 m² and the system's performance has been evaluated through yearly performance figures such as Solar Fraction (SF), Air Fraction (AF), Gross Solar Yield (GSY) and Seasonal Performance Factor (SPF). The definition of the total system SPF has been computed by dividing space heating, space cooling and domestic hot water demands by the total electrical consumption of pumps, components and auxiliaries. For the purposes of this work and because the Combi Tank (CT) is used for hot water preparation and space heating purposes, the thermal losses through the storage CT haven't been computed for calculating the SPF. Therefore the definition of system SPF is the following:

$$SPF = \frac{\int (\dot{Q}_{SH} + \dot{Q}_{DHW} + \dot{Q}_C - \dot{Q}_{loss,CT}) \cdot dt}{\int (\sum P_{el}) \cdot dt}$$

where:

$$\sum P_{el} = P_{el,SC,C} + P_{el,HX} + P_{el,HP} + P_{el,HP,C} + P_{el,HP,H} + P_{el,BU} + P_{el,BU,H} + P_{el,C} + P_{el,SH} + P_{el,DHW} + P_{el,CU}$$

Table 1: System's performance figures under different solar field area.

Collector field [m ²]	SF [-]	AF [-]	GSY [kWh/m ²]	SPF [-]
24	57%	31%	448	4.4
28	61%	29%	417	4.5
32	64%	27%	387	4.8

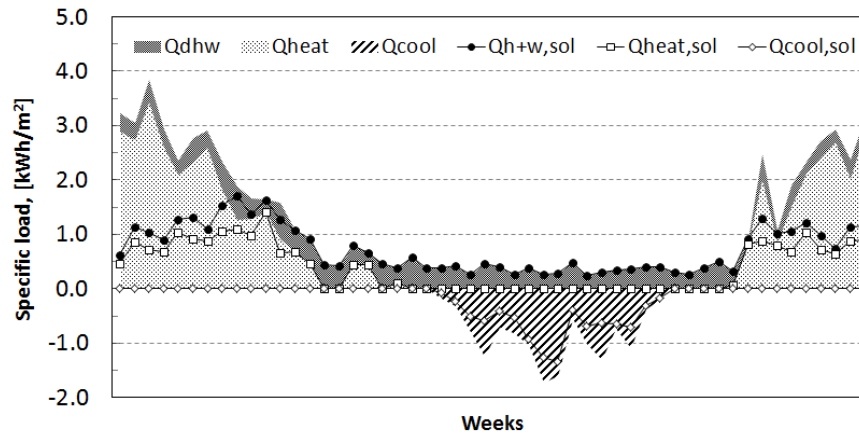


Figure 4: Weekly solar energy contribution to fulfil building's load of DHW, heating and cooling (D'Antoni M. et al., 2011).

The system has been monitored since July 2011.

Combining heat pumps with solar energy for domestic hot water production – ecological & economical evaluation

Summary written by: Ralf Dott, April 5th 2013
 Original paper: Dott, R., Genkinger, A., Moret, F. & Afjei, T., 2011. Combining heat pumps with solar energy for domestic hot water production. In: 10th IEA Heat Pump Conference 2011, Tokyo, JP.

Goal or motivation of the simulation study

In the two cantons Basel-Stadt and Basel-Land in Northwestern Switzerland the cantonal by-law on the rational use of energy states that “The domestic hot water in new housing, schools, restaurants, hospitals, sports facilities, swimming pools and other large domestic hot water consumers must be heated by at least 50% renewable energy such as solar energy (solar panels), geothermal energy, wood energy or district heating or otherwise unusable waste heat.” A project examined the use of air/water heat pumps combined with solar energy as well as further systems fulfilling these legal requirements. This paper shows the concluding results concerning ecological and financial aspects.

Characteristics of the annual heat load to be met

type of building	new SFH, 196 m ²
climate	Basel-Binningen, CH , 316 MAMSL annual solar irradiation on the horizontal 1116 kWh/m ² /a annual average of the ambient temperature 10.5 °C
DHW	2'722 kWh/a
space heat	8'439 kWh/a, for system design purposes only, not evaluated

Type of systems studied

The starting point for the study were air/water heat pumps (A/W-HP) which are, amongst other reasons because of their lower seasonal performance, only allowed in combination with solar thermal (ST) or photovoltaic systems (PV). Furthermore, a brine/water heat pump (B/W-HP) and a wood pellet furnace, that are allowed without solar energy system, and an oil and a gas furnace, that need to be coupled with solar thermal collectors, are considered.

Methods

The energetic and ecological evaluation for the heat generation systems is based on simulations with the software Polysun version 5.4. As far as possible, ready to use system combinations and product data implemented in the simulation environment were used; and where necessary, completed with more detailed product data. The focus is on market available systems. The design of the heat generators is in such a way that the solar systems just fulfil the legal 50% DHW requirements and the other heat generators are dimensioned to supply the full domestic hot water as well as the space heating demand.

The ecological evaluation is done based on the ecological impact calculated as ecological scarcity (Frischknecht et al. 2009) as well as by global warming potential expressed as CO₂-emission equivalents per year. The method of ecological scarcity is applied to the situation and the objectives in Switzerland. The economical evaluation is based on guideline offers for

the Basel region and average Swiss energy prices. Detailed information about the assumed parameters is documented in the above mentioned paper.

The environmental impact is separated basically into the categories “infrastructure” and “operation”. “Infrastructure” means all parts of the equipment for domestic hot water generation on-site. These are for example the solar heat system, the heat pump, the furnace with chimney, the hot water storage and the tap water installation with insulation. The generators are dimensioned to supply the full domestic hot water as well as the space heating demand. In all variants about 25% of the generated heat is consumed for domestic hot water. Accordingly, only 25% of the ecological impact of the infrastructure, which is used for domestic hot water and space heating, is considered. Infrastructure only for domestic hot water is considered entirely.

Results

This study shows for the assumption of a 50% renewable coverage of the domestic hot water generation, that there is no decisive difference between heat pump systems combined with solar heat or combined with photovoltaic systems considering as well as for ecological aspects as for economic aspects. Therein the solar heat storage is realised and financed in the building, whereas the solar electricity storage is assumed to be covered by the grid and to be included in the solar generated electricity tariff. But on the other hand bigger PV systems are considerably cheaper than small systems in the range of 1 kW_{peak} like applied here. Solar heat systems with vacuum tubes have a slight advantage compared to flat plate systems because of a smaller required collector area. Important for the ecological evaluation of solar generated electricity is to consume it and not to sell it to get a cost covering feed in tariff.

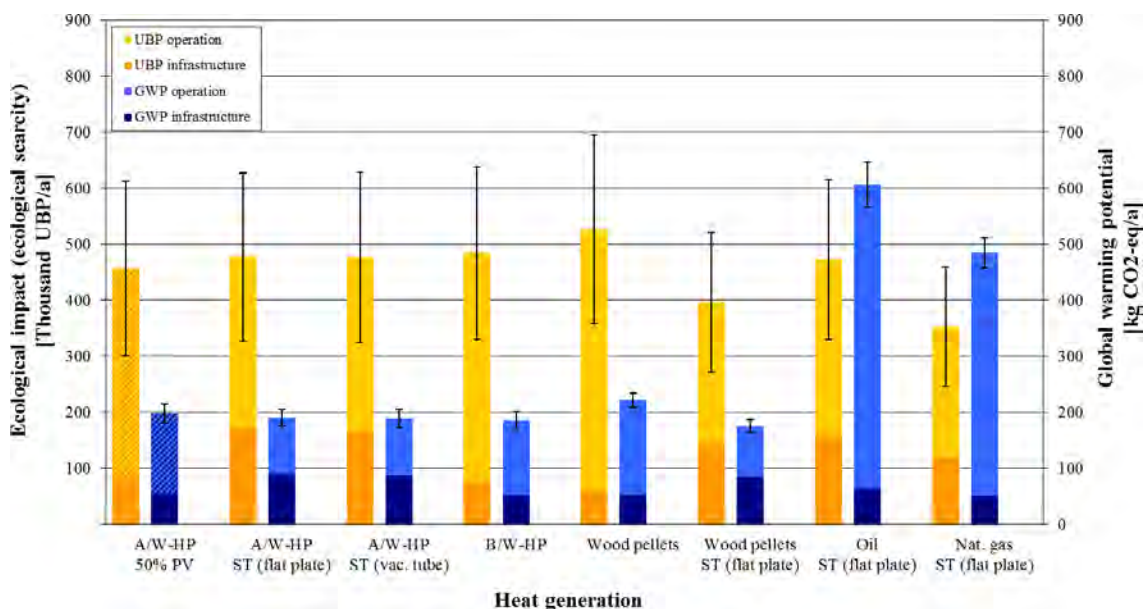


Figure 1: Annual ecological impact of all compared systems

Analysis of direct expansion solar assisted heat pumps for DHW

Summary written by: Jorge Facão, December 2012, corrections September 2013
Original report/paper: Jorge Facão and Maria João Carvalho, 2013, New test methodologies to analyse direct expansion solar assisted heat pumps for DHW, to be submitted to Solar Energy

Goal or motivation of the simulation study

The goal was the development of a new numerical analysis of a direct expansion solar assisted heat pump for domestic hot water.

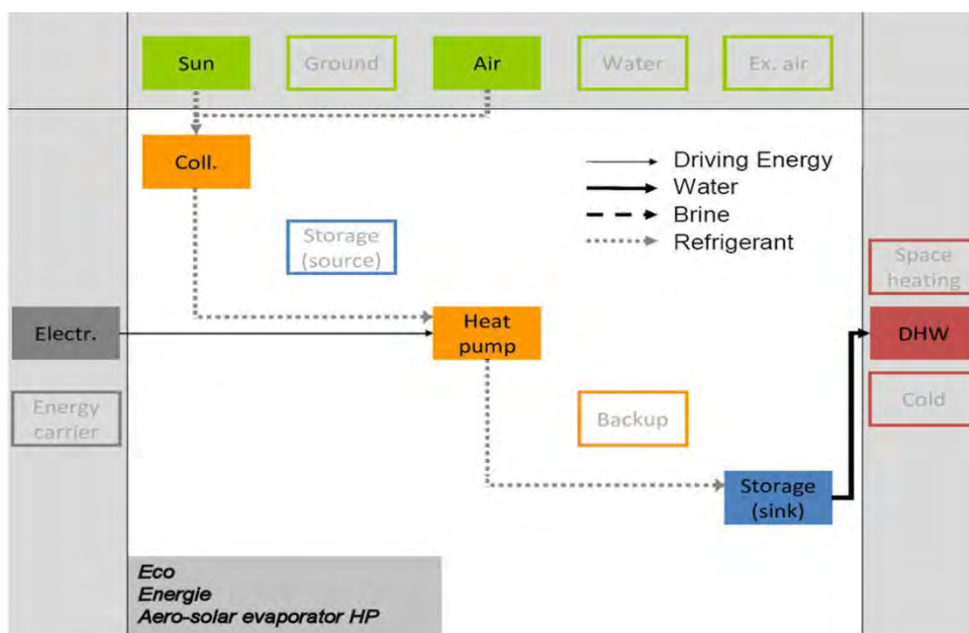
Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	Single family house
climate	Lisbon, Portugal
	annual solar irradiation on the horizontal: 206 MJ/m ²
	annual average of the ambient temperature: 16.8 °C
DHW	4254 kWh/year

Type of system studied

letter code:

Sol, Air^S
HP SHP_{skS}



Methods

The long term performance prediction with a Trnsys model validated with specific experimental conditions was developed. The tapping cycle used L was in agreement with new standards EN16147:2011 or EN15316-3-1:2007. The model is based on Morrison's work. Since there is no Type for the system, a new type was implemented in FORTRAN to work in TRNSYS after compiled and linked. The heat pump evaporator was simulated as an uncovered solar collector but with an influence of condensation when its temperature is below the dew point temperature. The work power absorbed by the compressor and the useful heat liberated in the condenser heat pump is a function of evaporator and condenser temperature, and available from compressor manufacturer data. The heat in condenser inside the storage tank is also a function of the global heat transfer coefficient and the temperature differential between the refrigerant temperature and water temperature in the storage tank. Since the system does not work for exterior air temperature below - 5°C, the domestic hot water preparation is assured in these cases by an electrical resistance with a power of 1000W. To simulate the storage tank a modified type 4 was adopted.

The seasonal performance factor was calculated for two cities in Portugal (Lisbon and Porto) and for four cities abroad in Europe (Davos, Athens, Helsinki and Strasburg).

Results

Using the model and characteristic parameters determined by simulation and experimental validation is possible determine the long term performance prediction based in a simulation for several climatic conditions. A time step of 5 seconds was used for the annual simulation. The daily tapping load is the e same for every day of the year. Figure 1 presents the average monthly SPF variation evaluated by LTPP for two cities Davos and Athens. The monthly SPF variation during the year in warm cities was small. Davos presents maximum relative monthly SPF variation of 62% in Davos while Athens presents a variation of 9%.

Table 1 summarizes the results for all cities.

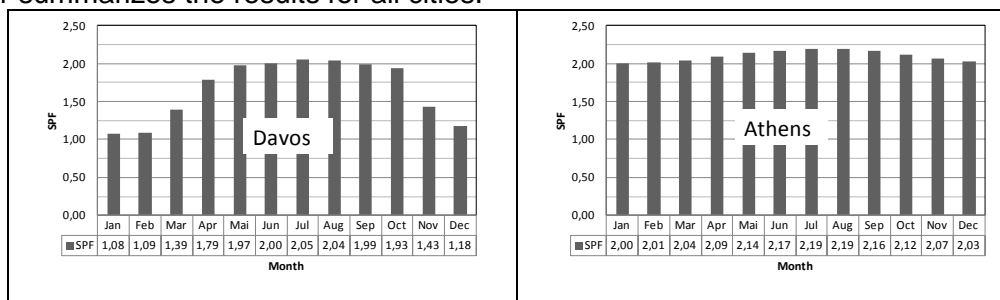


Figure 1 Average monthly SPF variation evaluated for Davos and Athens.

Table 1 Annual performance factor evaluated by LTPP.

City	Annual average ambient temperature [°C]	Annual SPF
Lisbon	16.8	2.09
Porto	14.5	2.06
Athens	18.4	2.10
Davos	2.8	1.66
Helsinki	5.6	1.70
Strasburg	11.0	1.95

Development of a system for retrofit buildings with SPF = 6

Summary written by: Michel Haller, 26.09.2012
 Original report/paper: **Philippen, D.**, Haller, M.Y., Frank, E. & Brunold, S., 2012. *Entwicklung einer hocheffizienten Solarthermie- Wärmepumpen-Heizung mit Eisspeicher*. In: *17. BRENET Status-Seminar "Forschen für den Bau im Kontext von Energie und Umwelt"* - 13./14. September 2012, ETH-Zürich.

Goal or motivation of the study

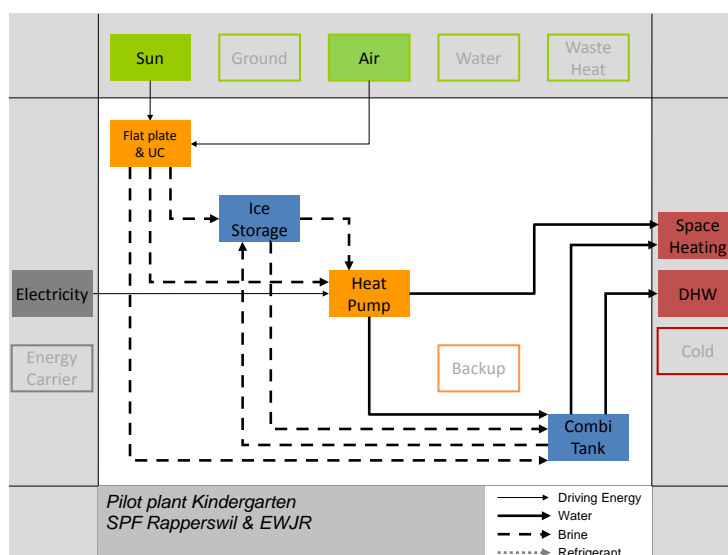
The goal was the development of a highly efficient solar and heat pump heating system with an annual SPF of 6 for retrofitted buildings with moderate design flow and return temperatures of the heating system and without the need for boreholes.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	single family house retrofit with moderate flow and return temperatures
climate	Rapperswil, Switzerland
DHW	3'040 kWh/a
space heat	14'000 kWh/a (100 kWh/m ² a, 140 m ² heated floor area)
	design flow / return temperatures of the heating system: 35 °C / 30 °C

Type of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol, Air \\ srS, skS, HP \end{matrix} SHP \begin{matrix} S, srS \\ skS, SH \end{matrix}$



Methods

A pre-selection of systems has been carried out with a simple hourly calculation / simulation method. The selected system has further been simulated with TRNSYS. The cold storage is a new developed large ice-storage with de-iceable heat exchanger surfaces that is located outside the building envelope (buried in the ground). Therefore it is coupled with the ground

and its energy balance is influenced by passive heat exchange with the ground. A new developed ice-storage model has been programmed at SPF and validated with measurements from a 1 m³ prototype. For the simulation, the ice-storage is coupled with a ground simulation.

Results

The hourly calculation pre-screening showed that an SPF in the range of 6 is possible with a conventional parallel solar and air to water heat pump system with a collector area of 100 m² and a hot storage of 4 m³, or with a hybrid air and brine source heat pump combined with 45 m² of collector area, a hot storage of 2 m³ and an ice-storage of 5 m³ (variants 3 & 6). The chosen system however was variant 7 with a conventional brine to water heat pump, a lower collector area and a large ice-storage that is buried in the ground outside the building envelope.

Table 1: Selection of simulated variants from the pre-screening.

Variant	type of heat pump	collector area	hot storage volume [m ³]	ice-storage volume [m ³]	SPF _{sys} [-]
0	air to water	-	0.5	-	2.8
3	air to water	100	4	-	6.2
6	air and brine to water	45	2	5	5.9
7	brine to water	32	2	35	6.0

With the more detailed TRNSYS simulations, the system was re-dimensioned to a collector area of 30 m² and an ice-storage of 30 m³. The hot buffer storage remained at 2 m³. The figure below shows the monthly energy balance of the ice-store.

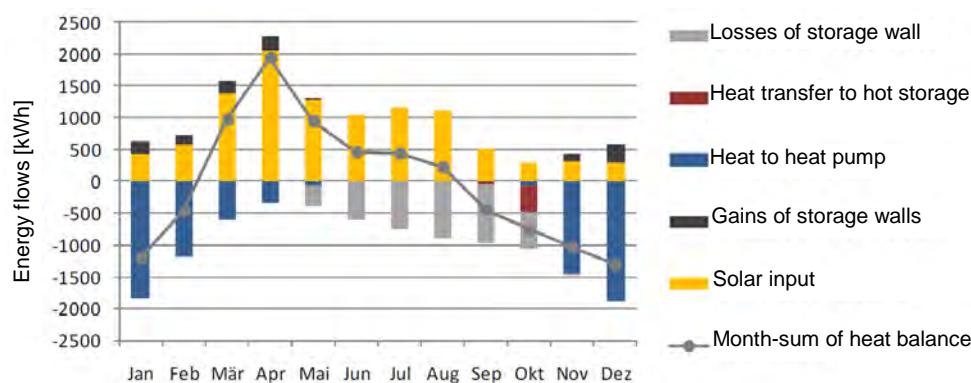


Figure 1: translated from Philippen et al., 2012

The system will be built and monitored in a prototype installation from 2013 on.

Combined HP & Solar Systems with Waste Water Heat Recovery

Summary written by: Andreas Heinz, 28.03.2013

Original report/paper: Heinz, A., Lerch, W., Breidler, J., Fink, C., Wagner, W., 2012: „Wärmerückgewinnung aus Abwasser im Niedrigenergie- und Passivhaus: Potenzial und Konzepte in Kombination mit Solarthermie und Wärmepumpe – WRGPot“, Final Report of the project WRGPot, funded by Haus der Zukunft Plus, Austrian Ministry for Transport, Innovation and Technology

Goal or motivation of the simulation study

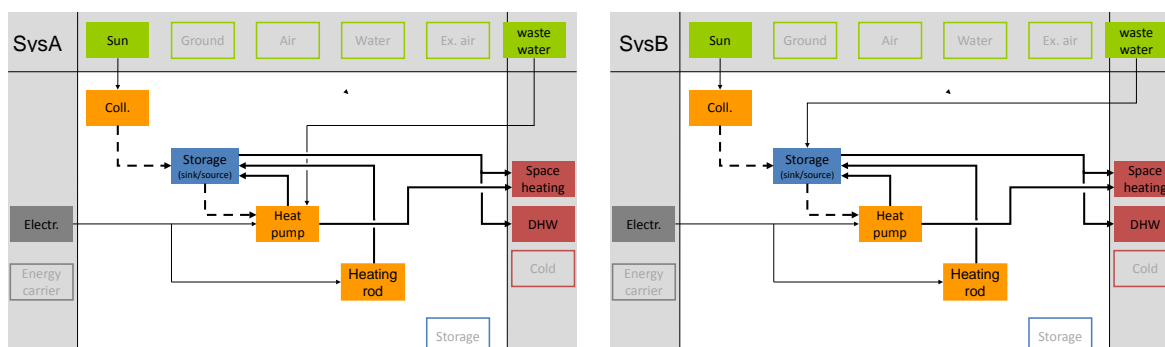
In low energy houses waste water heat recovery is promising, as the share of domestic hot water on the total heat demand is relatively high. The goal of this study was to analyze different solar and heat pump heating systems for low energy houses, which are additionally using waste water heat recovery. Results are the potential for waste heat recovery and system efficiencies for different system configurations.

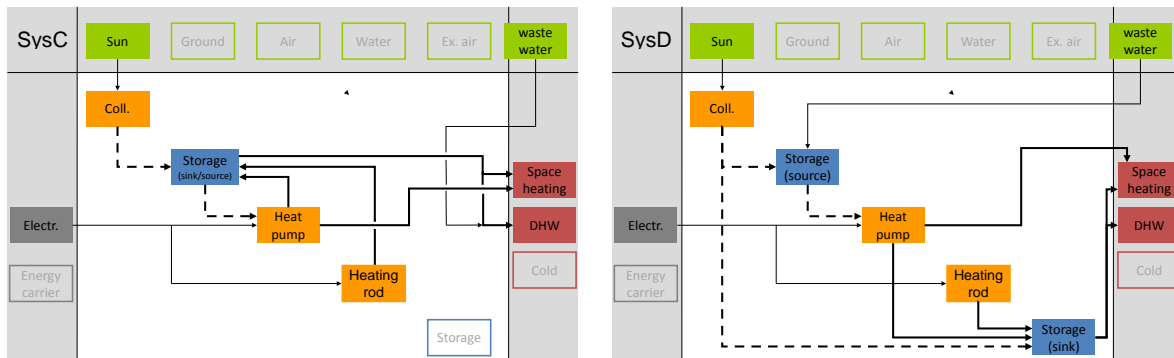
Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	Low energy single family houses (SFH15 and SFH45 of Task44, additionally SFH30 , which is SFH15 without air heat recovery); flow and return temperatures as for SFH15 and SFH45 in Task44	
climate	Strasbourg (Task44) Graz (Meteonorm average climate 1991 - 2000)	
DHW	2600 kWh/a (measured profile from a SFH)	
waste water	Measured profile from a SFH (temperature and flow of waste water)	
space heat	<u>Strasbourg:</u> SFH15: 2660 kWh/a SFH30: 4620 kWh/a SFH45: 6440 kWh/a	<u>Graz:</u> SFH15: 3220 kWh/a SFH30: 5740 kWh/a SFH45: 8120 kWh/a

Types of systems studied

letter code: $srS,skS^{Sol}SHP^{srS}_{SH,skS}$





Methods

The systems were simulated in TRNSYS, using the semi-physical heat pump model Type 877. Additional new models for waste water heat exchangers and an ice storage model were developed and used in the project. Data concerning the temperature and flow profiles of waste water were available from measurements in a single family house that were carried out in the project. Standard glazed flat plate collectors were assumed for all simulations. The system SPF (SPF_{sys}) that was used as a performance figure is defined as the useful energy provided by the system (DHW and space heating) divided by the total electricity consumption (compressor, electrical heater, pumps and control).

Results

The simulations show that the SPF_{sys} of such systems can reach values well above 4, as shown in Table 1 for the SFH30 building. The best results are achieved, when an ice storage is used as the heat source, which is charged by the collector field and the waste water heat exchanger (system D). As there is no conventional heat source for the heat pump (air or ground) in the investigated systems, the solar radiation available in winter is crucial for the system performance. This can be seen, when the results for the climate Graz are compared to Strasbourg, where the solar radiation in winter is significantly lower. In Graz both a higher SPF_{sys} and a lower total electricity consumption is achieved although the space heating demand is significantly higher (compare page 1).

Table 1: Results for SFH30 (collector area 30 m²)

Climate / system	water storage volume [m ³]	ice storage volume [m ³]	recovered waste water heat [kWh]	total electricity consumption [kWh]	SPF_{sys}	
Graz	A	3	-	486	1953	4.31
	B	3	-	448	2021	4.17
	C	3	-	794	2146	3.93
	D	1.5	1.5	867	1390	5.89
Strasbourg	A	3	-	461	2039	3.53
	B	3	-	477	2048	3.52
	C	3	-	794	2222	3.25
	D	1.5	1.5	825	1378	5.08

Feasibility study for large solar assisted air-water heat pump system in collective housing

Summary written by: P. Hollmuller, F. Mermoud, C. Fraga, 12 April 2013
 Original report/paper: Lachal B. et Zraggen J.M. (2008). Rapport d'expertise concernant « SOLARCITY », Université de Genève.
 Lachal B. et Mermoud F. (2008). Rapport d'étude sur le projet SOLARCITY à Satigny (GE), Université de Genève.

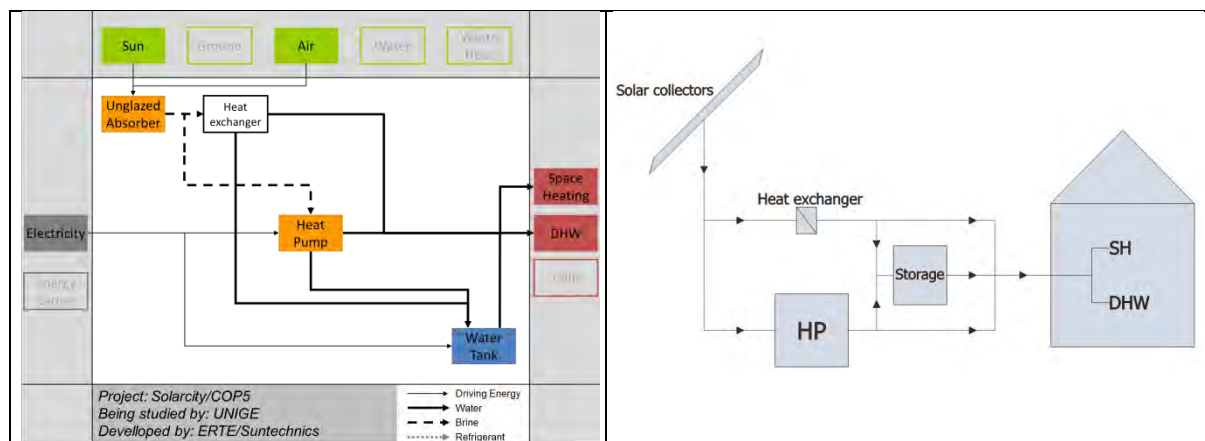
Goal or motivation of the simulation study

Feasibility study, with special attention on possible icing of the absorbers (drop of efficiency) and heat pump failure in case of very low temperatures (use of auxiliary electric heating).

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building: Multi-family building complex (10 x 1'000 m² heated floor area), high efficiency thermal envelope
 climate: Geneva (CH)
 solar irradiation: 1207 kWh/m²; annual average temperature: 10.0 °C
 DHW: 21.0 kWh/m².a
 space heating: 41.8 kWh/m².a

Type of system studied



Letter code: $_{DHW,SH,HP,skS}^{Sol,Air}SHP_{DHW,SH,skS}^{Sol,Air}$

Unglazed solar collectors (116 m²) are used for direct solar production, via a heat exchanger. In case of low or no solar radiation, they work as a heat absorber on ambient air and are connected to a heat pump evaporator (without storage or geothermal boreholes on the source side of the heat pump). Heat production is used alternatively for SH or DHW, with surplus stored in water tank (6000 lit), for later use.

Methods

Simplified Matlab/Simulink model:

- Thermal storage is not taking into account (direct match of hourly demand by way of direct solar production, completed with heat pump).
- Model for unglazed solar collector / air absorber (taking into account effect of wind) based on former case study
- Model for icing based on correspondence between convective heat exchange and water vapor exchange (Lewis approach)

Results

Main simulation results are as follows:

- Annual productivity of the solar collectors amounts to 427 kWh/m².a (including absorption of ambient heat in HP mode).
- SPF is 4.3 (including electricity for heat pump, solar circuit and auxiliary heating in case of HP failure when temperatures at evaporator input falls below -20°C).
- The renewable energy fraction is 79% (heat absorbed on the collectors, as related to heat demand).
- Whereas 1 cm of ice would induce a 10% efficiency loss of the absorbers, according to simulation cumulated icing shouldn't exceed a few mm, and would rapidly melt with subsequent solar radiation. Overall efficiency loss due to icing should hence remain secondary.
- In case of very cold weather, the temperature in the solar circuit may drop below HP minimum (-20°C), leading to a heat pump failure and use of the auxiliary electric heating. With the planned system dimensions (116 m² solar collectors per 1000 m² heated floor area), this should only happen very sporadically (4 h per year with a standard winter).
- A sensitivity analysis shows that a twice smaller solar field would lead to a slight decrease of the renewable energy fraction, from 79% to 71%. The associated annual productivity of the solar collectors would however rise from 427 to 768 kWh/m².a, whereas the system SPF would drop from 4.3 to 3.3. In the perspective of system optimization, a compromise would have to be found between SPF, renewable energy fraction and financial investments.

Note: the system is in operation since autumn 2010. An extensive monitoring campaign will allow to access real scale operation, as compared to preceding figures.

Energetic Optimization of the Renewable Energy Yield of Multi-Storey Passive Houses

Summary written by: Fabian Ochs, 2013
 Original report/paper: Ochs, Dermentzis, Feist, 2013, Energetic Optimization of the Renewable Energy Yield of Multi-Storey Passive Houses, IPHC, Frankfurt, 2013
 Ochs, Dermentzis, Feist, 2013, Energetische und ökonomische Optimierung der Nutzung erneuerbarer Energien bei mehrgeschossigen Passivhäusern, Otti TSE, Bad Staffelstein, 2013.

Goal or motivation of the simulation study

Investigate the optimum use regarding residual energy demand and economics of PV and ST in a solar and heat pump system (GW-HP) for a multi-family house in passive house standard in Innsbruck, At. The project Vögelebichl consists of two buildings. The investigations shown here have been performed for the north building.

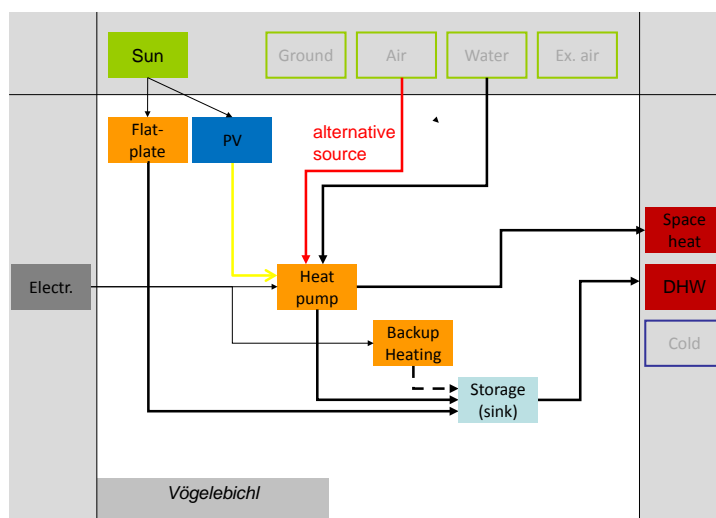
Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	MFH (north, 4 storey building)
climate	Innsbruck: altitude 575 m
	annual solar irradiation on the horizontal 1164 kWh/(m ² a)
	average ambient temperature: 9 °C
DHW	25373 kWh/a
space heat	17180 kWh/a
cooling	0 kWh/a

Type of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol & W \\ SHP & \\ skS & skS,SH \end{matrix}$ see Appendix A

Flow Chart of T44A38



Methods

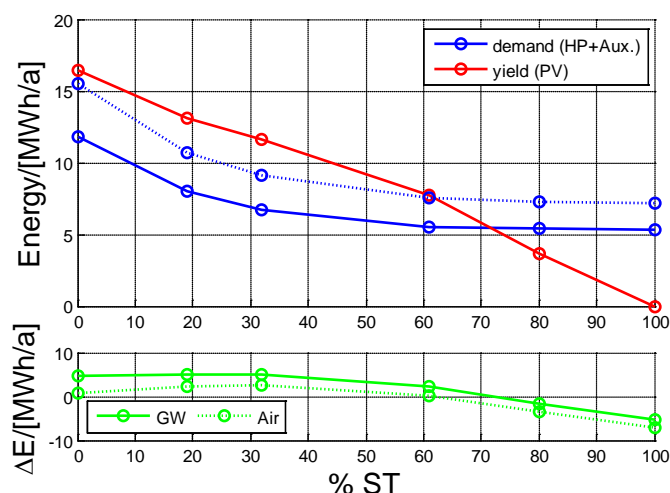
The calculations are performed with the new heat pump tool of PHPP (Dermentzis, Ochs, Feist, 2012), which is validated against simulation using Matlab/Simulink, solar fraction is calculated with the fchart method (also implemented in PHPP). Additionally, simulations with Matlab/Simulink are performed to check results. Agreement between simulation and calculation is good. The solar thermal yield The PV yield is calculated independently considering shading by means of hourly simulation.

Results

Several aspects have to be considered: Share of heating and domestic hot water demand; Distribution and storage losses; Heat pump performance depending on type of heat pump and operation conditions, i.e. source and sink temperatures; Performance of solar thermal depending on collector quality, slope and system size (solar fraction) with regard to available roof area; PV system performance, in particular shading (horizon, building structures, self-shading) and inverter with regard to available roof area; mismatch between energy demand and availability of renewable energy.

Table 1: Selection of simulated variants

Variant	type of heat pump	collector area [m ²]	hot storage volume [m ³]	electricity consumption [kWh]	SPF _{sys} [-]
1	water to water	0	2.0	11787	4.12
2	water to water	26.6	2.0	7988	4.53
3	water to water	44.8	2.0	6704	4.77
4	water to water	85.4	4.2	5547	5.13
5	water to water	112	5.6	5408	5.25
6	water to water	140	6.0	5364	5.36
7	air to water	0	2.0	15518	2.98
8	air to water	26.6	2.0	10716	3.18
9	air to water	44.8	2.0	9075	3.29
10	air to water	85.4	4.2	7537	3.46
11	air to water	112	5.6	7299	3.52
12	air to water	140	6.0	7176	3.57



Simulation results indicate that small solar thermal systems (with a solar fraction in the range of 20 %) are generally favourable compared to PV from the energetic point of view. For air-sourced heat-pumps with commonly lower SPF the optimum size of the solar thermal system are higher. The comparison of the results between the simulation models in Matlab/Simulink and PHPP shows good accuracy. The economics strongly depend on the development of the PV system costs. Trends indicate slight advantage of PV in the near future.

Measurements and simulations of a multifunctional solar heat pump system from Nilan - Experiences from one year of test operation plus system simulation results

Summary written by: Bengt Perers 2012-12-06
 Original report/paper: Bengt Perers, Elsa Andersen, Simon Furbo, Ziqian Chen, Agisilaos Tsouvalas, 2012, "Measurement and modeling of a multifunctional solar plus heat pump system from Nilan. Experiences from one year of test operation". Eurosun 2012, Opatija

Goal or motivation of the simulation study

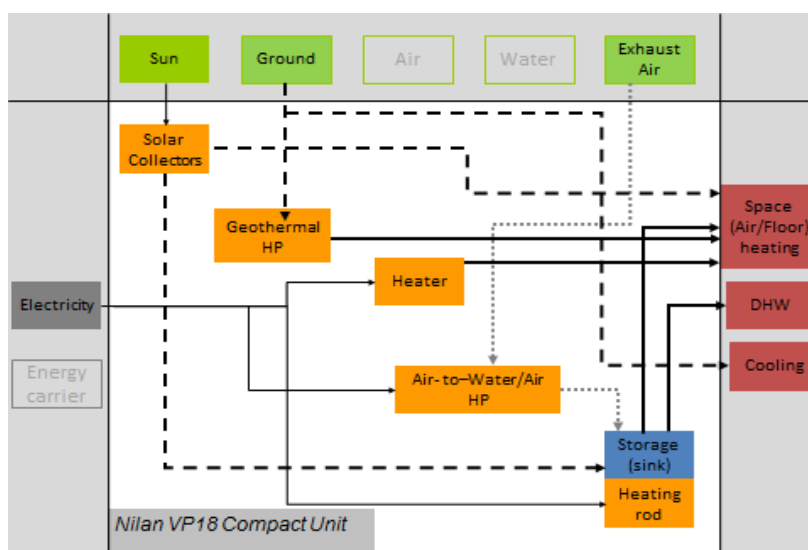
The Nilan unit has been in test operation for more than one year in the solar laboratory at DTU (Danish Technological Institute). The aim has been to stress the system operation to different conditions in the lab, to validate model and learn more about the performance. But also to find possible improvements especially concerning advanced control to reduce the auxiliary use and at the same time increase the solar contribution.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

Type of Building	A one family house is simulated in this study
Climate	Location Copenhagen: Annual solar irradiation on horizontal surface 996 kWh/m ² Annual average ambient temperature 9.1 C
DHW	2300 kWh/a
space heat	(Only the DHW load control is studied in this case)
cooling	(No cooling is applied, but there are Nilan compact units with this possibility)

Type of system studied

letter code: e.g. ${}_{skS,SH}^{Sol}SHP_{skS}^{G,SC}$



Methods

The System simulations were made with TRNSYS version 16. The component models for the Nilan Compact Unit and Collector loop were validated against measurements in the solar laboratory at DTU. For the complicated Nilan Unit a Carnot efficiency type of heat pump model was used both for hot water and air heating and for the collector Type 832 together with standard collector test data.

Results

The Nilan Solar + Heat pump Compact VP18 unit has been in reliable operation for more than one year. Only minor operating problems has occurred, that could be upgraded by the manufacturer.

The test operation and modeling has shown that the control integration between the collector loop and heat pump is very important for efficient operation. Presently tank temperatures measured at two separate points are the only connection for control between the two subsystems. The heat pump can therefore charge the storage at full speed at the same time as the collector is running at full power. In the future forecast control will be very advantageous for maximum use of solar collectors, minimizing the electricity cost and minimizing the storage size. The match between the air flow or air exchange rate in the house and the air- plus hotwater heating demand, is also very important.

- A TRNSYS system simulation model has been developed and validated for the first period of operation, mainly winter and early spring conditions.
- The Nilan unit has been very robust and reliable in spite of the extreme states of operation tested.
- The installer education and awareness about the design of overheat protection of the collector loop can be improved.
- The ventilation air flow rate should have a relatively high minimum setting in accordance to the house design to avoid that the end user reduces the air flow too far.
- The heat pump control can be improved so that simultaneous operation of the solar collector and heat pump is minimized for hot water production.
- In the future weather based forecast control of the system can improve the solar savings significantly

References

- [1] A Tsouvalas. Combined solar heating and heat pump system. Master Thesis DTU Byg, Kgs Lyngby, Denmark, June 2011
- [2] B Perers, E Andersen, S Furbo A Tsouvalis. Modelling, Measurements and Validation of a solar plus heat pump compact unit from Nilan. ESTEC Conference 2011, Marseille.
- [3] Nilan A/S. (2011). Nilan brochure for VP18 Compact Series.

OPTIGEN – Energetic integration of a 28m³ water tank in the space heating and domestic hot water production of a single family house with W/W ground-source heatpump and solar thermal collectors

Summary written by: Peter Kurmann, 15.09.2013
 Original report/paper: Master thesis 2012 – MSc HESSO EIA-FR Kurmann [3]

Goal or motivation of the simulation study

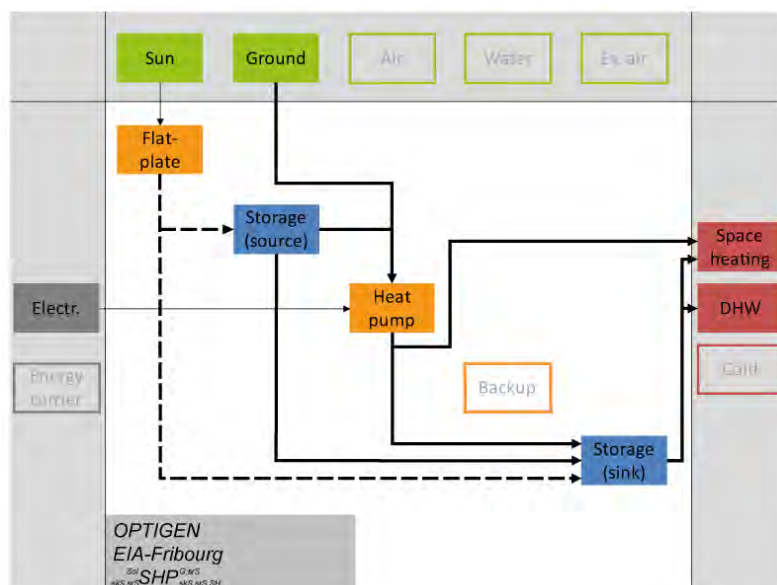
The building analysed and simulated in the project OPTIGEN revealed good energetic results. The main goal was to investigate optimal integration of a large water storage (used as heat storage for solar heat) in the heating installation of the house. In order to compare these results with other projects/simulations in T44A38, the validated simulation of OPTIGEN was integrated into the reference boundary conditions with the meteorological data of Strasbourg, see document SubC4 to compare. The simulation platform used was Matlab/Simulink with the Carnot Blockset [1].

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

SFH
 Marsens (FR) Switzerland, longitude: 7.06, latitude: 46.656, 722 m above sealevel
 1335 kWh/m² (I direct from Meteornorm 6.1)
 Tamb annuel average = 9.18°C
 DHW 3800 kWh/a
 space heat 11700 kWh/a, heated surface = 272m², 35/27 floorheating

Type of system studied

letter code: $skS, srS^{Sol} SHP^{G, srS}$
 skS, srS, SH'



Methods

The simulation model is based on the Carnot Toolbox in Matlab-Simulink [1]. All components were simulated to match real installation as well as possible. Regulation of installation was modelled according to installation and modified during optimisation process. Optimised regulations were integrated into building regulation system after project.

The ground-source heat pump was modelled with the HP_V1.06 from the FHBB-lfE-suw with the suppliers' technical information from the technical sheet (DIN EN 14511), the calculated SPF numbers in the results therefore also result from latter. The borehole was simulated with ground_storage_U-tube from the Carnot Blockset. The two thermal storage tanks were adapted from the Carnot Blockset (storage_multiport) to match installation (heat exchanger positions/material/surface). The thermal solar panels neglect radiation and wind dependent heat losses and are defined according to technical datasheet. Pressure and thermal losses in piping were not simulated; all circulation pumps operate with constant mass flow and power consumption. The parameters to define pumps, solar panels, heat exchangers etc., were copied from suppliers data were measurements were too imprecise. Optimisations are fully described in the final report of the research project from Kurmann [2], where the control-regulations are also described.

Parameters of components:

- Solar panels: SPF-Nr. C398 – aperture values: $\eta_0=0.769$, $a_1=3.08$, $a_2=0.0156$
- Heatpump Vitocal 300-G, typ 106: for W10W35 8.0kW heating power and COP of 5.5

Results

The most important result of the study was the optimization potential, discovered by genetic optimization algorithms. Results clearly showed that the 28m³ heat storage was not used efficiently, and that an adoption of loading algorithms and increasing direct use of solar heat made large efficiency gains possible. The major results are therefore:

- Large heat storage (28m³ water tank) with 10cm insulation ($U=0.37\text{W/m}^2\text{K}$) allows large solar heat captures, but dissipates unused heat during summer months → loss in efficiency
- Large heat storage (28m³ water tank) charged with solar heat can be used as source for heatpump, but only if economic calculations are determined beforehand, see Figure 2 below and final report of OPTIGEN [2] and [3]
- The HP operating time restriction has a major impact on operational costs (better use of low and high electricity rates) and permits 10-20% of annual economies on the electricity bill. This regulation must be adapted to the specific thermal properties of the building and technical installation.

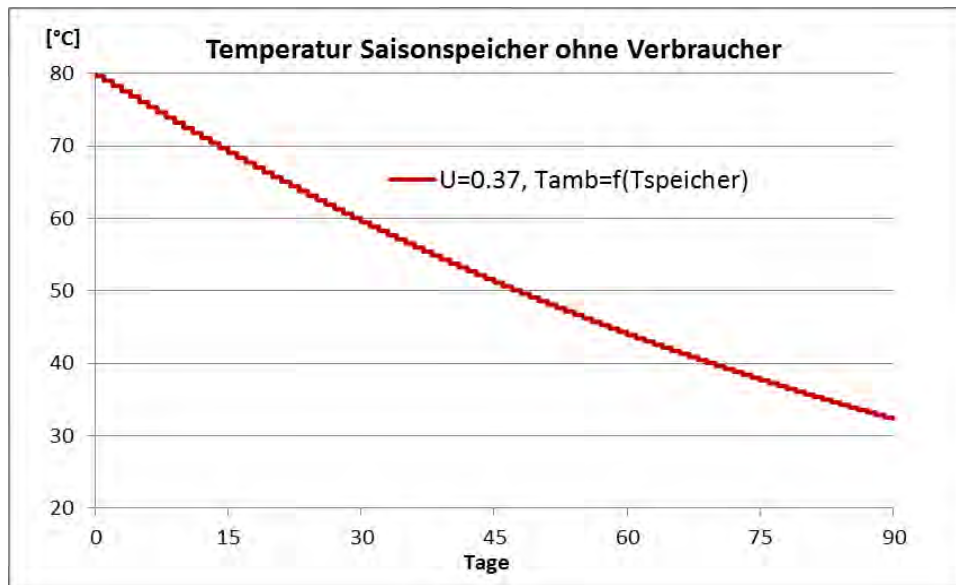


Figure 1; Heat loss in seasonal storage tank ($28m^3$) without consumer in days

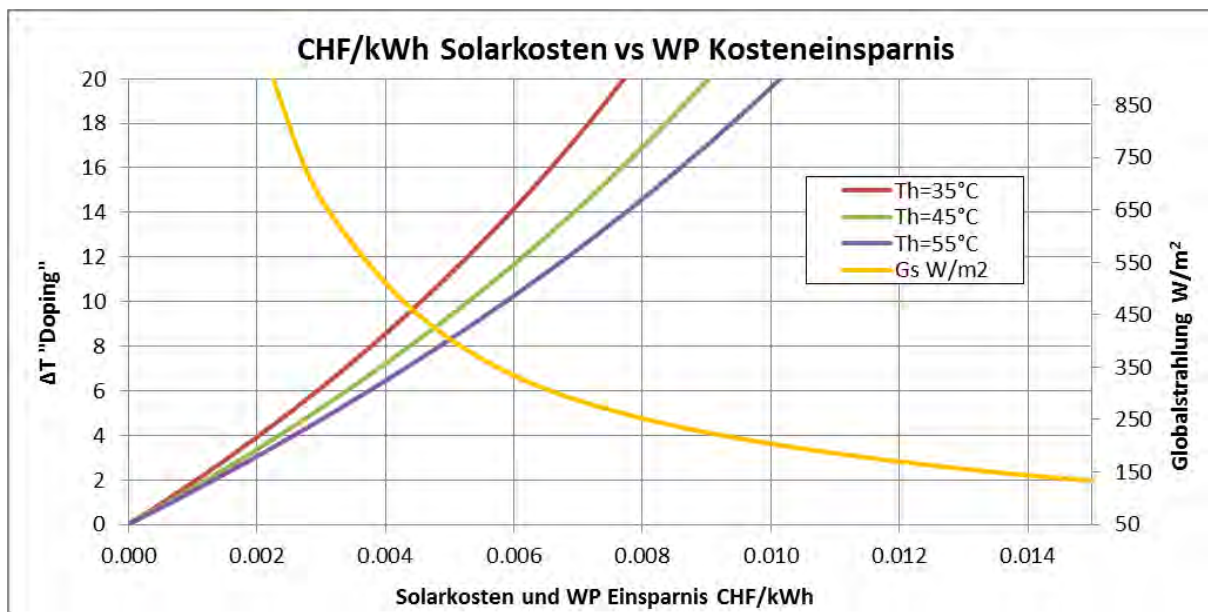
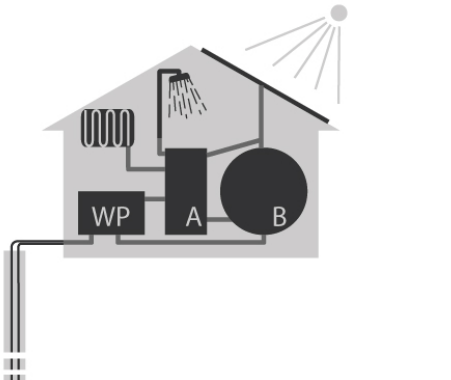
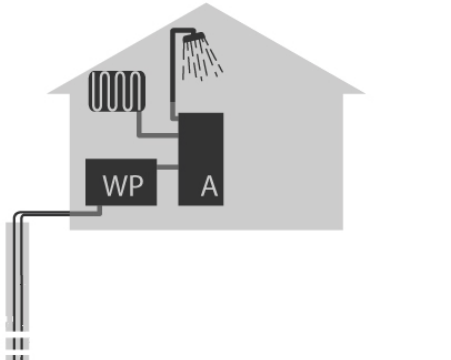
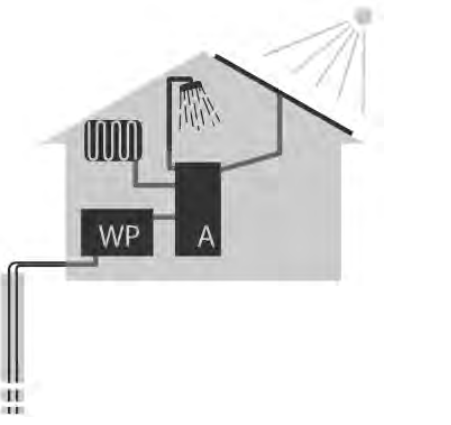


Figure 2; On the X-Axis we can see the cost for solar heat (yellow) and the cost saving using the "seasonal heat storage" as source for the heatpump. As soon as the yellow line (solar costs) crosses the other lines (saving through "doping"), the use of the "seasonal heat storage" becomes economically interesting, so for our case between $350-400W/m^2$ of global irradiation

Below you can find system results and comparison of the installations performance with different optimisation models.

Model and Description	Scheme
<p>A: Reference model</p> <p>This model corresponds to the actual installation. The solar thermal heat delivers energy to storage A or B. Storage B is used directly for heating and DHW production, or as a second source for the heatpump.</p> <p>Components:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Geothermal borehole - Heatpump - „daily“ Storage A - „seasonal“ Storage B - Solar heat collectors 	
<p>B: Without Solar heat</p> <p>For comparison, the installation was simulated without the solar thermal collectors. Storage B therefore also becomes redundant</p> <p>Components:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Geothermal borehole - Heatpump - „daily“ Storage A 	
<p>C: Without seasonal storage</p> <p>If the seasonal storage is omitted, the solar heat can only be used directly, and not as second source. The overall SPF will decrease, but less solar heat is stored unused</p> <p>Components:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Geothermal borehole - Heatpump - „daily“ Storage A - Solar heat collectors 	

		Solar heat [kWh]	Solar pump electr. [kWh]	HP heat [kWh]	Heatpump electr. [kWh]	SPF HP	η seasonal storage	η daily storage	Total electr. costs [CHF]
1A:	Reference model	13070	440	14910	3216	4.64	0.69	0.95	689
1B:	Without Solar	-	-	16510	3939	4.19		0.96	719
1C:	Without Storage B	4406	235	13077	3047	4.29		0.94	594
		Solar heat [kWh]	Solar pump electr. [kWh]	HP heat [kWh]	Heatpump electr. [kWh]	SPF HP	η seasonal storage	η daily storage	Total electr. costs [CHF]
3.1A:	Optimised solar regulation	12554	372	14505	3073	4.72	0.68	0.95	679
3.2A:	Optimised use of low electricity tariffs	12999	445	14860	3117	4.78	0.68	0.95	620
3.3A:	Optimised charging strategies for storages	11324	418	14503	3068	4.73	0.78	0.95	687
3.4A:	All optimisations	11197	367	14151	3000	4.72	0.76	0.99	583

Above results make evident, that thorough investigation and optimal “teamwork” of the different elements of an installation permit huge economic and energetic potential. In this installation, electricity costs were reduced by 17% and primary energy consumption by 7%.

What is very important however, is that these economies can be achieved without looking at SPF at all, in fact, the SPF for the best solution is lower than the SPF for other solutions!

Nevertheless, in order to compare, this project’s installation was re-simulated respecting T44 boundary conditions (with Strasbourg weather) as good as possible, see the SubC4 template for this project for comparable SPF numbers according to T44 definitions.

References

1. Jülich-Solar-Institut: **CARNOT-Blockset Version 1.0 User's Guide**. In. Jülich, Germany: Solar-Institut Jülich and Expertcontrol; 2007.
2. Kurmann P, Mesot T, Ursenbacher T: **Optimierung der Einbindung eines 28m³ Wasser-Speichers in die Beheizung und die WW-Versorgung eines EFH mit W/W-Wärmepumpe und Solarkollektoren**. In. Edited by BFE. Bern: BFE; 2012: 65.

3. Kurmann P: **Optimierung der Einbindung eines 28m³ Wasserspeichers in die Beheizung und die WW-Versorgung eines EFH mit W/W-Wärmepumpe und Solarkollektoren.** *Master thesis.* Fribourg: University of applied sciences Fribourg; 2012.

LowEx Solar Building System

Summary written by: Marc Bächtmann, Lester Ullmann; 17.06.2013
 Original report: Lester Ullmann, 2012, Analyse der exergetisch optimierten Auslegung des ZeroEmission LowEx Systems und der Regeneration des Erdwärmespeichers, Zürich

Goal or motivation of the simulation study

Evaluation of the potential of deep ground source heat exchanger combined with heat pump

Characteristics of the annual heat load

type of building	multi-family house
climate	Zürich , Switzerland
DHW	2130 kWh/a
space heat	9200 kWh/a

Type of system studied

Sol SHP^{G,Sol}
G skS,SH

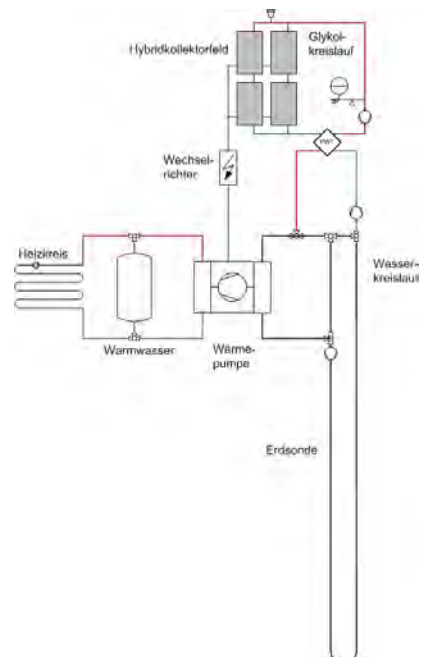
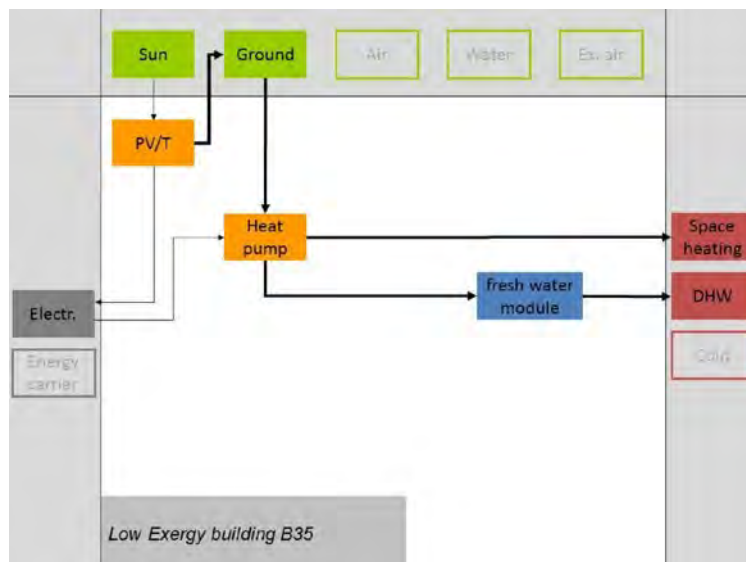


Figure 1: Energy flow scheme and simplified hydraulic scheme of the LowEx Solar Building System

Methods

The influence of a deep ground source heat exchanger to the system performance of the Low Exergy heat supply system has been studied with the comparison of two models. Both

models integrate the main aspects of a Zero Emission Low Exergy concept. For analyzing the influence on a LowEx heat supply model including a 380m deep borehole (LowEx2) and a LowEx heat supply model including a 140m deep borehole (LowEx1) have been compared. Based on those two models an energetic as well as an exergetic analysis of the main components and the complete system has been performed. The analyses focus on the PV/T collector, the heat pump and the ground source heat exchanger. The modeled building is acting only as consumer and is not being optimized within this work.

Results

The analysis shows, as figure 3, more operation hours of system LowEx1 for heating, DHW and regeneration than System LowEx2. The potential of regenerating the ground is lower in a system with deep boreholes.

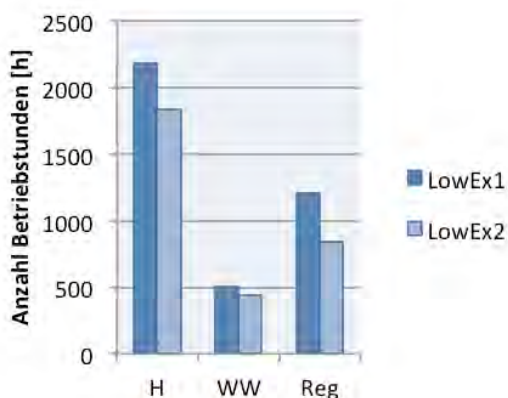


Figure 3: operation hours of different operation modes.

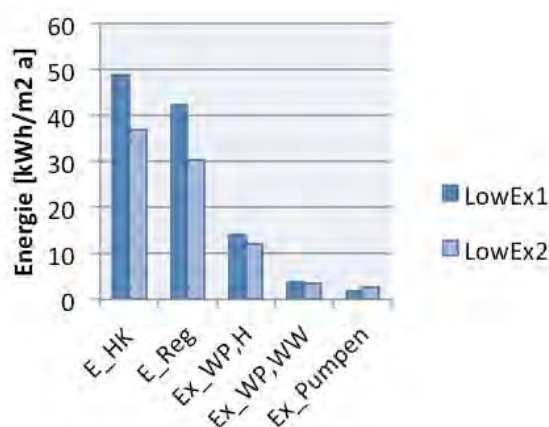


Figure 4: energy flows in the system.

The comparison of the following system energy flows of both models is shown in figure 4:

- Heat from the PV/T collector to the building system (E_HK) – PV/T as heat source
- Heat from the building system to the ground source heat exchanger (E_Reg) – ground as heat sink
- Electricity consumption of the heat pump for space heating (Ex_WP,H)
- Electricity consumption of the heat pump for DHW (Ex_WP,WW)
- Electricity consumption of all auxiliary devices, as pumps, valves and control (Ex_Pumpen) without heat load distribution (DHW circulation and space heat distribution)

The auxiliary devices in system LowEx2 need more electricity than in LowEx1, especially for the ground source heat exchanger circulation pump, since the borehole is deeper and the pressure drop is higher. LowEx1 extracts more heat of the PV/T collector and regenerates the ground with more energy than LowEx2 due to the lower average temperature in the ground. Even though in system LowEx1 more solar heat is extracted and the ground is regenerated to a higher extend, the seasonal performance of the heat pump only (JAZ1) as well as the seasonal performance of the system including heat pump and all auxiliary devices (JAZ2) is higher in System LowEx2. This fact shows the importance that for optimizing an entire system performance the depth of the borehole plays an important role. Even though

the performance of single components as the ground source heat exchanger or the solar PV/T collector in a building system with deep borehole is lower than in a building system with shallow borehole, the overall system performance can be increased with deep boreholes.

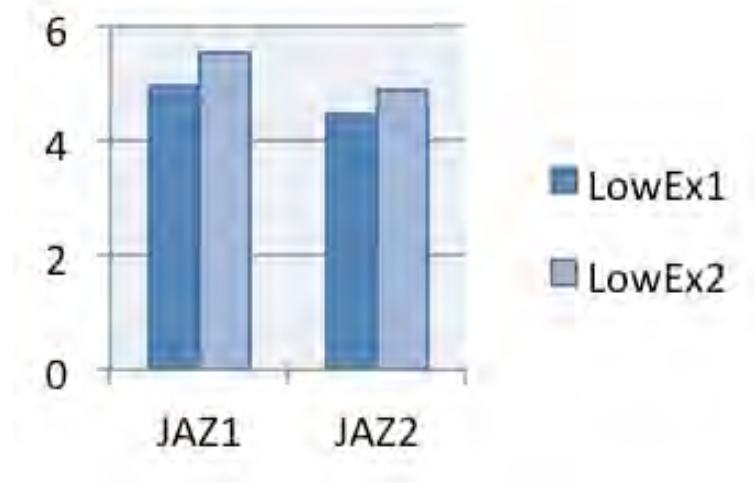


Figure 5: seasonal performance factors

Potential benefit of combining heat pumps with solar thermal for heating and domestic hot water preparation

Summary written by: Daniel Carbonell, 26.09.2013
 Original report/paper: D. Carbonell, M.Y. Haller and E. Frank. Potential benefit of combining heat pumps with solar thermal for heating and domestic hot water preparation. Proceedings of the Solar World Congress, Cancun, Mexico, 2013.

Goal or motivation of the simulation study

Analysis of potential benefits of pure parallel combined solar thermal and heat pump systems, using both air and ground as a source. Potential benefits were studied by comparing systems that use only a heat pump with combined systems and only the benefit in terms of efficiency was considered (cost was not analyzed). All simulations were carried out with Polysun-6®.

Climate, heat load and simulation platform

Eight different cities were chosen to analyze the influence of the climate on the performance of the combined solar and heat pump system. These cities represent a great part of the European climate. Strasbourg (ST), Würzburg (WU), Warsaw (WA), Nantes (NA), Madrid (MA), Barcelona (BA), Helsinki (HE) and Davos.

The DHW demand is the same than T44/A38 reference conditions. Three buildings representing SFH15, 45 and 100 were used for each location and system. Values were selected in the Polysun-6® building model to obtain a similar yearly heating demand as in the case of TRNSYS for Strasbourg. Afterwards, the same building was moved around Europe without any modification of the building definition.

The "heat pump only" reference system is defined similar as the combined system (same components) but without the solar part and two storage tanks; one 300 l tank for DHW and another 200 l tank for SH.

Type of system studied

letter code: ${}_{srS,skS}^{Sol}SHP_{skS}^{scS}$

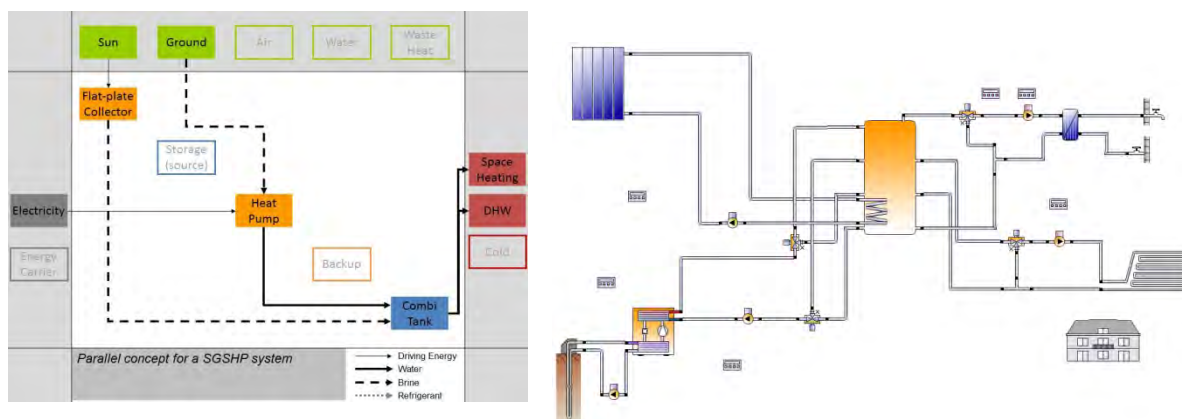


Fig. 1 (a) Energy flow chart and (b) Polysun-6® scheme for the parallel SGSHP system simulated.

Results

The solar energy savings, $f_{save,el}$, are presented in Fig. 2 and Fig. 3 for all the studied locations as a function of (a) the collector area A_c (four plots of the left side) and (b) the ratio between global irradiation on a tilted surface and total energy demand H_T/Q_d (four plots of the right side). In almost all cases the $f_{save,el}$ is higher for the SGSHP system than for the SASHP system.

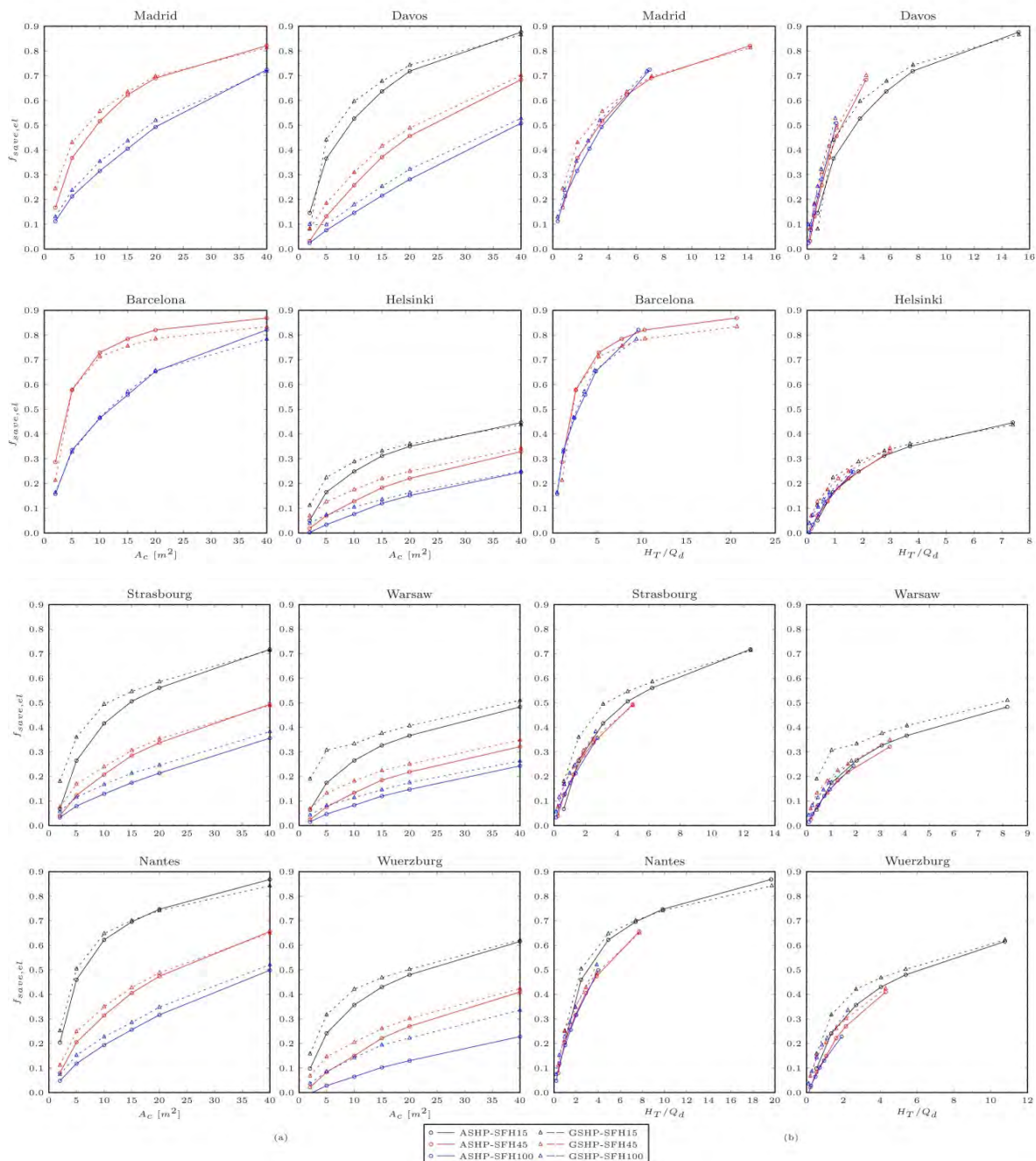


Fig. 2 (a) Simulation results of fractional solar savings for different cities and buildings as a function of (a) collector area and (b) ratio between global irradiation on a tilted surface and total energy demand.

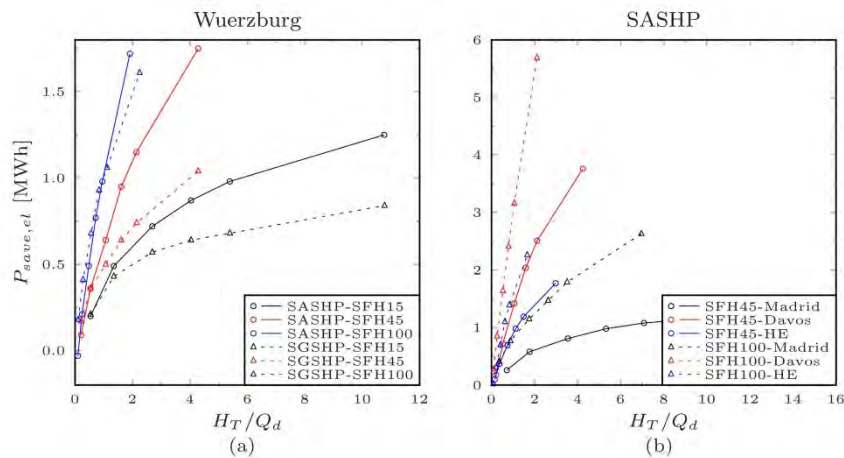


Fig. 3 Predictions of absolute electricity savings as a function of the ratio between irradiation on tilted surface and total energy demand. (a) Comparison between SASHP and SGSHP for Würzburg and (b) comparison of a SASHP between Madrid, Davos, and Helsinki.

In Fig. 3(a) the absolute electricity savings $P_{save,el}$ have been plotted along H_T/Q_d in Würzburg for both SASHP and SGSHP systems for the three buildings. Even though the $f_{save,el}$ of SGSHP is higher compared to SASHP, the absolute electricity savings are lower for the same collector area for SFH15 and SFH45, but not for SFH100. This tendency is usually observed in other cities.

Concluding, in terms of absolute electricity savings, the benefit of adding solar thermal to a heat pump system increases with the electric energy consumption of the reference system without the solar thermal part. Therefore air source systems have sometimes higher potential compared to ground source based systems despite of the lower fractional electricity savings. For the same reason, systems with high energy demand, e.g. systems in colder climates or with lower building insulation standard; will also benefit more than those of low energy demand. The optimum climate in terms of absolute electricity savings is found in a typical alpine location with cold climate but at the same time high irradiation in winter.

Feasibility Analysis of an Indirect Heat Pump Assisted Solar Domestic Hot Water System

Summary written by: M.R. Collins, September 27, 2013
Original paper: S.J. Sterling, M.R. Collins, 2011, "*Feasibility Analysis of an Indirect Heat Pump Assisted Solar Domestic Hot Water System*". Applied Energy, Department of Mechanical and Mechatronics Engineering, University of Waterloo, 200 University Avenue West, Waterloo Ontario, Canada, N2L3G1

Goal of the study

It is well understood that a typical solar domestic hot water system can greatly reduce a building's reliance on electrical consumption. The system may be further improved by including a heat pump as part of the design. In theory, a heat pump would result in colder fluid temperatures entering the collector thereby resulting in higher collector efficiencies and longer operation periods.

One Indirect-style Solar Assisted Heat Pump (i-SAHP) design was modeled using the TRNSYS software and compared to a traditional solar domestic hot water (SDHW) system and an electric domestic hot water (DHW) system. All of the systems had the same load profile and delivered domestic hot water at a constant temperature. This insured that each system delivered the same amount of energy for the entire modeling period thereby creating a common basis for comparison. It is important to note that each system considered in this study was used for domestic water heating only.

This work was done as a preliminary stage and was meant to roughly gauge the feasibility of the specific i-SAHP system in the study. Therefore, generic inputs were consistently used with all of the TRNSYS components and the trends of the results were considered more important than the actual numerical values obtained. Schematics of the i-SAHP system concept are shown in Figure 1 and 2.

Climate and Load

Climate: **Ottawa, Ontario, Canada**

DHW Load: 5555.6 kWh/a

Type of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol & SHP & SrS \\ SrS & & SkS \end{matrix}$

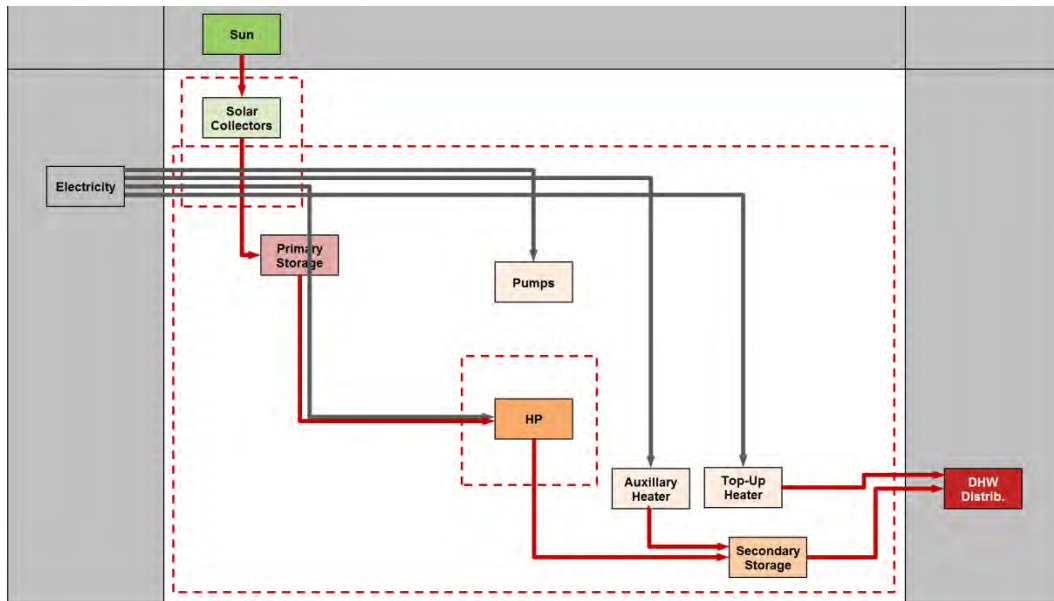


Figure 1: Schematic of i-SAHP System Studied Using IEA Task 44 Nomenclature

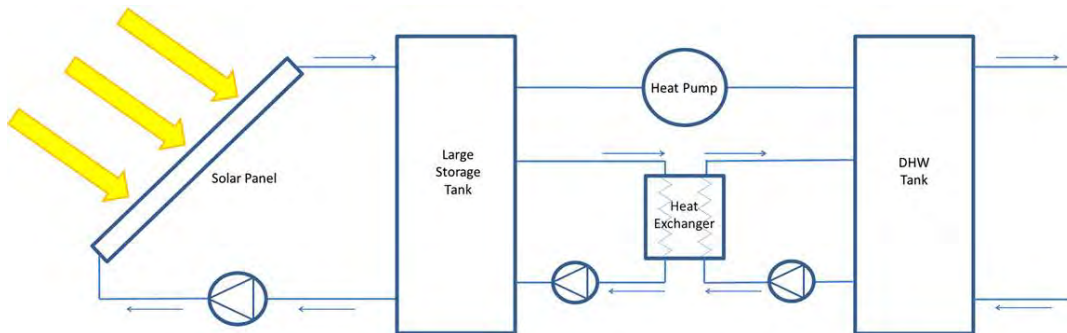


Figure 2: Schematic of i-SAHP System Studied

Methods

To quantify the benefits of a dual tank i-SAHP system, a model was developed using the TRNSYS simulation software. The TRNSYS Studio model of the system is shown in Figure 3. The dual tank i-SAHP system was intended to operate in the following way. The collector side operated in much the same manner as a traditional SDHW system, with two notable exceptions. First, the storage tank was determined to need relatively large thermal capacity, and was therefore sized to contain 500 L of collector fluid. This tank was called the float tank (“primary storage” in Figure 1 and “large tank” in Figure 2) because its temperature was allowed to fluctuate. Secondly, the entire loop was assumed to contain a 50%:50% glycol–water mixture. For simplicity, the schematic shown in Figure 3 contains an internal heat exchanger in the float tank for the glycol loop. However, looking at the TRNSYS layout in Figure 3, the simulation was still run with an external heat exchanger just like a SDHW system. The domestic water side was designed to operate in much the same way that a conventional electric DHW system would operate. In this case, however, when the domestic tank (“secondary storage” in Figure 1 and “DHW tank” in Figure 2) needed heat input, the energy was either supplied via a heat pump or heat exchanger loop connected to the float tank instead of from back-up electric heaters inside the tank. The domestic hot water tank had two electric elements for auxiliary heating. A top-up heater was used whenever the temperature at the top of the domestic tank was below the set-point during a water draw.

Further details on operating characteristics of the system are provided in the original publication.

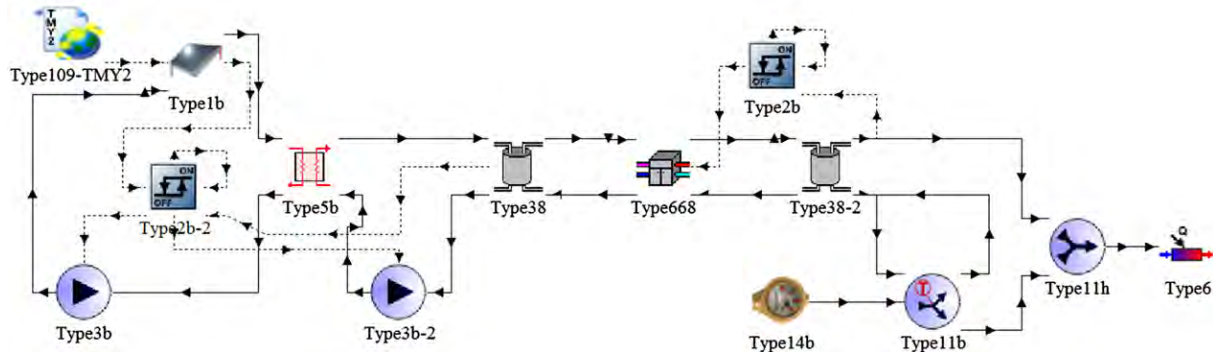


Figure 3: TRNSYS Studio Model Screenshot of i-SAHP System Studied

Results

The overall energy values obtained from the TRNSYS simulations for each system are summarized in Table 1. The dual tank i-SAHP system used the least amount of electrical energy and gained the most solar energy. Therefore, with the addition of the heat pump and float tank, more energy was being collected due to the generally colder fluid temperatures in the float tank, which increased collector efficiencies and solar collection run times. Although the system ran longer, it used less electrical energy overall because the additional solar energy collected greatly reduced the energy required from the auxiliary heaters throughout the simulation period. Also, notice the trend with the amount of energy used by the top-up heater in each system (see Table 1). The top-up heater in the traditional SDHW system used less energy than in the electric DHW system because of the addition of solar energy that helped to further charge the domestic tank, even with lower set-point temperatures of the auxiliary heaters. The top-up heater in the dual tank i-SAHP system used less energy than in the traditional SDHW system because the domestic tank was maintained near the 55 C set-point temperature with the tight temperature dead-band on the heat pump. It was also discovered that the heat pump elevated the temperature of a larger portion of the fluid inside of the domestic tank while operating, compared to the auxiliary heaters with the other systems. This also helped to further reduce the energy required from the top-up heaters. The solar fraction for the traditional SDHW system and the dual tank i-SAHP system were calculated to be 0.58 and 0.67 respectively (see Table 1). The solar fraction is simply the fraction of the total amount of energy (solar plus electrical) inputted into the system that was met by the solar energy collected.

	Electric DHW	SDHW	Dual tank i-SAHP
Auxiliary heaters (MJ)	18,002	6696	241
Top-up heater (MJ)	2068	1838	912
Pumps (MJ)	N/A	181	210
Heat pump (MJ)	N/A	N/A	6024
Total electrical (MJ)	20,070	8714	7387
Collected solar (MJ)	N/A	12,077	14,805
Tank losses (MJ)	621	1186	1687
Solar fraction (MJ)	0	0.58	0.67

Table 1: Overall TRNSYS Simulation Results of Systems Studied

Modelling of an Indirect Solar-Assisted Heat Pump System for a High Performance Residential House

Summary written by: Jenny Chu, September 30, 2013
 Original report/paper: Chu, J., Choi, W., Cruickshank, C. A. and Harrison, S. J. "Modelling of an Indirect Solar-Assisted Heat Pump System for a High Performance Residential House," Proceedings of ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability, Minneapolis, MN, July 2013.

Goal or motivation of the simulation study

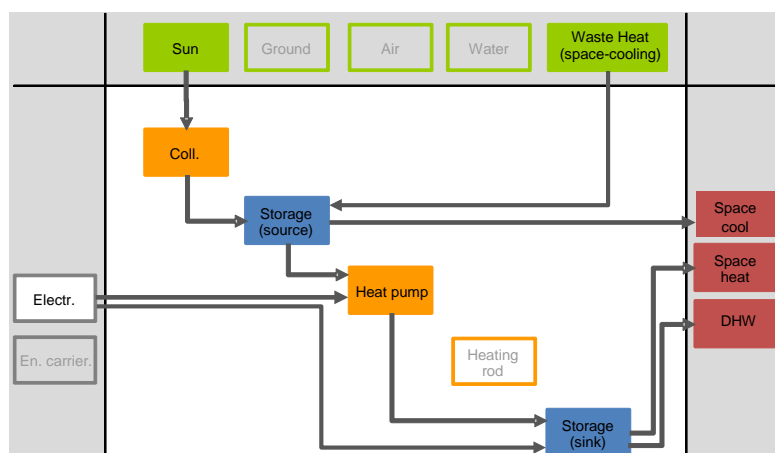
The goal of this study was to investigate an Integrate Mechanical System (IMS) for Team Ontario's Solar Decathlon 2013 Competition entry. The system, which incorporates a solar-assisted heat pump (SAHP), was designed to minimize domestic hot water, space-heating and cooling loads so that the designed house can achieve a net-zero energy balance over a year in the Ottawa, Ontario climate.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

type of building	Single detached highly insulated house, about 1000 ft ²
climate	Ottawa, Ontario
DHW	2730 kWh/a
space heat	2930 kWh/a
cooling and dehumidification	6040 kWh/a

Type of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol \\ srS \end{matrix} \begin{matrix} SHP \\ skS \end{matrix}$



Methods

A simulation model created in TRNSYS was used to evaluate the performance of the designed IMS for Team Ontario's high performance house. The model included the building characteristics, using Type 56, and also components of the forced air distribution system

used to condition the house. Basic flat plate collectors that faced south with a tilt of 90° was used to charge a cold storage tank in the heating season. The heat pump was used to transfer energy from the cold tank to a hot tank. For the simulations, the heat pump performance was modelled using experimental data from a 1.5 ton commercially available heat pump. Hot water from the hot tank was used for domestic hot water (DHW) and space-heating in the winter while the cold glycol solution in the cold tank was used for space-cooling in the summer. In the cooling season, the collectors were not required as the waste heat collected from space-cooling was rejected into the cold tank. This energy was then boosted with the heat pump and transferred to the hot tank for DHW requirements. If the hot tank was fully charged in the summer then the waste heat from cooling would be rejected through outdoor heat dissipaters. In order to cool and dehumidify the air, the air was first cooled to below the dew point and then reheated to a more comfortable temperature. In the heating season, if the heat pump cannot supply enough energy to the hot tank, then a back-up internal auxiliary heater within the hot tank was activated. A parametric study was conducted to investigate how the design and size of specific components impact the overall annual performance of the entire system. Annual simulations, with Ottawa, Ontario weather, were performed and free energy ratios were determined and compared. The free energy ratio is the portion of DHW, space-heating and cooling loads that are met using non-purchased energy (i.e. solar thermal energy or energy recovered from space-cooling).

Results

Based on the parametric studies, an IMS design was recommended for Team Ontario's high performance house. The recommended system included 6 m² of collectors, a 270 L cold tank, 450 L hot tank and a 6 kW heat pump. It was found that the heat pump performance and level of thermal stratification in the hot tank had the largest effect on the overall performance of the IMS. Following the study, the hot tank inlets were strategically positioned and designed to promote thermal stratification. It was found that the recommended IMS could potentially achieve an annual free energy fraction of 0.583. Results from the studies do not consider energy used to run the circulation pumps or fans. Figure 1 shows how much energy was required for DHW, space-heating and cooling and the amount of energy that was used by the heat pump and the back-up auxiliary heater to meet the loads.

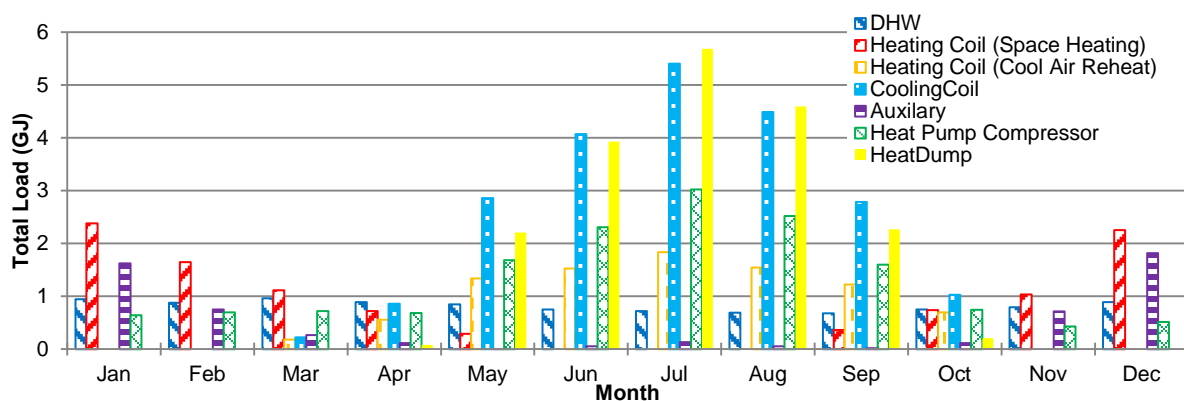


Figure 1: Monthly load distribution of recommended system.

Simulation study for solar heat pump system SOLAERA for space and domestic hot water demand for a single family house

Summary written by: Tillman Faßnacht, 01.11.2013
 Original report/paper: Asenbeck, S.; Drück, H.; Bachmann, S.; Kerskes, H.; Müller-Steinhagen, H.: *Simulationsstudie Solar-Wärmepumpensystem zur Trinkwasserwärmung und Raumheizung*. Prüfbericht-Nr.:07SIM109/1. Universität Stuttgart, ITW, 2008

Goal or motivation of the simulation study

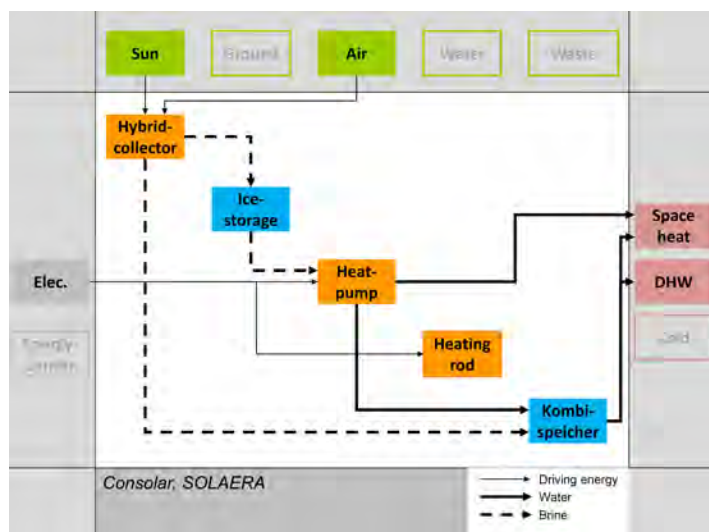
The goal of the study was to evaluate the system performance of the solar heat pump system SOLAERA from Consolar. Therefore a system simulation study in TRNSYS 15 has been performed. The simulation study was based on the methodology in EN 12977-2 (October, 2001).

Characteristics of the annual heat load to be met

type of building	single family house (time series data of flow and return temperature and mass flow has been used, 35/25 °C design temperatures).
climate	Würzburg , Germany annual solar irradiation on the horizontal: 1053 kWh annual average of the ambient temperature: 9,2 °C collector inclination: 60°, collector azimuth: 0°
DHW	2945 kWh/a
space heat	Case A: 9090 kWh/a; Case B: 6817 kWh/a

Type of system studied

letter code: $S_{srS}, Air_{skS}, SHP_{skS}^{srS}$



Methods

The whole system has been modeled in TRNSYS 15. The ice storage is a newly developed small size storage tank (290 kg water/ice). It is used to buffer solar energy from the day in the night as source for the evaporator of the heat pump. For the simulation of the ice storage the ITW programmed a new grey-box multi node model for latent heat storage tanks. The parameters of the model have been determined in the study [1] through model identification based on measurement data. The storage tank for space heat and hot water is a combination storage tank with an inner heat exchanger for DHW. The parameters for the Type 340, which was used for the simulation of the tank, were determined via measurements in [2]. The source code of the real system controller has been implemented in the simulation, so the simulation of the system is very practically relevant. The thermal flat plate collectors in SOLAERA are designed to utilize energy from solar radiation and the ambient air. The energy generation from the air is realized with fans behind the absorber plate. Therefore the collector Type 132 has been adapted with a varying heat loss coefficient in dependence of the collector fan speed.

Results

The support energy of the system includes in this study the current consumption of the collector fans, the heating rod, the evaporator circle pump and the solar circle pump. Not implemented were the condenser pump, the energy demand of the controller and the valves. The latter consumers are relative low compared to the first ones. However the real SPF will be lower, when all consumers are implemented. The heat distribution pumps (circulation and space heating distribution) are not implemented consistent with the IEA Task 44 definitions. The useful heat for space heating and domestic hot water is measured at the distribution point after the storage tank.

The simulation showed that an SPF in the range of nearly 5 is possible with the proposed system. Therefore the system can be a highly efficient system to cover the space heating and domestic heat water demand of single family houses with low system temperatures.

Table 1: Selected simulation results.

Variant	collector area [m ²]	Elec. heat pump [kWh]	Support energy [kWh]	Total solar energy yield [kWh]	SPF _{sys} [-]
A	25	2208	253	11203	4.9
B	20	1830	211	9247	4.8

Literature

[1] Drück, H.; Bachmann, S.; Müller-Steinhagen, H.: *Prüfbericht Speicher zur Trinkwassererwärmung und Raumheizung (Kombispeicher)*. Prüfbericht-Nr.: 07STO145. Universität Stuttgart, ITW, 2007

[2] Asenbeck, S.; Drück, H.; Bachmann, S.: *Prüfbericht Speicher für Niedertemperaturwärme (Eisspeicher)*. Prüfbericht-Nr.: 07STO144. Universität Stuttgart, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Forschungs- und Testzentrum für Solaranlagen, 2011

Life cycle impact assessment of a solar heat pump system with an ice-storage

Summary written by: Daniel Zenhäusern, 20.11.2013
 Original report/paper: Carbonell D., Frank E., Philippen D. and Zenhäusern D., 2013, Progress report to SFOE for the project "High Ice", unpublished, SPF Institut für Solartechnik, Rapperswil (CH)

Goal or motivation of the simulation study

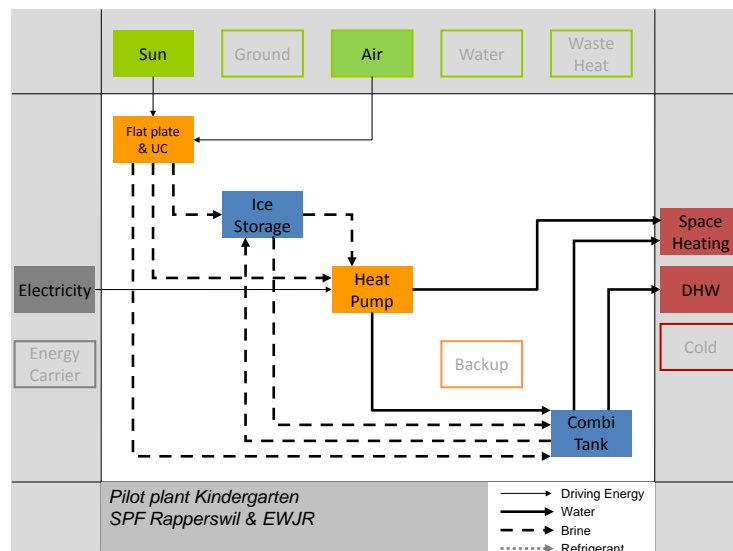
Assessment of the ecological impact of a pilot solar brine/water heat pump system with ice storage based on different impact indicators. Comparison with a conventional brine/water heat pump system. Analysis of the sensitivity of the results to the electricity mix powering the heat-pump.

Characteristics of the annual heat (or cold) load to be met

Type of building: Kindergarten building
 Climate: Rapperswil-Jona, Switzerland
 annual solar irradiation on the horizontal: 1100 kWh
 annual average of the ambient temperature: 10.1 °C
 DHW: ~ 1000 kWh/a
 Space heat: ~ 35'000 kWh/a

Type of system studied

letter code: $\begin{matrix} Sol, Air \\ srS, skS, HP \end{matrix} SHP_{S, srS}^{SH, SkS}$



Methods

Both, life cycle inventory (LCI) and life cycle impact assessment (LCIA) were done with the help of the software Simapro 7.3.3. Background data was taken from the database Ecoinvent v2 [1] and the related "Update of the LCI of solar collectors" [2]. New datasets were established, based on the data of the pilot system and data from manufacturers, according to the methodology of Ecoinvent. The system performance factor SPF_{SHP} was estimated to 5.5

(average for the same system installed in houses with high- and low-temperature heat distribution systems) by means of transient system simulations carried-out with TRNSYS. The reference system is assumed to have an SPF of 3.9, corresponding to an average value for Switzerland [3]. Ecological impacts were determined with the following three methods (indicators): Cumulative Non-Renewable Energy Demand (CE_{NRE}), Ecological Scarcity 2006 (Umweltbelastungspunkte, UBP) and Global Warming Potential (GWP) (see ref. [4] and references therein). The functional unit was taken to be the providing of 1 MJ of useful heat.

System components accounted for in LCI (lifetimes in parenthesis):

SHP with ice storage (Kindergarten)

Ice storage (50 yrs): concrete structure with inner volume ~ 80 m³, stainless steel heat exchangers with a total area of 43.7 m², hydraulic connections

Heat pump (20 yrs), brine/water, 18 kW thermal power

Storage tank (25 yrs), 3500 liters

Solar system (25 yrs): 50 m² glazed flat plate collectors, 17 m² unglazed flat plate collectors, hydraulic connections

Heat carrier fluid (10 yrs): 35 % v/v nonfreeze liquid, 65 % v/v desalted water

Circulating pumps (15 yrs): solar system 80 W, HP source side 150 W, HP sink side 150 W

Reference system

Heat pump (20 yrs), brine/water, 18 kW thermal power

Borehole heat exchanger (50 yrs), 306 meters, incl. heat carrier fluid

Circulating pumps (15 yrs): HP source side 150 W, HP sink side 150 W

Results

For both systems the **cumulative renewable energy demand** is clearly dominated by the use phase, which essentially represents the electricity consumption. The impact of the electricity consumption strongly depends on the electricity mix. The contribution of production and disposal is clearly higher for the system with ice storage. Due to a higher SPF, the contribution of the use phase is smaller. For all three electricity mixes this results in a somewhat lower total value for the CE_{NRE} of the system with ice storage.

Judging the impact by the method of **ecological scarcity** 2006 (UBP) results in a higher relative contribution of production and disposal. As a consequence, the total impact of the system Kindergarten is slightly larger than the one of the reference system.

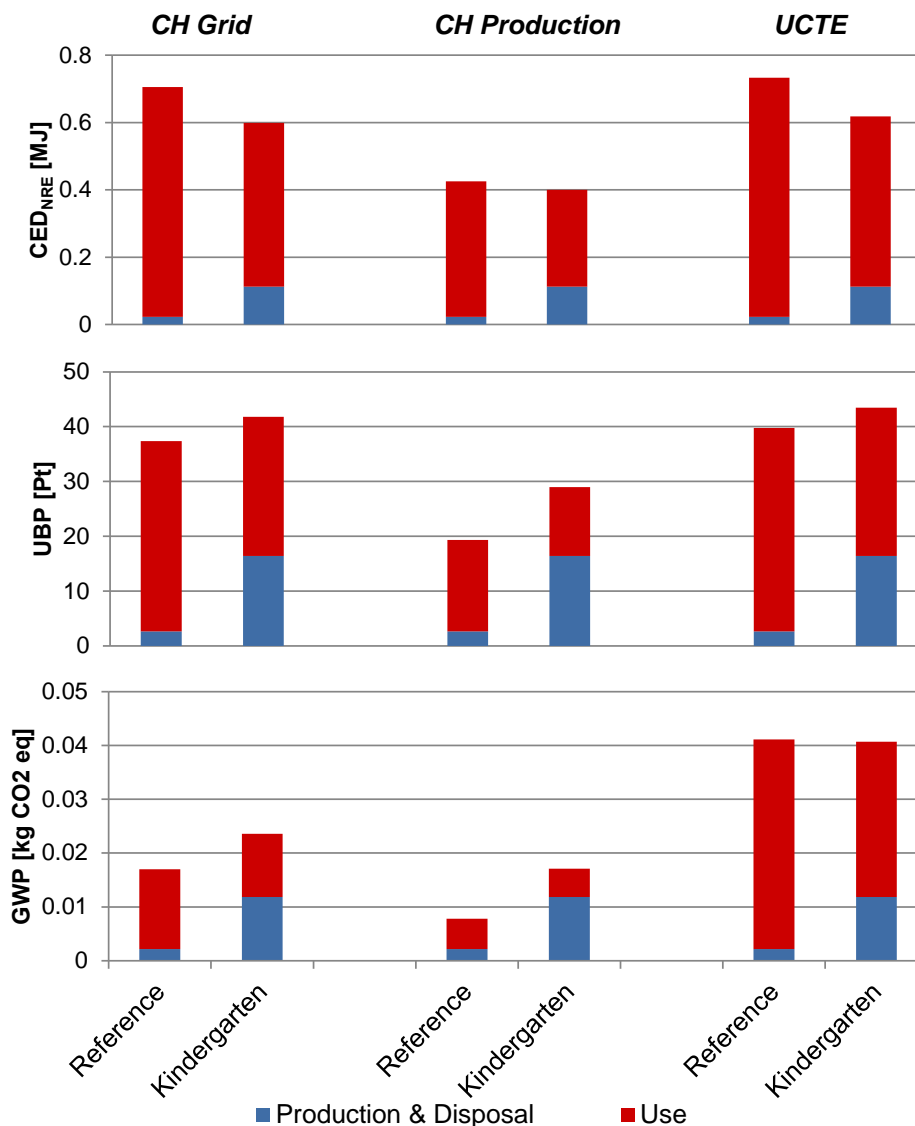
In terms of the **global warming potential** (on a time scale of 100 years), the relative importance of the use phase, i.e. of the electricity consumption, gets yet smaller for the two "low-carbon" electricity mixes. The result is a considerably higher GWP for the system Kindergarten as compared to the reference system for these two cases. For the UCTE electricity mix, the GWP is clearly dominated by the use phase and the two systems have an equally high total impact.

In summary, the results show that the reduced electricity demand of the system Kindergarten leads to an advantage in the use phase. The relative advantage corresponds to the ratio of the SPFs of the two systems. For production and disposal, on the other hand, all three indicators attribute clearly higher values to the system Kindergarten.

The relative weight of the use phase on one side and production and disposal on the other, depend on the impact assessment method chosen and on the electricity mix.

From the perspective of a heating systems engineer it will not be possible to substantially influence the composition of the electricity mix. Therefore, it is interesting to look at the

impacts of the individual system components in order to identify the most relevant ones. All three indicators get their highest contribution from the solar system (~50%). Somewhat lower (~30%), but of the same order of magnitude, is the contribution of the basic structure of the ice storage. In the continuation of this project, a main goal will be to determine the effect of using different building materials, techniques and disposal scenarios for the construction of ice storage tanks on their ecological impact.



References

- [1] R. Frischknecht and al., "Overview and Methodology. ecoinvent report No. 1," Swiss Centre for Life Cycle Inventories, Dübendorf (CH), 2007.
- [2] M. Stucki and N. Jungbluth, "Update of the Life Cycle Inventories of Solar Collectors," ESU-Services Ltd., Uster (CH), 2010.
- [3] M. Erb and al., "Feldanalyse von Wärmepumpenanlagen FAWA 1996-2003," Bundesamt für Energie BfE, 2004.
- [4] R. Hischier and al., "Implementation of Life Cycle Impact Assessment Methods. ecoinvent report No. 3, v2.2," Swiss Centre for Life Cycle Inventories, Dübendorf (CH), 2010.