Institut für Solarenergieforschung GmbH
Hameln/Emmerthal

Abschlussbericht
zum Forschungsvorhaben
Betrieb und messtechnische Bewertung eines neuartigen Sonnenhauskonzepts mit temperaturoptimierter Nutzung von Sonnenwärme anhand eines Experimentalgebäudes

Kurzbezeichnung: „SH-T-Opt Exp“
Förderkennzeichen: 032559
Laufzeit: 01.07.2015-30.09.2017

J. Steinweg, J. Glembin

Dezember 2017

Gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Gefördert durch:
Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Projektträger Jülich
Forschungszentrum Jülich

Projektbearbeitung

Institut für Solarenergieforschung Hameln (ISFH)
Abteilung Solarthermie
Projektleiter: Jan Steinweg
weiterer Ansprechpartner: Prof. Dr.-Ing. Oliver Kastner

Am Ohrberg 1
D-31860 Emmerthal
Tel. 05151-999-100
Fax. 05151-999-500
www.isfh.de

Mitwirkende Industriepartner

HELMA Eigenheimbau AG
Ansprechpartner: Nicolas Rudolph

Zum Meersefeld 4
D-31275 Lehrte
www.helma.de

RESOL Elektronische Regelungen GmbH
Ansprechpartner: Guido Filler

Heiskampstr. 10
D-45524 Hattingen
www.resol.de

Danksagung

Das Projekt wurde vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert. Die fachliche und administrative Projektbegleitung erfolgte durch den Projektträger Jülich (PtJ), namentlich Herrn Dr. Peter Donat. Die Autoren bedanken sich bei allen Partnern, beim Projektträger und beim Fördermittelgeber für die Unterstützung ihrer Arbeiten.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur **4**

Zusammenfassung **6**

1 Einleitung **8**

1.1 Motivation und Systemkonzept 8

1.2 Projektziele 9

1.3 Projektmanagement 10

2 Abgleich des Simulationsmodells **12**

2.1 Teilsystem Sonnenkollektor 13

2.1.1 Bewertung 16

2.2 Teilsystem Wärmepumpe 16

2.2.1 Bewertung 22

2.3 Teilsystem Erdwärmekollektor 23

2.3.1 Bewertung 26

2.4 Gesamtsystem 27

2.4.1 Teilsystem Sonnenkollektor 28

2.4.2 Teilsystem Wärmepumpe 30

2.4.3 Teilsystem Erdwärmekollektor 32

2.4.4 Gesamtsystem 33

3 Systemsimulationen **38**

3.1 Variation der Wetterdaten 38

3.2 Variation der Wärmelast 41

3.3 Variable Wertigkeit bei der Systemregelung 46

3.3.1 Umsetzung im Regler 47

3.3.2 Simulationsergebnisse 47

4 Messtechnische Analyse des Gebäudebetriebs **50**

4.1 Das Experimentalgebäude 50

4.2 Betriebsphase I: Systemeinregelung 52

4.2.1 Vergleich mit Simulationsergebnissen 53

4.3 Betriebsphase I: Stresstest 59

4.3.1 Beurteilung der Leistungsfähigkeit 63

4.4 Betriebsphase II: Messung bei ungestörtem Betrieb 63

4.4.1 Vergleich mit Simulationsergebnissen 65

5 Konzeptbewertung **68**

5.1 Technische Bewertung 68

5.2 Wirtschaftliche Bewertung 69

6 Projektorganisation **73**

6.1 Veröffentlichungen und Präsentationen 73

6.2 Abschlussarbeiten 73
6.3 Projekttreffen 74
7 Verwertbarkeit der Ergebnisse 75
7.1 Wirtschaftliche Erfolgsaussichten 75
7.2 Varianten im Systemkonzept 76
7.3 Wissenschaftlich-wirtschaftliche Anschlussfähigkeit aus Sicht des ISFH ... 76
7.4 Anschlussfähigkeit aus Sicht der HELMA Eigenheimbau AG 77
7.5 Schutzrechtsanmeldungen 77
8 Literatur 78
9 Anhang 80
9.1 Tagungsbeiträge 80

Nomenklatur

Lateinische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
c_p	Spez. Wärmekapazität	Wh/kgK
f_{Sol}	Solare Deckung	-
P_{el}	Elektrische Leistung	W
Q	Wärmemenge	Wh
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/h
W_{el}	Elektrische Arbeit	Wh

Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
ε	Leistungszahl	-
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz	K
ϑ	Temperatur	°C

Abkürzungen und Indices

AP	Arbeitspaket
AZ	Arbeitszahl
BTA	Bauteilaktivierung

Coll	Kollektor
EG	Erdgeschoss
EWK	Erdwärmekollektor
FKZ	Förderkennzeichen
in	Eintritt
Koll	Sonnenkollektor
Kond	Kondensator
Max	Maximal
Mess	Messung
NH	Nachheizbereich
OG	Obergeschoss
out	Austritt
Rad	Radiator
Ref	Referenzsystem
SH	Sonnenhaus
SH1	Sonnenhaus mit Standard Systemtechnik
SH2	Sonnenhaus mit neuer Systemtechnik
Sim	Simulation
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
Verd	Verdampfer
W	Wertigkeit
WP	Wärmepumpe
WW	Warmwasser

Zusammenfassung

Der Vorliegende Projektbericht schließt die Arbeiten in des Forschungsvorhabens „SH-T-Opt Exp“ (FKZ: 0325559) ab, dem das Vorhaben „SH-T-Opt“ (FKZ: 0325981A/B) voranging. Ziel des Gesamtvorhabens war es, ein neues Systemkonzept für Sonnenhäuser zu entwickeln, das bei gleicher Leistungsfähigkeit gegenüber einem Standard Sonnenhaus auf einen großen zentralen Pufferspeicher verzichten kann und stattdessen die ohnehin vorhandene Gebäudemasse mit einer direkt solarthermisch versorgten Bauteilaktivierung (BTA) erschließt. Als Nachheizung kommt statt eines Holzofens eine Wärmepumpe (WP) zum Einsatz, deren Quelle ein sehr klein dimensionierter horizontaler Erdwärmekollektor (EWK) ist. Dieser kann einerseits durch Solarwärme regeneriert und entlastet werden und andererseits die sommerliche Kollektorstagnation vermeiden. Während die Konzeptentwicklung sowie die Planung und Realisierung des Experimentalgebäudes im vorangegangenen Vorhaben beschrieben werden, werden in diesem Bericht die Ergebnisse der zweijährigen Messphase sowie begleitende Simulationsstudien vorgestellt.

Zunächst wird ein Abgleich des Simulationsmodells anhand der Messdaten des Experimentalgebäudes beschrieben. Dieses Modell wurde bereits für die Systemkonzeptionierung eingesetzt. Betrachtet werden dabei die wichtigsten Teilsysteme Sonnenkollektor, Wärmepumpe und Erdreichkollektor sowie anschließend das Gesamtmodell des Energiesystems, inklusive des Gebäudes. Der Abgleich erfolgt anhand von zwei ausgewählten Messzeiträumen in Sommer und Winter, wobei verschiedene Auswertegrößen für einen Vergleich herangezogen werden. Der Komponentenabgleich zeigt eine überwiegend gute Übereinstimmung zwischen Simulationsmodell und realem Komponenten- bzw. Systemverhalten. Größere Abweichungen beim Abgleich des Kollektormodells sind durch Teilverschattung des Strahlungssensors zu erklären. Zudem müssen durch nicht hinreichend vorhandene Messgrößen Annahmen für einige Modelleingangsgrößen getroffen werden, die die Übereinstimmung von Mess- und Simulationsergebnissen beeinflussen. Dem zufolge sind die Ergebnisse des Gesamtsystemvergleichs positiv zu bewerten, aber mit Einschränkungen zu interpretieren. Die Abweichung des gemessenen vom simulierten Gesamtstrombedarf des Experimentalgebäudes beträgt 10 %. Die solare Deckung wird infolge der Sensorverschattung um 16 % unterschätzt während die JAZ der WP um knapp 10 % überschätzt wird.

Eine nachfolgende Studie mit dem abgeglichenen Simulationsmodell des Experimentalgebäudes betrachtet die Variation des Wetters (Hannover der Jahre 1989 bis 2001) und der Wärmelasten im Gebäude (Raumheiz- und TWW Bedarf) im Hinblick auf die Zuverlässigkeit des Wärmeversorgungssystems bei wechselnden Randbedingungen und hoher Belastung. Hier zeigt sich, dass die Solare Deckung je nach Wetterjahr zwischen 41 % und 59 % schwankt, während der Gesamtstrombedarf zwischen 1.800 kWh und 3.500 kWh pro Jahr beträgt. Die Wärmeversorgung ist jedoch jederzeit gesichert und es treten keine Überlastungen, insbesondere der kleinen WP-Quelle, auf. Dies gilt auch bei Erhöhung der Raumsolltemperatur von 20 °C

auf 24 °C und bei der Verdoppelung des TWW Bedarfs (Standardannahme ist ein Vierpersonenhaushalt). Beides erhöht den Gesamtstrombedarf und mindert die solare Deckung, bedeutet jedoch nicht eine kritische Überlast des Systems.

Eine darauf folgende Analyse der über zwei Jahre aufgenommenen Messdaten (April 2015 bis März 2017) zeigt, dass das System sich wie erwartet verhält und die energetischen Anforderungen erfüllt. Die solare Deckung liegt im ersten Messjahr mit 52 % knapp über und im zweiten Messjahr mit 47 % knapp unter dem Auslegungswert von 50 %. Die Schwankungen lassen sich mit Nutzerverhalten und Witterungseinflüssen erklären. Sowohl die Simulationsstudie als auch die Messergebnisse zeigen, dass die Systemleistung maßgeblich durch die im Winter und in den Übergangszeiten verfügbare Solarstrahlung beeinflusst wird, die vornehmlich durch die BTA genutzt wird. Im ersten Messjahr trägt die solare BTA 50 % des Raumheizbedarfs bei, im zweiten Messjahr nur etwa 30 %. Eine geringe Schichtungseffizienz und ein hoher Wärmeverlustkoeffizient des Pufferspeichers bieten zudem Verbesserungspotential bei der Systemeffizienz und der JAZ der WP, die bei etwa 3,4 bis 3,5 liegt. Der Gesamtstrombedarf liegt trotz allem zwischen 7 kWh/²a und 8 kWh/m²a und damit auf einem sehr geringen Niveau, dass zudem auch primärenergetisch die Erfüllung der Sonnenhauskriterien sichert (Primärenergiebedarf unter 15 kWh/m²a).

Die technische Bewertung des Konzepts fällt dem Entsprechend positiv aus. Sowohl die Systemleistung als seine Zuverlässigkeit im Betrieb erfüllen die Erwartungen. Die Umsetzung des im Vergleich zum Standard-Sonnenhaus relativ komplexen Systems erfordert einen versierten und erfahrenen Planer und Haustechniker sowie eine gute Abstimmung zwischen den Gewerken und ist unserer eigenen Erfahrung nach beherrschbar. Im Rahmen einer diesem Bericht angehängten Studie ist trotzdem auch Vereinfachungspotential erarbeitet worden, dass bei nahezu gleicher Systemeffizienz die Komplexität deutlich reduzieren kann.

Ein schlussendlich durchgeführter direkter Kostenvergleich zwischen dem Standard Sonnenhaus, dem neuen Konzept und der erwähnten Konzeptvereinfachung zeigt, dass die neuen Ansätze ein Kostensenkungspotential von 28 % bis 35 % erreichen können. Größtes Einsparpotential besteht dabei beim üblicherweise über mehrere Stockwerke reichenden, großen Pufferspeicher des Standard Konzepts. Die energetische Gleichwertigkeit ist stets vorausgesetzt. Nicht mit einberechnet ist die Einsparung an umbautem Raum durch den viel kleineren Pufferspeicher des neuen Konzepts, welches den Kostenvorteil noch vergrößern würde.

Sowohl die technischen als auch die wirtschaftlichen Vorteile des neuen Sonnenhauskonzepts sprechen aus unserer Sicht für die weitere Verfolgung des Konzeptgedankens, der sich im Übrigen auch für die Anwendung im Mehrfamilienhausbereich, in der energetischen Bestandsmodernisierung oder in Nichtwohngebäuden eignet.

1 Einleitung

1.1 Motivation und Systemkonzept

Aktuelle Sonnenhäuser (auch unter dem Synonym Solaraktivhäuser geführt) zeichnen sich dadurch aus, dass sie große Kollektorflächen und große Speicher aufweisen, im Fall eines Einfamilienhauses typischerweise über 30 m² Kollektorfläche und 5 m³ bis über 10 m³ Speicherwasservolumen (SoH-Institut 2011), (Leukefeld 2010). Die Nachheizung erfolgt üblicherweise über Holzverbrennung. Der konzeptionelle Grundgedanke für diese Häuser ist, mit primärenergetisch minimalem Bezug die gesamte Wärmeversorgung zu gewährleisten. Durch Beladung des Speichers während des Sommers/Herbstbeginns wird die solare Wärme über eine möglichst lange Periode genutzt. Grundsätzlich entstehen durch die Investition in die Solar- Heizungstechnik hohe Kosten, die noch nicht mit denen konventioneller Wärmeversorgungssysteme konkurrieren können. Insbesondere der Speicher nimmt einen signifikanten Kostenanteil ein, der sich zudem noch deutlich erhöht, wenn man den Bedarf an umbautem Raum als Kostenfaktor mit einbezieht. Die Zusatzkosten verhindern zurzeit eine weite Verbreitung von Solarhäusern. Um eine breitere Schicht von Interessenten anzusprechen, muss daher das Ziel sein, die Kosten für die solar dominierte Wärmeversorgung deutlich zu reduzieren.

Inhalt des Projekts ist die Realisierung eines neuen Wärmeversorgungskonzepts, bei dem im Gegensatz zu den herkömmlichen Lösungen nicht mehr der Speicher allein im Zentrum der Anlage steht, sondern eine temperaturoptimierte Aufteilung der Solarenergiegewinne auf unterschiedliche Senken im Fokus steht. Hierbei wird das Speichervolumen deutlich reduziert. Neben der Kosteneinsparung bietet dies den Vorteil, dass die sommerlichen Wärmeeinträge durch Verluste des Speichers gering ausfallen. Dadurch steigt die Raumtemperatur im Sommer weniger stark an und die thermische Behaglichkeit verbessert sich im Vergleich zu Sonnenhäusern mit großem Speicher. Um weiterhin einen hohen solaren Deckungsanteil zu erzielen, wird die thermische Masse des Gebäudes durch eine Bauteilaktivierung erschlossen. Diese wird direkt mit dem Sonnenkollektorkreis verbunden und ist so in der Lage, einen erheblichen Teil der Raumbeheizung zu übernehmen.

Die nichtsolare Raumbeheizung erfolgt über Heizkörper, diese werden wie auch die Frischwasserstation für die Warmwasserbereitung vom Pufferspeicher versorgt, der neben der Solaranlage von einer Nachheizung erwärmt wird. Die Nachheizung erfolgt durch eine Wärmepumpe, deren Wärmequelle ein Erdreichwärmetauscher ist. Der Einsatz einer Wärmepumpe bietet Vorteile, z. B. wenn Überschüsse an regenerativ erzeugtem Strom im Netz vorhanden sind oder ein bilanzielles Null- oder Plusenergiehaus mittels einer eigenen PV- Anlage erzielt werden soll. Zudem wird über einen zusätzlichen Wärmeübertrager solare Wärme in den Erdreichkreis eingebunden. So ist es nicht nur möglich, das Erdreich solar zu regenerieren, sondern auch den Sonnenkollektor im Sommer gezielt zu kühlen, um die Stagnationsstunden zu reduzieren bzw. eine Stagnation sogar komplett zu verhindern. Die zusätzlichen

solaren Erträge im Erdreich ermöglichen eine knappe Dimensionierung der Quelle und können so die Systemkosten reduzieren.

Abbildung 1.1 zeigt ein Energieflussschema des Konzepts mit einem Erdwärmekollektor als Erdreichquelle der Wärmepumpe.

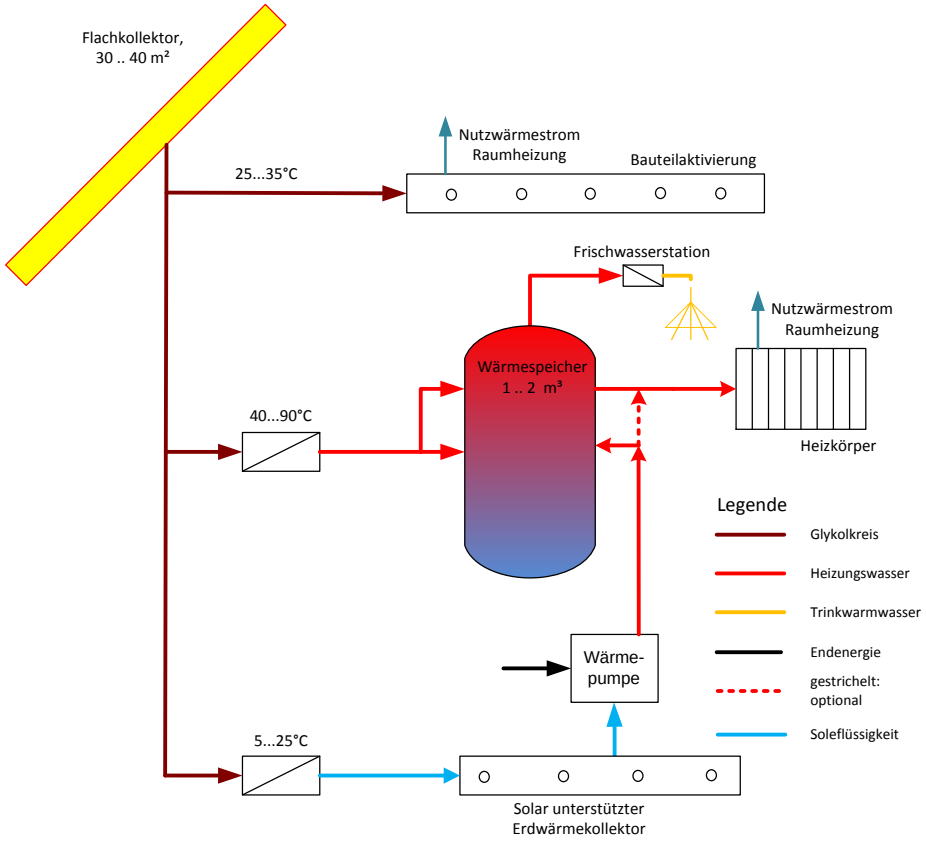


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung der Wärmeströme im neuen Sonnenhauskonzept

1.2 Projektziele

Das Gesamtziel des Projekts ist die Entwicklung und praktische Bewertung des unter Abschnitt 1.1 vorgestellten neuen Systemkonzepts für Sonnenhäuser anhand eines Experimentalgebäudes. Dazu wurde das Konzept in einem vorangegangenen Projekt im Rahmen von Simulationsstudien zunächst konkretisiert, um es dann in einem geeigneten Gebäude prototypisch zu realisieren und messtechnisch zu untersuchen.

Die grundsätzliche Funktion des Gebäudes ist zum Abschluss des vorangegangenen Forschungsprojekts nachgewiesen worden (Glembin 2015). Dies geschah vornehmlich auf Basis der Ergebnisse der durchgeführten umfangreichen Simulationsstudien. Die aufgenommenen Messdaten aus dem beginnenden Betrieb des Experimentalgebäudes haben es ermöglicht, die Funktion der Anlagentechnik sowie der Regelung zu prüfen und etwaige Fehler in der Anlage zu korrigieren. Durch die kurze Betriebszeit ist allerdings eine energetische Optimierung des Anlagenbetriebs und Überprüfung der Simulationsergebnisse anhand längerer Messphasen nur eingeschränkt möglich gewesen.

Ein erweiterter Vergleich des Experimentalgebäudebetriebs mit den zuvor getroffenen Vorhersagen auf Basis der Simulationsstudien zur Einschätzung der Systemleistung im Grenzbereich (höhere Heiz- oder Warmwasserlasten, kleinere Wärmequellen oder –senken, Extremwetterperioden) oder an anderen Standorten war auf Basis der knappen Betriebszeit nicht möglich. Deshalb wird durch die im folgenden beschriebene Fortführung der messtechnischen Untersuchungen über zwei Messjahre ein qualitätssichernder Projektabschluss erreicht, auf dessen Basis eine Überführung des Systemkonzepts in ein vermarktungsfähiges Produkt durch die HELMA Eigenheimbau AG erfolgreich umgesetzt werden kann. Folglich hat das hier beschriebene Vorhaben die folgenden zentralen Zielsetzungen:

- Durchführung eines Stresstests im Experimentalgebäude durch Erhöhung des Wärmebedarfs bei gleichzeitiger Verkleinerung der Wärmequelle (EWK)
- Messung des ungestörten und unverfälschten Gebäudebetriebs inklusive wesentlicher Energieströme über ein vollständiges Jahr nach Trocknung der Bausubstanz, Abschluss der Versuche und Eingewöhnung der Bewohner
- Bestimmung und Auswertung charakteristischer Auswertegrößen wie Kollektorerträge, solarer Deckung, Endenergieverbrauch und Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe und Vergleich zu den Systemsimulationen
- Sicherstellung der Konzept- und Gebäudefunktion sowie deren Robustheit bei verschiedenen realitätsnahen Betriebsbedingungen
- Erkenntnistransfer zur Identifizierung weiterer Möglichkeiten der Kostenersparnis, belastbare Aussagefähigkeit zu Kosten eines zukünftigen Serienprodukts

Durch den gemessenen Gebäudebetrieb im Grenzbereich der Systembelastbarkeit und Extrapolation der Messergebnisse mithilfe der Simulationen liefern die Ergebnisse Sicherheit über die Funktion und Robustheit des Systems bei unterschiedlichsten Betriebsbedingungen. Dadurch kann eine Bestimmung der Systemleistung unter veränderten Umgebungsbedingungen durchgeführt werden. Dies ermöglicht eine sichere Einschätzung der zur erwarteten Systemperformance bei späterer nationaler oder internationaler Vermarktung des Konzepts.

1.3 Projektmanagement

Die Leitung und Organisation des Projekts lag beim ISFH. Wesentliche Aufgabe dabei war die Planung des Projektablaufs und dessen zeitliche Verfolgung bzw. Steuerung. Das ISFH hat die Kommunikation und Abstimmung zwischen den Hausbewohnern und den Projektpartnern HELMA und RESOL übernommen. Für die Durchführung von Versuchen war eine detaillierte Abstimmung genauso notwendig wie für die Installation von Reglerupdates im Fortgang der technischen Optimierung des Konzepts. Insbesondere die Durchführung des Stresstests benötigte die aktive Mitwirkung aller Beteiligten, insbesondere der Bewohner. Auch die Organisation von Installateursarbeiten an der Anlage zur Optimierung und Fehlerbeseitigung hat das

ISFH organisiert und begleitet. Außerdem sind die organisatorischen Maßnahmen zur Erreichung der Meilensteine und Ziele in den einzelnen Arbeitspaketen und deren Koordination sowie die Vorbereitung und Durchführung der Projekttreffen zu nennen. Der Projektfortgang und die Projektergebnisse sind während der Projektlaufzeit in Form von Zwischenberichten und der Öffentlichkeit zugänglichen Publikationen (siehe Kapitel 6.1) dokumentiert worden.

Arbeitspaket **Inhalt und Verweis auf Kapitel im Bericht**

AP 1 Projektmanagement und Austausch

→ Abschnitt 1.3 und 6

AP 2 Betrieb des Gebäudes, Betriebsphase I

→ Abschnitt 4.2

AP 3 Analyse der Betriebsphase I und begleitende Simulationsstudie

→ Abschnitte 2, 3 und 4.2.1

AP 4 Betrieb des Gebäudes, Betriebsphase II

→ Abschnitt 4.4

AP 5 Analyse des Gebäudebetriebs, Betriebsphase II

→ Abschnitte 4.4 und 4.4.1

AP 6 Kosten und Umsetzung

→ Abschnitt 5

2 Abgleich des Simulationsmodells

Die im Experimentalhaus gewonnenen Messdaten ermöglichen eine Überprüfung und Bewertung des verwendeten Simulationsmodells. Dieses ist identisch mit dem bereits im Projekt „SH-T-Opt“ eingesetzten Modell. Dem Abschlussbericht zu diesem Projekt (Glembin 2015) können alle wesentlichen Informationen zum Aufbau des Simulationsmodells und der beteiligten Komponenten entnommen werden. Eine der wesentlichen Komponenten ist das Gebäude selbst, dessen Aufbau ebenfalls im Abschlussbericht „SH-T-Opt“ beschrieben ist. Für den folgenden Abgleich ist es aber notwendig die Parameter der anderen Komponenten im System an die Gegebenheiten im Experimentalhaus anzupassen.

Zunächst wird ein detaillierter Abgleich der drei wesentlichen Komponenten bzw. derer Teilsysteme durchgeführt: Sonnenkollektor (Abschnitt 2.1), Wärmepumpe (2.2) und Erdwärmekollektor (2.3). Hierzu werden der Simulation im Wesentlichen die Messwerte einer repräsentativen Messperiode für Eintrittstemperaturen und Massenströme vorgegeben. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung erfolgt für das jeweilige Teilsystem anhand der Austrittstemperaturen und der sich dadurch ergebenen thermischen bzw. elektrischen Leistungen und Energiemengen.

Anschließend wird in Abschnitt 2.4 ein Vergleich der Mess- und Simulationsdaten für das gesamte System mit allen Systemkomponenten durchgeführt. Der Simulation werden dabei aus einer längeren Messperiode ausschließlich meteorologische und die Wärmelast charakterisierende Daten vorgegeben.

Abbildung 2.1 zeigt ein Schema des Gesamtsystems, in dem die drei im Detail untersuchten Teilsysteme markiert sind. Die markierten Bereiche stellen die Bilanzgrenzen der Teilsysteme dar und umfassen die für den Abgleich des jeweiligen Teilsystems verwendeten Messsensoren.

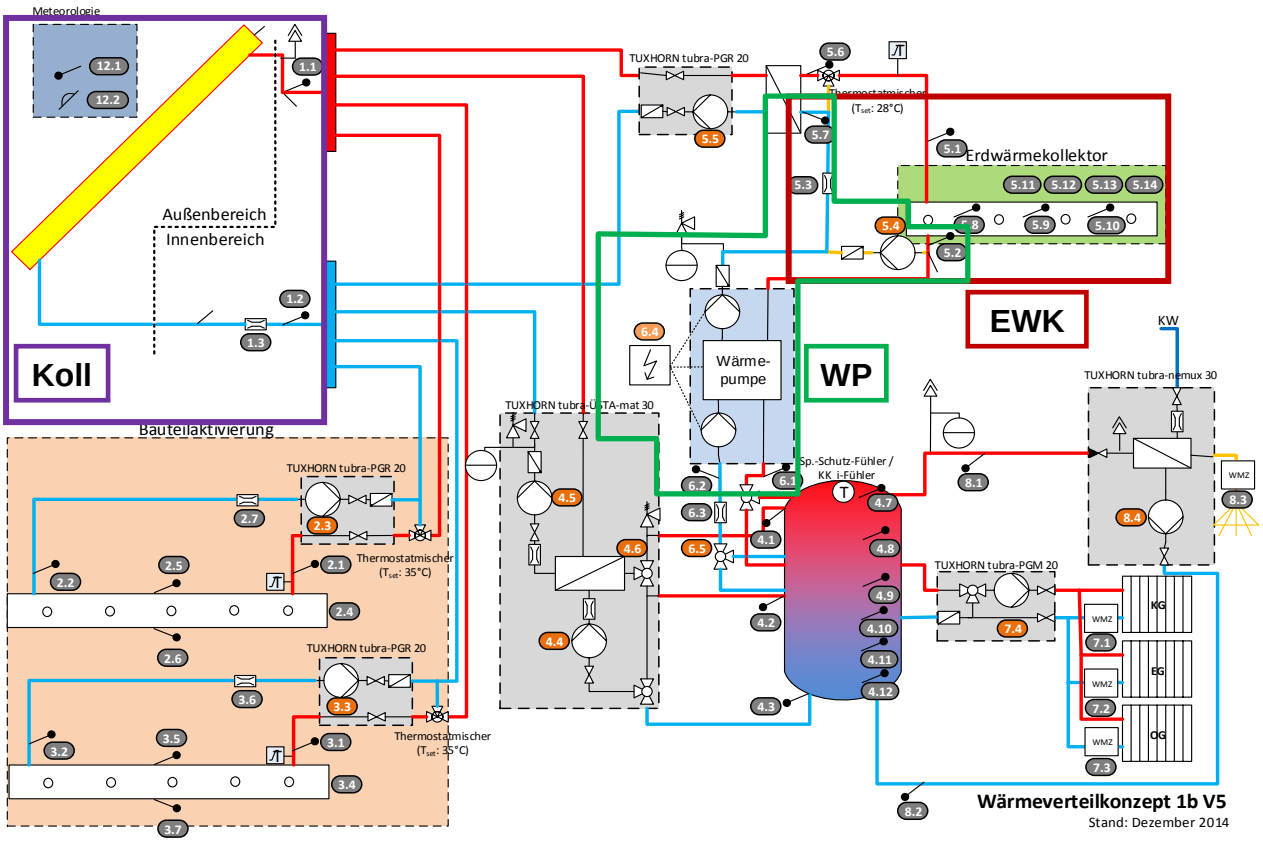


Abbildung 2.1: Schema des Wärmeversorgungssystems im Experimentalgebäude mit den eingesetzten Messsensoren, markiert sind die drei Teilkomponentensysteme Sonnenkollektor (Koll), Wärmepumpe (WP) und Erdwärmekollektor (EWK)

Der Bilanzraum des Sonnenkollektorkreises wird begrenzt durch die Temperaturfühler 1.1 und 1.2 sowie dem Massenstromsensor 1.3. Für den Erdwärmekollektorkreis werden die Temperatursensoren 5.1 und 5.2 sowie der Massenstrom laut Sensor 5.3 verwendet. Das Teilsystem der Wärmepumpe wird auf der Kondensatorseite durch die Fühler 6.1, 6.2 und 6.3 und auf der Verdampferseite durch die Fühler 5.2, 5.3 und 5.7 erfasst. Außerdem wird die elektrische Leistungsaufnahme von Sensor 6.4 verwendet.

2.1 Teilsystem Sonnenkollektor

Das Teilsystem (siehe Markierung im Hydraulikschema in Abbildung 2.1) umfasst nicht nur das Kollektorfeld, sondern auch den Teil der Kollektoranschlussleitungen bis zu den Temperatursensoren im Heizraum. Neben meteorologischen Daten stellen vor allem die Temperatur und der Massenstrom am Eintritt in das Teilsystem die wesentlichen Eingangsgrößen des Simulationsmodells dar. Zudem werden die Temperaturen in den einzelnen Zonen des Gebäudes als Randbedingungen für die durch das gesamte Gebäude verlegten Anschlussleitungen verwendet. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung erfolgt mithilfe der Austrittstemperatur aus dem Kollektorkreis und dem daraus berechneten Kollektorertrag an den einzelnen Tagen.

Die Abbildung des Kollektorkreises und die Parametrierung der Komponenten sind mit folgenden Unsicherheiten verbunden:

- Die Einstrahlung auf die Kollektorebene wird als Gesamtstrahlung gemessen. Der im Modell benötigte Anteil an Diffus-/Direktstrahlung muss auf Grundlage der Gesamtstrahlungswerte abgeschätzt werden.
- Die Führung der Kollektoranschlussleitungen und damit deren genaue Länge ist nicht im Detail nachgemessen worden und wird auf Basis der Aussagen des Gebäudeplaners angenommen.
- Die Kollektorkennwerte werden einem Prüfbericht entnommen, der für einen Kollektor gleichen Typs aber mit doppelt so großer Aperturfläche wie im Experimentalhaus ausgestellt wurde. Es ist nicht auszuschließen, dass die verbauten Kollektoren andere Kennwerte aufweisen.

Für den Vergleich zwischen Simulation und Messung wird die Messperiode vom 14.05. bis 24.07.2105 verwendet. In dieser Periode trat ein Problem in der Stagnationsschutzfunktion des Reglers auf. Aus diesem Grund kam es zeitweise zum Betrieb des Kollektorkreises bei Temperaturen oberhalb des eingestellten Grenzwertes für die Stagnation, der durch starke Schwankungen von Temperaturen und Massenströme aufgrund der beginnenden Verdampfung des Fluides gekennzeichnet war. Das Simulationsmodell ist nicht in der Lage, diese Betriebszustände zu simulieren bzw. die Simulation führt hier zu hohen Abweichungen zur Messung. Zu diesen Zuständen kam es an insgesamt 12 Tagen, die in der Auswertung nicht berücksichtigt werden.

Abbildung 2.2 zeigt die Ergebnisse für den 04.07.2015, an dem mit 6,4 kWh/m²a die zweithöchste Einstrahlung innerhalb des untersuchten Zeitraumes auftrat.

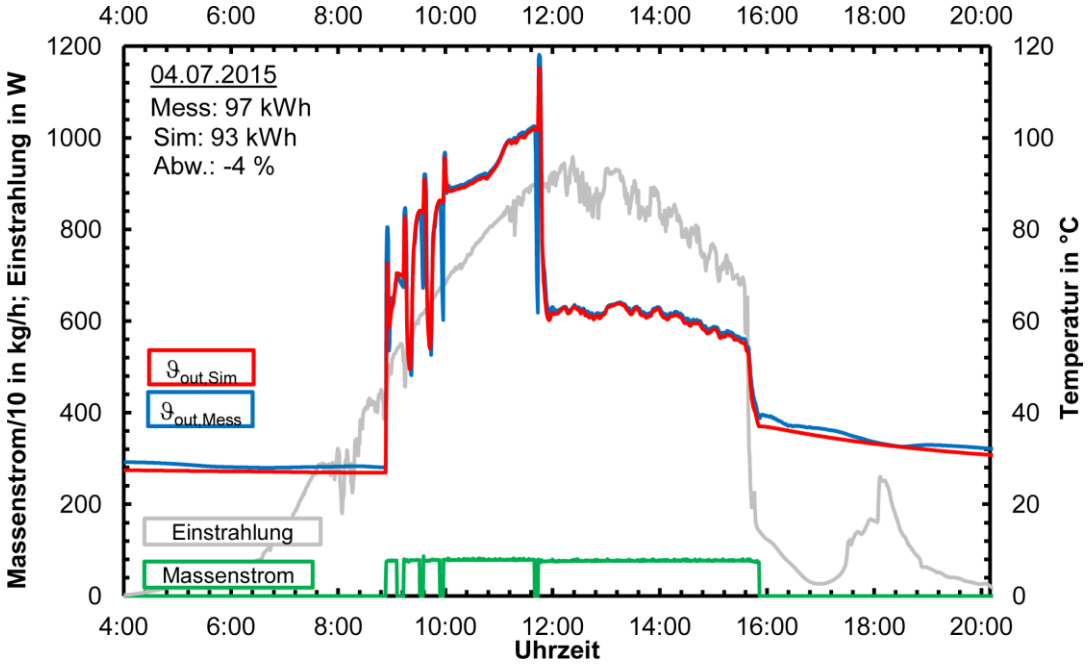


Abbildung 2.2:Mess- und Simulationsergebnisse für den 04.07.2015 im Teilsystem des Sonnenkollektors: gemessene und simulierte Austrittstemperatur, Einstrahlung auf die Kollektorfläche, Massenstrom (dividiert durch 10)

Der Kollektor wird zunächst in drei kurzen Takten betrieben, der dadurch hervorgerufene sehr dynamische Temperaturverlauf wird vom Modell nur teilweise wiedergege-

ben. Bei längerem Kollektorbetrieb ergibt sich dagegen eine deutlich bessere Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Allerdings liegt in diesem Zeitraum die simulierte Kollektoraustrittstemperatur um 0,5 K bis 1 K unter dem gemessenen Wert. Dies führt zu einer Abweichung am gesamten Tag von -4 %.

Der Vergleich von Simulations- und Messdaten für den gesamten Zeitraum der Messperiode erfolgt mithilfe der täglichen Kollektorerträgen ($Q_{Coll,Mess}$ / $Q_{Coll,Sim}$) als Integral der Kollektorleistungen.

$$Q_{Coll,Mess} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{Coll,out,Mess} - \vartheta_{Coll,in,Mess}\right), Q_{Coll,Sim} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{Coll,out,Sim} - \vartheta_{Coll,in,Mess}\right) \quad (1)$$

Der Kollektorertrag wird berechnet mit der gemessenen bzw. der simulierten Kollektoraustrittstemperatur ($\vartheta_{Coll,out,Mess}$ / $\vartheta_{Coll,out,Sim}$). Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{Coll,in,Mess}$, der Massenstrom $\dot{m}$ sowie die mit c_p = 1,03 Wh/kgK (Stoffwert für 50 °C) als konstant angenommene spezifische Wärmekapazität ist in Messung und Simulation identisch. Abbildung 2.3 zeigt die simulierten und gemessenen Kollektorerträge für den Zeitraum 14.5. bis 24.7.

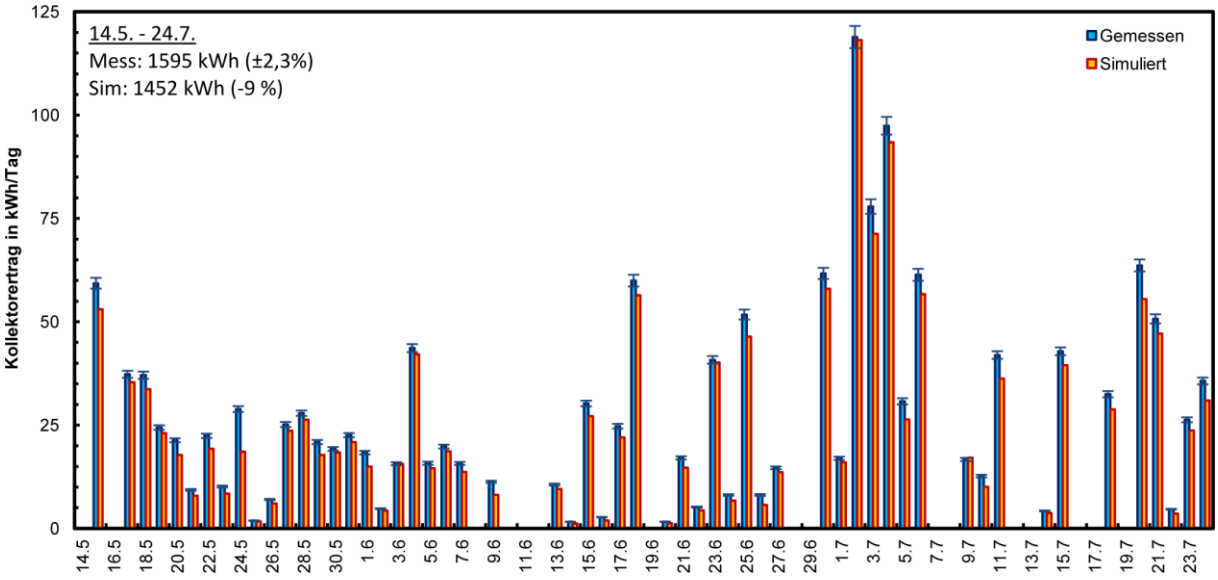


Abbildung 2.3: Gemessener und simulierter Kollektorertrag für den Zeitraum 14.5. bis 24.7. mit Messunsicherheiten

Der simulierte Kollektorertrag ist an nahezu jedem Tag unter dem jeweiligen Messwert. Im Maximum liegt der simulierte Wert um 36 % unterhalb des Messwertes, im gesamten Zeitraum liegt die Abweichung bei 9 %. Die höchsten relativen Abweichungen treten an Tagen mit geringen Kollektorerträgen auf, bei höheren Erträgen ergibt sich eine geringere Abweichung. Dies deckt sich mit dem Ergebnis aus Abbildung 2.2, das für den 04.07.2015 einerseits eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation im länger andauernden Betrieb zeigte. Im schnell wechselnden, taktenden Betrieb mit eher geringer Kollektorleistung ergeben sich dagegen weitaus höhere Abweichungen.

2.1.1 Bewertung

In der Simulation ergibt sich für den Zeitraum 14.05. bis 24.07. unter Vorgabe der Eintrittstemperatur und des Massenstroms ein um 9 % geringerer Kollektorertrag im Vergleich zur Messung. Das Modell zeigt vor allem im taktenden Betrieb eine geringe Übereinstimmung mit der Messung. Allerdings werden auch während des dauerhaften Betriebes in der Regel zu geringe Kollektoraustrittstemperaturen simuliert. Es ist anzunehmen, dass die Abweichungen vor allem durch die z.T. unsichere Parametrierung des Kollektors und der ungenauen Vorgabe von Direkt-/Diffusanteil der solaren Einstrahlung hervorgerufen werden. Trotz dieser Abweichungen kann die Genauigkeit des Modellteils des Sonnenkollektors als hinreichend genau für die Simulation angesehen werden.

2.2 Teilsystem Wärmepumpe

Das Teilsystem umfasst die Wärmepumpe inklusive des Heizstabes sowie der Rohrleitungen zwischen dem Gerät und den Messsensoren (siehe Markierung im Schema von Abbildung 2.1). Auf der Kondensatorseite der Wärmepumpe ist dies nur ein jeweils kurzes Rohrleitungsstück. Verdampferseitig sind die Rohrleitungen länger und beinhalten den Bypass der Wärmepumpe.

Für den Vergleich werden die Messdaten der Periode 30.03.2015 bis 05.04.2015 verwendet. Wesentliche Eingangsgrößen zur Prüfung des Teilsystems in der Simulation sind die Eintrittstemperaturen und Massenströme auf beiden Seiten der Wärmepumpe sowie die Betriebssignale für Wärmepumpe und Heizstab. Zur Vorgabe der Umgebungstemperaturen der Rohrleitungen wird die Temperatur im Heizraum verwendet. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung erfolgt mithilfe der Austrittstemperaturen der Wärmepumpe und den daraus berechneten Wärmemengen sowie der elektrischer Leistung/Energiemenge.

Abbildung 2.4 zeigt die Ergebnisse auf der Verdampferseite der Wärmepumpe für den 03.04.2015.

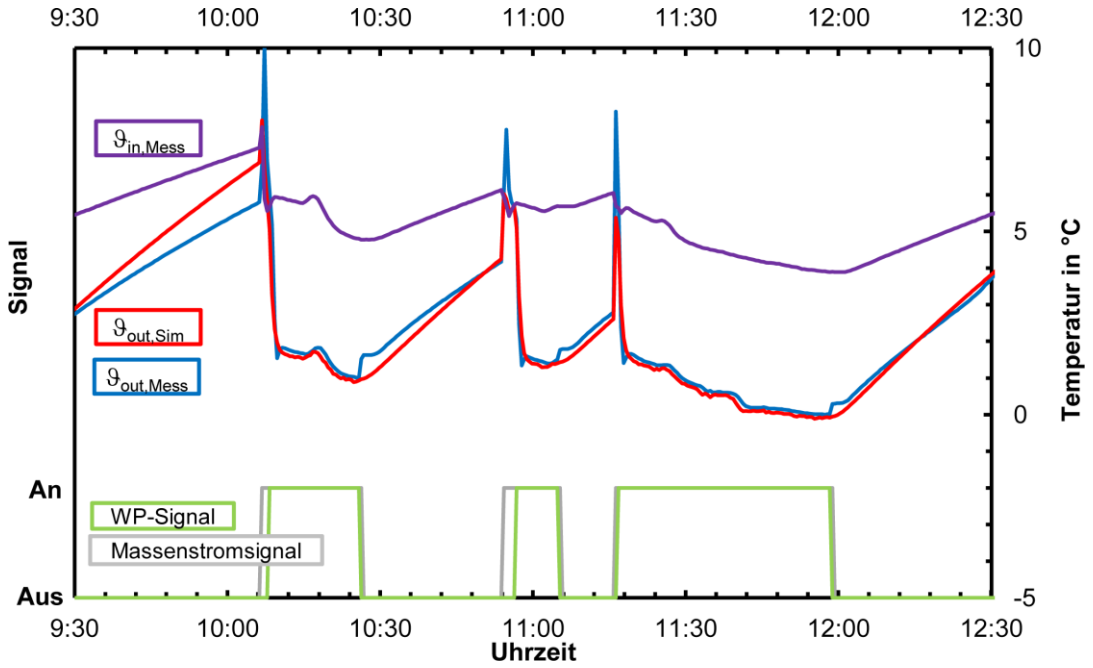


Abbildung 2.4:Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem der Wärmepumpe: gemessene Verdampfereintritts- sowie gemessene und simulierte Verdampferaustrittstemperatur, Massenstrom- und Wärmepumpensignal

Der Ausschnitt aus dem Diagramm zeigt:

- Die Regelung der Wärmepumpe startet vor dem Einschalten des Kompressors die Umwälzpumpe im Verdampferkreis. In der Messung wird in der Folge wärmeres Wasser zum Sensor der Austrittstemperatur gefördert, dies führt zu einer Temperaturspitze von bis zu 4 K. Am Eintritt tritt dagegen nur beim ersten gezeigten Wärmepumpentakt (davor 45 min Stillstand) eine kleine Temperaturspitze auf, d.h. zwischen beiden Temperatursensoren muss es im Stillstand zu einer entsprechenden Erwärmung kommen.
- Die Simulation folgt nach dem Einschalten der Eintrittstemperatur, d.h. hier zeigt sich nur beim ersten Wärmepumpentakt eine kleine Temperaturspitze.
- Nach der Temperaturspitze beim Einschalten des Massenstromes zeigt sich nur eine geringe Abweichung zwischen Messung und Simulation.

Abbildung 2.5 vergleicht den aus den jeweiligen Austrittstemperaturen berechneten Wärmeleistungen für Messung und Simulation.

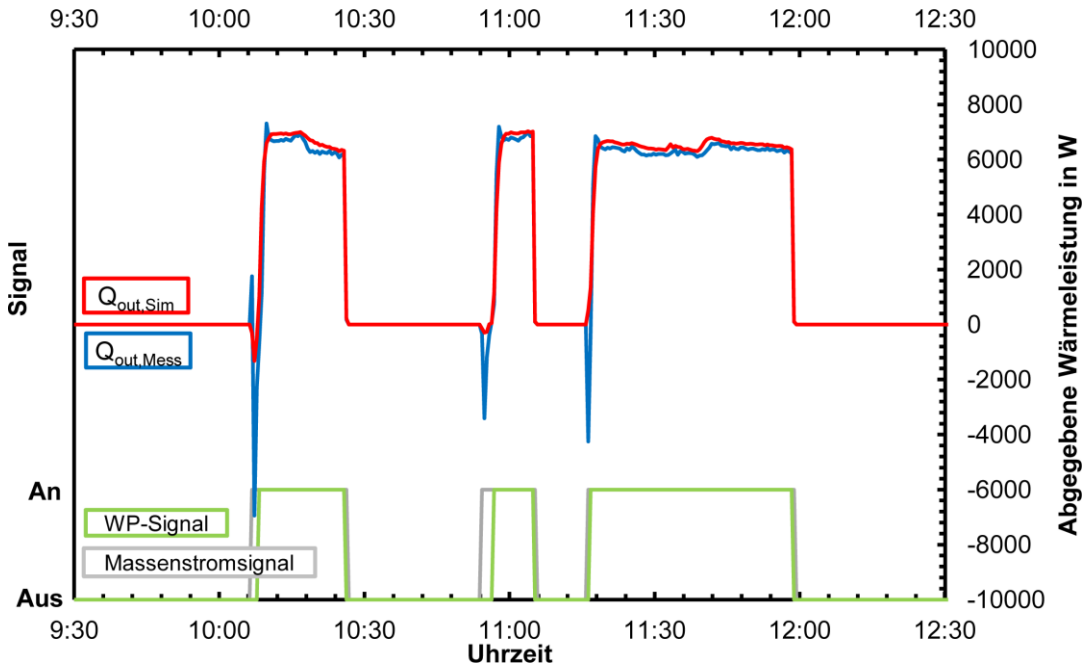


Abbildung 2.5:Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem der Wärmepumpe: Wärmeleistung am Verdampfer, Massen- und Wärmepumpensignal

Der Vergleich der Wärmeleistungen zeigt, dass hohe Abweichungen vor allem durch die gemessene Temperaturspitzen nach Zuschalten des Massenstromes vor dem Betrieb der Wärmepumpe auftreten. Im WP-Betrieb selbst sind die Abweichungen gering. Insgesamt wird am 03.04.2015 eine Wärmeabgabe an die WP von 21,1 kWh gemessen, die Simulation weist hierzu mit 23,1 kWh eine Abweichung von ca. 9 % auf.

Für den gleichen Ausschnitt zeigt Abbildung 2.6 die Ergebnisse auf der Kondensatorseite der Wärmepumpe.

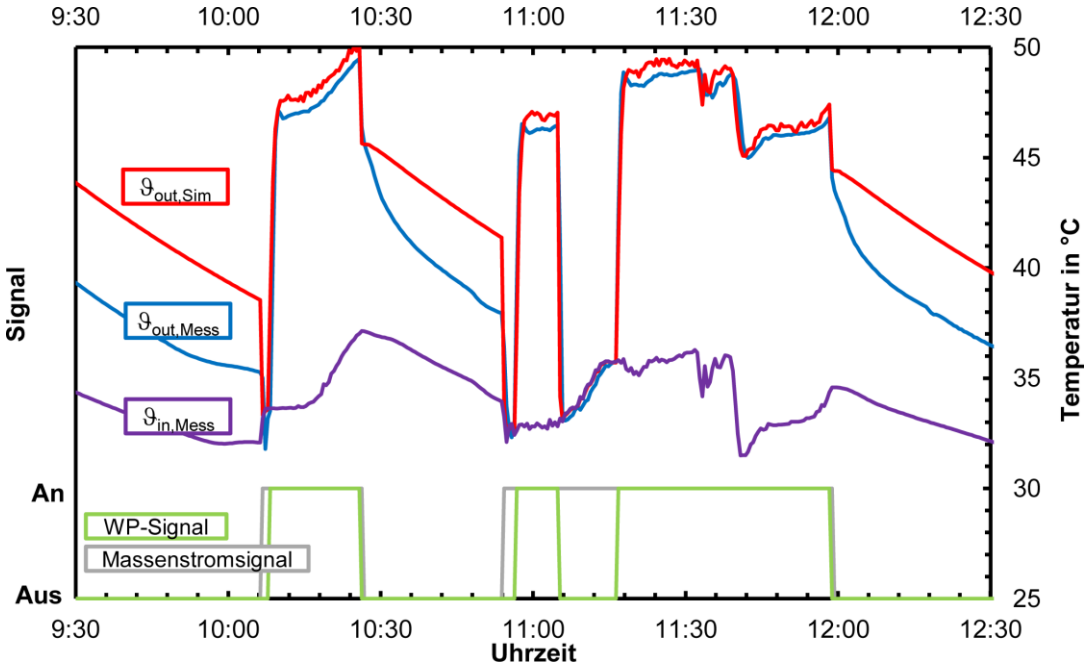


Abbildung 2.6: Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem der Wärmepumpe: gemessene Kondensatoreintritts- sowie gemessene und simulierte Kondensatoraustrittstemperatur, Massen- und Wärmepumpensignal

Für die Kondensatorseite ergibt sich:

- Auch die Umwälzpumpe auf der Kondensatorseite wird vor dem Betrieb der Wärmepumpe gestartet. Nach längerem Stillstand (beim ersten WP-Takt) zeigt sich in der Messung eine negative Temperaturspitze am Austritt. Die Simulation folgt der Eintrittstemperatur, die keine Temperaturspitze aufweist.
- Während des WP-Betriebes liegt die simulierte Austrittstemperatur um bis zu 1 K über der Messung. Nach dem Ausschalten sinkt die gemessene Austrittstemperatur deutlich schneller ab als in der Simulation.

Abbildung 2.7 vergleicht die aus den jeweiligen Austrittstemperaturen berechneten Wärmeleistungen für Messung und Simulation.

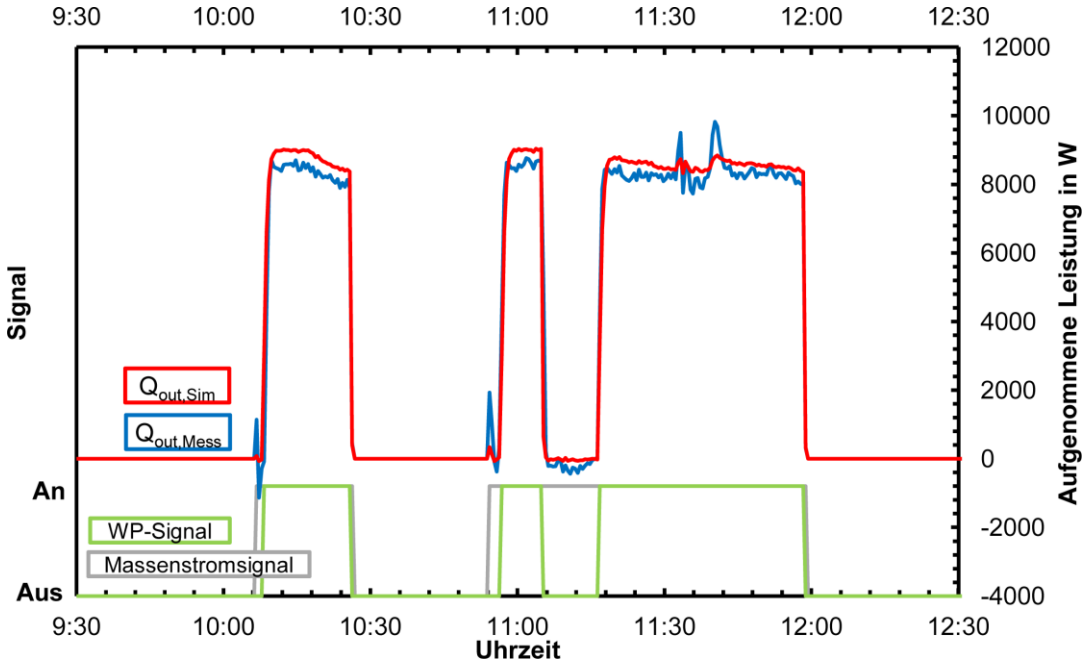


Abbildung 2.7: Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem der Wärmepumpe: Wärmeleistung am Kondensator, Massen- und Wärmepumpensignal

Die gemessene Wärmeleistung zeigt aufgrund der Temperaturspitze am Austritt eine negative Leistungsspitze nach dem ersten Start der Wärmepumpe. Während des Betriebes treten in den Messungen stärkere Schwankungen auf als in der Simulation. Dies zeigt sich z.B. nach Änderung der Eintrittstemperatur um etwa 11:40 (siehe Abbildung 2.6), die zu einer Leistungsspitze in der Messung führt. Die Simulation folgt deutlich schneller der Eintrittstemperatur (1 m Rohrleitung) und verläuft mit weniger Schwankungen.

Für den gleichen Ausschnitt wie zuvor zeigt Abbildung 2.8 die elektrische Leistung der Wärmepumpe sowie die Leistungszahl ε, die hier dem Verhältnis aus kondensatorseitiger Wärmeleistung zur elektrischen Leistungsaufnahme der WP entspricht.

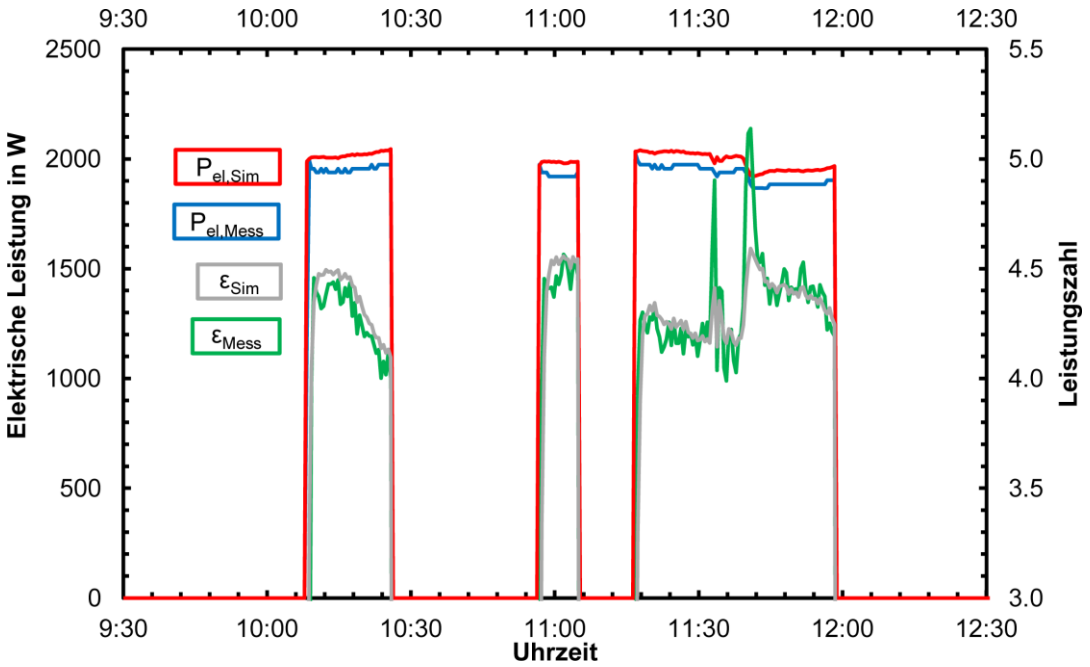


Abbildung 2.8:Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem der Wärmepumpe: Elektrische Leistungsaufnahme und COP der Wärmepumpe

Da das WP-Signal direkt vorgegeben wird, tritt in der Simulation zu den gleichen Zeitpunkten wie in der Messung eine elektrische Leistung auf. Die simulierte Leistung liegt nahezu konstant um 50-70 W über den Messwerten. In der Leistungszahl treten aufgrund der Wärmeleistung am Kondensator große Schwankungen in der Messung auf (siehe z.B. um 11:40). Allgemein zeigt sich eine leicht höhere Leistungszahl in der Simulation.

Nach der detaillierten Analyse des 03.04.2015 wird im Folgenden der gesamte Zeitraum untersucht. Hierzu werden die täglichen Wärmemengen am Kondensator und Verdampfer als Integral der Wärmeleistung berechnet. Im Beispiel des Verdampfers ist dies:

$$Q_{Verd,Mess} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{Verd,out,Mess} - \vartheta_{Verd,in,Mess}\right), Q_{Verd,Sim} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{Verd,out,Sim} - \vartheta_{Verd,in,Mess}\right) \quad (2)$$

Die Wärmemenge wird berechnet mit der gemessenen bzw. der simulierten Verdampferaustrittstemperatur ($\vartheta_{Verd,out,Mess}$ / $\vartheta_{Verd,out,Sim}$). Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{Verd,in,Mess}$, der Massenstrom $\dot{m}$ sowie die als konstant angenommene spezifische Wärmekapazität (Verdampferseitigc_p = 1 Wh/kgK bzw. 1,161 Wh/kgK auf der Kondensatorseite) ist in Messung und Simulation identisch. Als konstante Werte für die Wärmekapazität werden auf der Verdampferseite 1 Wh/kgK (entspricht Fluidtemperatur von 5 °C) und auf der Kondensatorseite 1,161 Wh/kgK (50 °C) angenommen.

Abbildung 2.9 zeigt die simulierten und gemessenen Wärmemengen auf Verdampfer- und Kondensatorseite für den Zeitraum 30.03. bis 05.04.

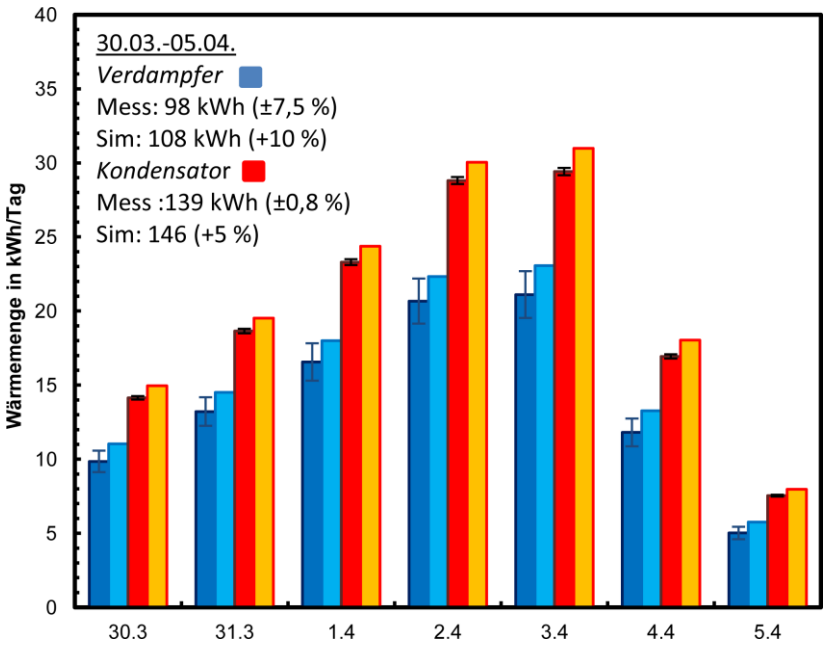


Abbildung 2.9: Gemessene und simulierte Wärmemengen am Verdampfer und am Kondensator der Wärmepumpe für den Zeitraum 30.03. bis 05.04. mit Messunsicherheiten

Sowohl auf der Verdampfer- als auch auf der Kondensatorseite treten in der Simulation höhere Wärmemengen auf. Die Abweichung liegt zwischen 8 % und 15 % auf der Verdampferseite und zwischen 4,5 % und 6,5 % auf der Kondensatorseite. Im letzteren Fall ist die Unsicherheit in den Messwerten deutlich geringer, da hier eine kalibriertes Temperatursensorpaar in der Auswertung genutzt wird, auf der Verdampferseite werden dagegen zwei einzeln kalibrierte Sensoren verwendet. In der Analyse in Abbildung 2.4 hat sich gezeigt, dass in der Messung auf der Verdampferseite nach Start des Massenstromes vor Betrieb der Wärmepumpe Temperaturspitzen auftreten, die nicht von der Simulation wiedergegeben werden. Werden nur die Wärmemengen während des Betriebes der Wärmepumpe berücksichtigt, reduziert sich die Abweichung auf der Verdampferseite auf +4 %.

Der Vergleich der elektrischen Energie in Simulation und Messung erfolgt mit der täglichen Aufnahme elektrischer Energie W_{el} als Integral der elektrischen Leistungen P_{el}.

$$W_{el,Mess} = \int_{24h} P_{el,Mess}, W_{el,Sim} = \int_{24h} P_{el,Sim} \quad (3)$$

Die Performance der Wärmepumpe wird ermittelt mithilfe der Arbeitszahlen AZ, dem Verhältnis aus Kondensatorwärme Q_{Kond} und der elektrischen Energiemenge.

$$AZ_{Mess} = \frac{Q_{Kond,Mess}}{W_{el,Mess}}, AZ_{Sim} = \frac{Q_{Kond,Sim}}{W_{el,Sim}} \quad (4)$$

Abbildung 2.10 zeigt die simulierten und gemessenen elektrischen Kenngrößen für den Zeitraum 30.03. bis 05.04.

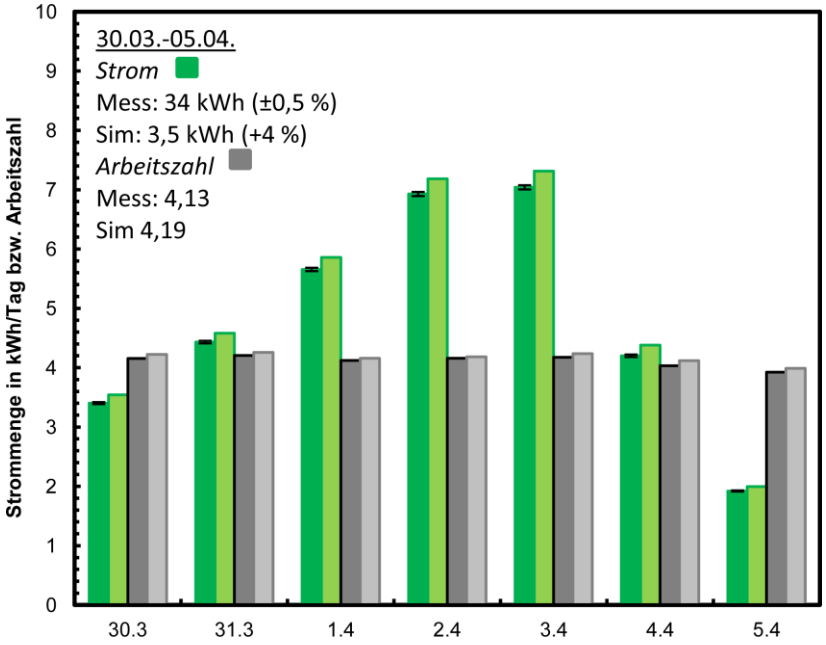


Abbildung 2.10: Gemessene und simulierte Strommengen und Arbeitszahlen der Wärmepumpe für den Zeitraum 30.03. bis 05.04. mit Messunsicherheiten

Die Abweichungen in der Strommenge liegen bei etwa 4 % und sind daher geringer als die Kondensatorwärmemengen. Dies führt dazu, dass die simulierte Arbeitszahl geringfügig über den gemessenen Ergebnissen liegt.

2.2.1 Bewertung

Das Modell der Wärmepumpe wurde anhand stationärer Betriebspunkte nach Herstellerangaben parametriert. Im stationären Betrieb zeigt sich vor allem auf der Verdampferseite eine hohe Übereinstimmung in der Austrittstemperatur. Kondensatorseitig ergeben sich in der Simulation positive Abweichungen. Da auch die elektrische Leistungsaufnahme höher simuliert wird, ergibt sich aber insgesamt eine geringe Abweichung in den Leistungs- und Arbeitszahlen des Wärmepumpenkreises.

Da keine Informationen zum dynamischen Verhalten der Wärmepumpe vorliegen, wurden die Aufheiz- und Abkühlkonstante im Modell auf die typische Werte gesetzt, die am ISFH für eine Wärmepumpe der gleichen Leistungsklasse gemessen wurden. Der dynamische Temperaturverlauf nach Start der Wärmepumpe kann mit diesen Parameterwerten gut wiedergegeben werden.

Geringe Übereinstimmung zeigen die Temperaturen in den Phasen mit einsetzendem Massenstrom ohne Wärmepumpenbetrieb. Vor Start der Wärmepumpe zeigen sich in der Messung Temperaturspitzen, die so nicht in der Simulation auftreten. Vor allem auf der Verdampferseite wirkt sich dies negativ auf die gesamte Abweichung aus. Die Temperaturspitzen deuten darauf hin, dass es zu kapazitiven Effekten in den beiden Wärmeübertragern der Wärmepumpe kommt. Das Simulationsmodell berücksichtigt dagegen keine Wärmekapazität in Verdampfer und Kondensator.

Insgesamt ergibt sich für den Zeitraum 30.03. bis 05.04.2015 Abweichungen von 10 % auf der Verdampferseite, 5 % auf der Kondensatorseite und 4 % in der elektri-

schen Energiemenge. Wird nur der Zeitraum mit Wärmepumpenbetrieb betrachtet und damit vor allem die Temperaturspitzen vor WP-Start in der Bewertung nicht berücksichtigt, sinkt die Abweichung auf der Verdampferseite auf 4 %. Insgesamt ist die Abbildung dieses Teilsystems als hinreichend genau anzunehmen, da sowohl die Länge und Führung der Rohrleitungen als auch lokale Erwärmungen keine signifikante Rolle bei der Bewertung des Systemkonzepts spielen.

2.3 Teilsystem Erdwärmekollektor

Das Teilsystem umfasst das Erdkollektorfeld und die Anschlussleitungen bis zu den Temperatursensoren im Heizraum (siehe Markierung im Schema in Abbildung 2.1). Neben der Temperatur und dem Massenstrom am Eintritt fungieren die Außenlufttemperatur und die solare Einstrahlung als wesentliche Eingangsgrößen des Simulationsmodells. Als Randbedingung für die Rohrleitungen im Haus wird die Temperatur im Heizraum verwendet. Der Vergleich zwischen Simulation und Messung erfolgt mithilfe der Austrittstemperatur aus dem Erdkollektorkreis und der daraus berechneten Wärmemenge. Für den Vergleich von Simulations- und Messergebnissen wird wie in Abschnitt Abbildung 2.2 der Zeitraum vom 30.03. bis 05.04. verwendet.

Der Vergleich von Simulations- und Messdaten für den gesamten Zeitraum erfolgt mit den täglichen Wärmemengen als Integral der Wärmeleistung.

$$Q_{EWK,Mess} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{EWK,out,Mess} - \vartheta_{EWK,in,Mess}\right), Q_{EWK,Sim} = \int_{24h} \dot{m} \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{EWK,out,Sim} - \vartheta_{EWK,in,Mess}\right) \quad (5)$$

Die Wärmemenge wird berechnet mit der gemessenen bzw. der simulierten Verdamferaustrittstemperatur ($\vartheta_{EWK,out,Mess}$ / $\vartheta_{EWK,out,Sim}$). Die Eintrittstemperatur $\vartheta_{EWK,in,Mess}$, der Massenstrom $\dot{m}$ sowie die als konstant angenommene spezifische Wärmekapazität (c_p = 1 Wh/kgK) ist in Messung und Simulation identisch.

Mangels geeigneter Modelle ist das Erdkollektorfeld bis zum Sommer 2015 mit einem Simulationsmodell für Erdwärmesonden abgebildet worden. Abbildung 2.3 zeigt die simulierten und gemessenen täglichen Wärmemengen für den Zeitraum 30.3. bis 5.4. unter Einsatz des Erdwärmesondenmodells.

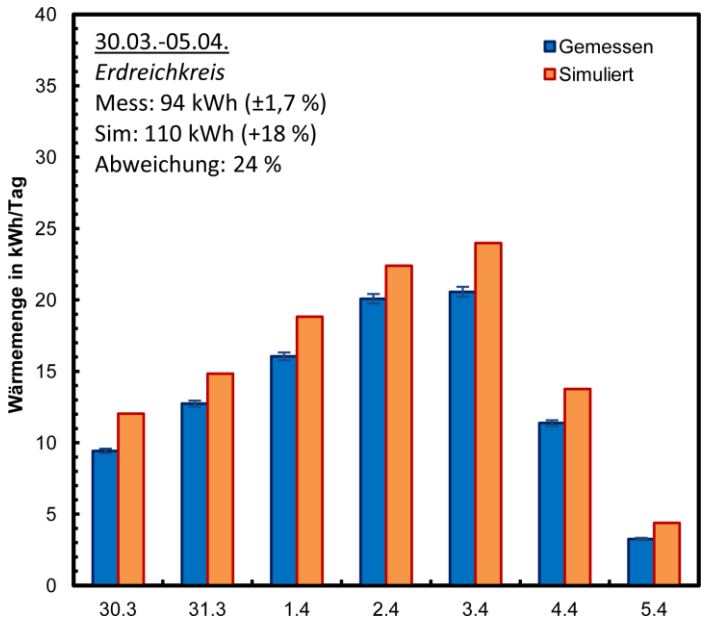


Abbildung 2.11: Gemessene und simulierte Wärmemenge im Erdkreis für den Zeitraum 30.3 bis 5.4., Simulation mit Erdwärmesondenmodell

Die Simulation liefert durchweg höhere Wärmemengen und liegt insgesamt um 18 % über den Messwerten. Damit zeigt sich, dass bei Verwendung des Erdwärmesondenmodells mit erheblichen Abweichungen bei der Simulation von Erdkollektoren zu rechnen ist.

Im Laufe des Projektes ist am ISFH im Rahmen eines weiteren vom BmWi geförderten Projektes (Vorhaben „Terra Solar Quelle“, FKZ: 03ET1275A) ein TRNSYS-Simulationsmodell für Erdwärmekollektoren entwickelt worden. Der neue Type (Version vom 16.02.2016) entsprechend (Hirsch 2016) wird für den folgenden Vergleich von Simulation und Messung verwendet. Abbildung 2.12 zeigt Ergebnisse für einen Ausschnitt am 03.04. bei Verwendung des Modells des Erdwärmekollektors.

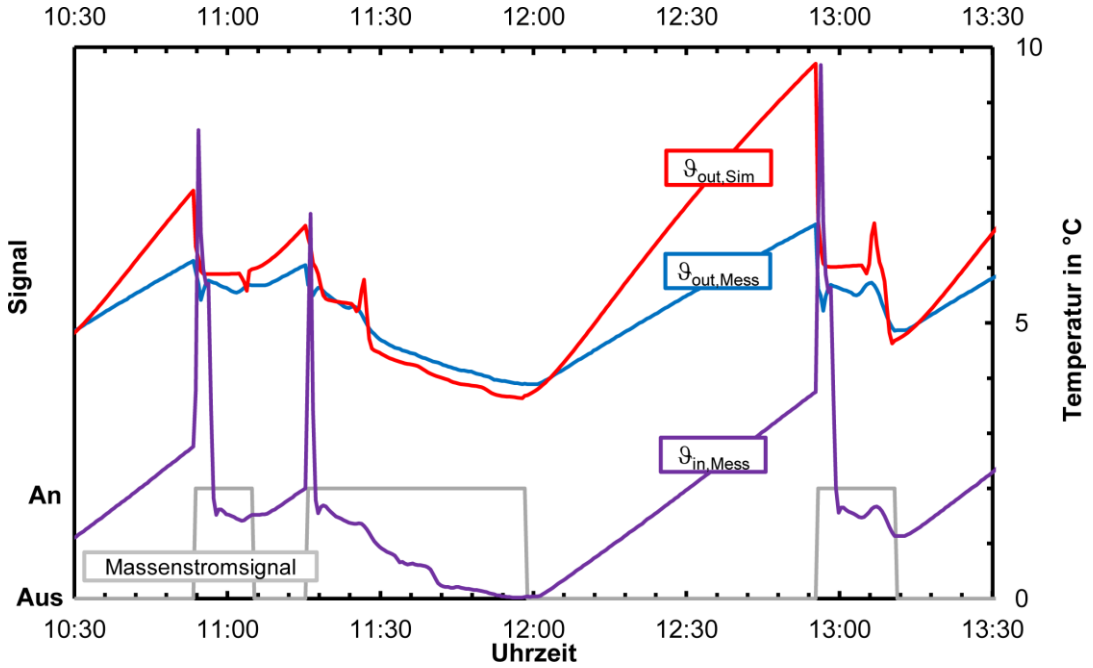


Abbildung 2.12: Mess- und Simulationsergebnisse für den 03.04.2015 im Teilsystem des Erdwärmekollektors: gemessene und simulierte Austrittstemperatur, gemessene Eintrittstemperatur, Massenstromsignal, Simulation mit Erdwärmekollektormodell

Zu Beginn des Einschaltvorganges werden in der Regel höhere Temperaturen simuliert solange bis das Fluid einmal im Erdkreis umgewälzt wurde. Dieser Moment zeigt sich am Austritt als Temperaturpeak, dessen Zeitpunkt für Simulation und Messung übereinstimmt, aber in der Simulation deutlich stärker ausfällt. Nach diesem Peak zeigt sich eine negative Abweichung in der Austrittstemperatur.

Abbildung 2.13 zeigt die sich ergebenden Wärmemengen für den gesamten Zeitraum vom 30.03. bis 05.04. bei Verwendung des Modells des Erdwärmekollektors.

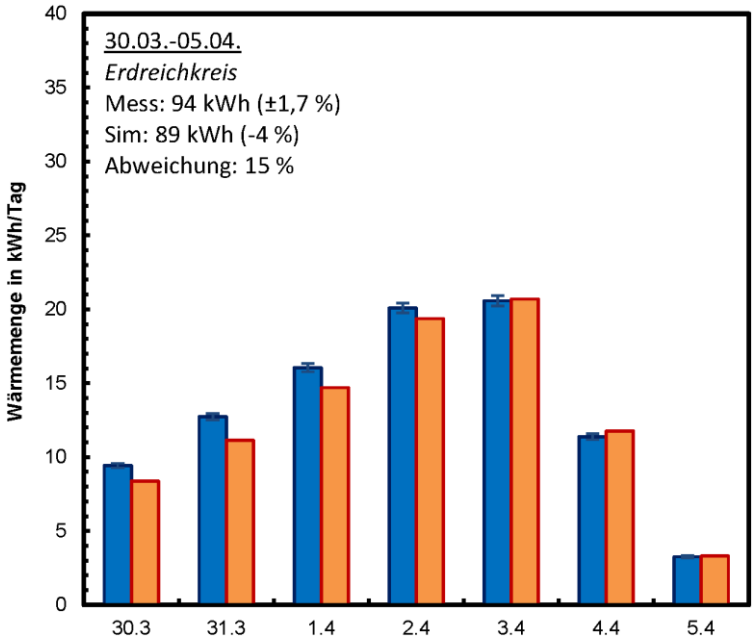


Abbildung 2.13: Gemessene und simulierte Wärmemenge im Erdreichkreis bei Simulation mit Erdwärmekollektormodell für den Zeitraum 30.03. bis 05.04.

Die simulierte Wärmemenge liegt für die Tage 30.03. bis 02.04. unter den Messwerten während in der Folge höhere Werte simuliert werden. Die Abweichung liegen zwischen -13 % am 31.03. und +4 % am 04.04. Insgesamt ist die Abweichung mit -4 % bzw. 15 % (aufsummiert) weitaus geringer als bei Verwendung des Modells für Erdwärmesonden.

2.3.1 Bewertung

Bei Verwendung des Erdwärmesondenmodells zeigt sich eine geringe Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Der Temperaturverlauf wird weder im dynamischen noch im quasi-stationären Betrieb gut wiedergegeben. Insgesamt liegt die Abweichung in der Wärmemenge bei 18 %. Da die Abweichungen aber zeitweise positiv und negativ sind, heben diese sich teilweise auf. Wird die Abweichung in jedem einzelnen Zeitschritt aufsummiert, ergibt sich ein noch größerer Unterschied von 24 %. Die Abbildung des Erdkollektorfeldes mit einem Modell für Erdwärmesonden führt sowohl zu Unterschieden in der Simulation selbst, erschwert aber auch eine vernünftige Parametrierung des Modells (Sondenlänge, Dimensionen U-Rohr,…).

Eine weitaus bessere Übereinstimmung ergibt sich, wenn das Erdwärmekollektormodell nach (Hirsch 2016) genutzt wird. Die Abweichung sinkt auf -4 % bzw. 15 % als Summenwert aller Abweichungen. Diese Übereinstimmung ist als sehr gut zu bewerten, da einige Unsicherheiten bei der Bereitstellung und Ermittlung von Parametern und Eingangsgrößen bestehen:

- Das Temperaturprofil zu Beginn der Simulation wird auf Basis der Meteonorm-Wetterdaten für Zürich erzeugt. Zwar zeigt sich in Tiefe des Erdwärmekollektors (1,2 m) eine gute Übereinstimmung zu den Messdaten. Eine Überprüfung des restlichen vertikalen Temperaturprofils ist aber aufgrund fehlender Messdaten nicht möglich.
- Die meteorologischen Eingangsgrößen liegen teilweise nicht als Messwert vor (Windgeschwindigkeit, Himmelstemperatur) und müssen abgeschätzt werden. Hierbei wird ein konstanter Wert für Wind (1 m/s) angenommen sowie die Himmelstemperatur pauschal auf 7 K unterhalb der gemessenen Umgebungstemperatur gesetzt. Des Weiteren muss die Globalstrahlung aus der gemessenen Einstrahlung auf die Sonnenkollektorfläche mit 45 ° Neigung berechnet werden. Da keine Informationen über den Direktstrahlungsanteil vorliegen, kann die Umrechnung nur mit entsprechender Unsicherheit vorgenommen werden.

Die oben angeführten Unsicherheiten beim Vergleich zwischen Simulation und Messung betreffen vor allem Gegebenheiten direkt an der Experimentalanlage. Für die Systemsimulationen in Abschnitt 3 werden dagegen meteorologische Daten für Windgeschwindigkeit, Himmelstemperatur und Globalstrahlung verwendet. Ebenso kann das Temperaturprofil im Erdreich auf Grundlage der Wetterdaten in einer Vorsimulation über ein Jahr ermittelt werden. Es ist zu erwarten, dass unter diesen Vo-

raussetzungen geringere Abweichungen als hier ermittelt auftreten, so dass sich insgesamt das Modell Erdwärmekollektors gut für diese Simulationen eignet.

2.4 Gesamtsystem

Zum Vergleich des gesamten Simulationsmodells werden alle enthaltenen Komponenten entsprechend der Experimentalanlage parametriert. Neben den in den vorherigen Abschnitten beschrieben Komponenten werden die folgenden Subsysteme angepasst:

- Gebäude
- Bauteilaktivierung
- Raumheizung
- Frischwasserstation
- Wärmespeicher
- Regelung

Das Gebäude wird in TRNSYS mithilfe von Type 56 modelliert. Eine wesentliche Modellvereinfachung besteht in der Zonenaufteilung. In TRNSYS werden nur die Etagen sowie der Heizraum als jeweils eigene thermische Zone betrachtet, eine Aufteilung in Räume findet nicht statt. Für interne Wärmequellen (elektrische Geräte, Anzahl Personen) liegen keine Informationen vor und können somit bei der Modellierung nicht berücksichtigt werden bzw. hierfür werden typische Profile vorgegeben. Die BTA ist Teil des Gebäudemodells (Simulation über „active layers“). Ebenfalls eng verknüpft mit dem Gebäudemodell ist die Raumheizung. Da das Gebäudemodell nur wenige thermische Zonen enthält, werden auch nur wenige Heizkörper abgebildet, die jeweils mittig in einer Zone platziert sind.

Wesentlich für die Parametrierung der Frischwasserstation ist die Angabe des Wärmeübergangskoeffizienten bzw. dessen Abhängigkeit vom primär- und/oder sekundärseitigen Massenstrom. Aus dem Datenblatt des Herstellers sowie aus den Messdaten lassen sich diese Angaben nicht ermitteln. Für die Festlegung der Parameter wird daher auf Messungen des ISFH für eine Frischwasserstation der gleichen Leistungsklasse zurückgegriffen.

Die Regelung wird in der Simulation mit einem neu kompilierten Type abgebildet, dessen Berechnungsteil aus dem Quellcode besteht, der im Regler des Experimentalhauses verwendet wird. Somit verhält sich der modellierte Regler bei gleichen Eingangsbedingungen identisch wie die reale Regelung. Abweichungen ergeben sich somit ausschließlich aufgrund unterschiedlicher Eingangswerte. Eine Bewertung der Eingangsgrößen in Messung und Simulation ist nicht möglich, da die Messwerte der Regelsensoren nicht zur Verfügung stehen und diese nicht immer an den gleichen Stellen positioniert sind wie die Messsensoren.

In der Anlage sind eine Vielzahl weiterer hydraulischer Bauteile (z.B. Umschaltventile, Rückflussverhinderer, Sicherheitsventile) verbaut und es existieren zwischen allen Komponenten entsprechende Anschlussleitungen. Diese Bauteile führen vor allem zu zusätzlichen Wärmeverlusten innerhalb des Heizraumes und beeinflussen den

Temperaturverlauf beim Ein- und Ausschalten. Der Anteil am Gesamtwärmeumsatz ist allerdings als gering einzuschätzen, da alle Rohrleitungen und fast alle Bauteile gedämmt sind. In der Simulation werden diese zusätzlichen Komponenten nicht berücksichtigt, da sie das Modell deutlich verkomplizieren ohne jedoch einen signifikanten Einfluss auf die Ergebnisse haben.

Im Folgenden wird ein Abgleich des gesamten Simulationsmodells mit den Messdaten der Experimentalanlage durchgeführt. Hierzu wird die Messperiode vom 16.12.2015 bis zum 31.01.2016 verwendet. Nach letzten Umbauarbeiten am 15.12.2015 lief die Anlage seit dem 16.12.2015 ohne Probleme und ohne Eingriff von außen (ungestörter Betrieb). Insgesamt wird der Zeitraum 01.11.2015 bis 31.01.2016 simuliert, dabei dient die Periode 01.11.2015 bis 15.12.2015 zur Konditionierung der Simulation, um möglichst gleiche Startbedingungen zu erreichen.

Vor dem Vergleich der Ergebnisse für das gesamte System werden in den Abschnitten 2.4.1 bis 2.4.3 nochmals die einzelnen Teilsysteme von Sonnenkollektor, Wärmepumpe und Erdwärmekollektor betrachtet. Dabei werden der Simulation wie in den Abschnitten 2.1 bis 2.3 die Eintrittsgrößen (Eintrittstemperatur, Massenstrom) direkt aus den Messdaten vorgegeben und die Ergebnisse für Austrittstemperaturen und Wärmemengen mit der Messung verglichen. Für die Simulation des Gesamtsystems in Abschnitt 2.4.4 werden dagegen ausschließlich meteorologische sowie die Wärmelast kennzeichnende Eingangsdaten verwendet.

2.4.1 Teilsystem Sonnenkollektor

Die Ergebnisse aus Simulation und Messung werden für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016 für das Teilsystems des Kollektors verglichen. Systemgrenzen, Eingangsgrößen und Parameter entsprechen den Angaben in Abschnitt 2.1. Abbildung 2.14 zeigt den simulierten und gemessenen Ertrag des Sonnenkollektors.

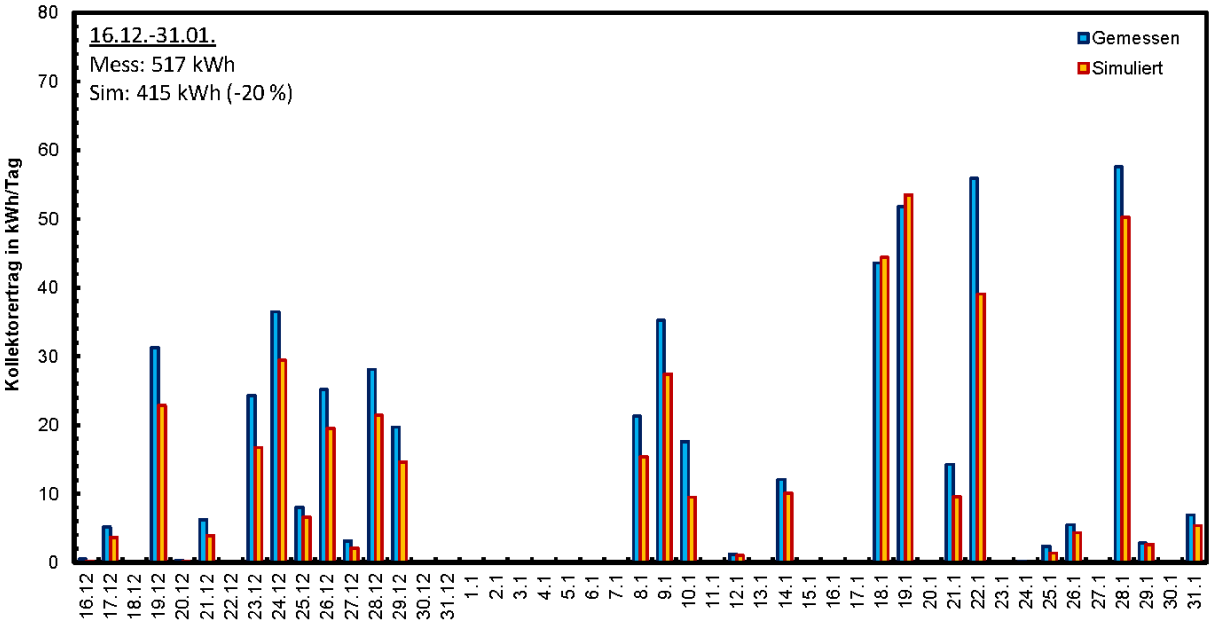


Abbildung 2.14: Gemessener und simulierter Sonnenkollektorertrag für den Zeitraum 16.12. bis 31.01.

Während an mehreren Tagen die solare Einstrahlung zu gering für einen Betrieb der Sonnenkollektoren war, tritt an etwa der Hälfte der Tage im betrachteten Zeitraum ein Solarertrag auf. An diesen Tagen weist die Simulation in fast allen Fällen deutlich niedrigere Werte auf, so dass insgesamt im Zeitraum eine Abweichung von -20 % auftritt. In Abbildung 2.15 werden für den 19.12.2015 die simulierte und gemessene Kollektoraustrittstemperatur gegenübergestellt, ein Tag mit sehr hoher Abweichung zwischen Simulation und Messung (-27 %).

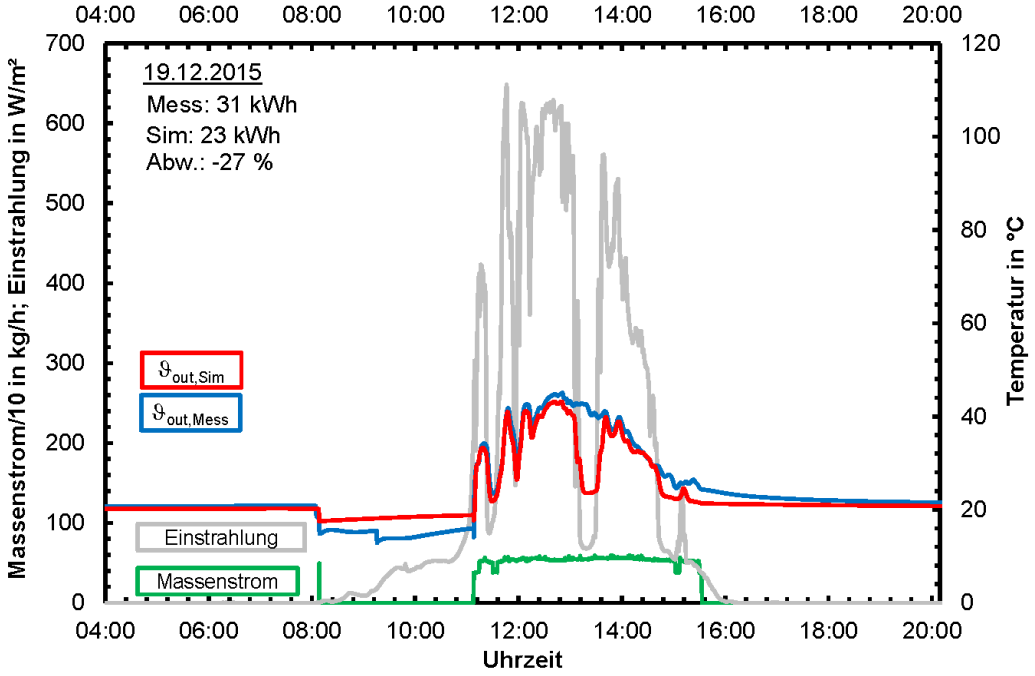


Abbildung 2.15: Mess- und Simulationsergebnisse für den 19.12.2015: gemessene und simulierte Austrittstemperatur, Einstrahlung auf die Kollektorfläche, Massenstrom (dividiert durch 10)

Die Einstrahlung auf die Kollektorfläche erreicht am 19.12.2015 fast 650 W/m². Trotz einiger größerer Schwankungen im Tagesverlauf ist der Kollektor von etwa 11:00 bis 15:30 in Betrieb. Die anfänglichen Strahlungsschwankungen zeigen sich sowohl in der simulierten als auch in der gemessenen Austrittstemperatur, die Abweichung der Simulation ist entsprechend gering. Anders ist dies beim starken Strahlungsabfall zwischen 13:10 und 13:30. Während die gemessene Kollektoraustrittstemperatur nahezu keine Reaktion auf den Strahlungsabfall zeigt, reduziert sich diese in der Simulation drastisch. Dieser charakteristische Strahlungsabfall tritt an allen Tagen im untersuchten Zeitraum auf. Dies deutet daraufhin, dass zeitweise eine Verschattung des Strahlungssensors vorliegt. Abbildung 2.16 zeigt ein Foto des Experimentalhauses am 25.02.2015.

Abbildung 2.16: Foto der Experimentalanlage mit Sonnenkollektorfläche und Strahlungssensor, Zeitpunkt der Aufnahme 25.02.2015, 14:00 Uhr

Das Bild zeigt den Schattenwurf eines Baumes auf der Fassade des Hauses sowie auf einen kleinen Teil der Dachfläche. In dem untersuchten Zeitraum 16.12. bis 31.01. ist der Sonnenstand niedriger, so dass es zu einer Verschattung des Strahlungssensors kommt. Der Schattenwurf auf das Sonnenkollektorfeld ist dagegen eher klein, so dass sich dies nur wenig auf den Kollektorertrag auswirkt. Die Simulation nimmt dagegen die mit dem Sensor gemessene Einstrahlung für das gesamte Feld an, so dass diese zu einem deutlich geringeren Ertrag führt. In Abbildung 2.15 zeigt sich am 19.12.2015 zwischen 14:45 und 15:00 ebenfalls ein deutlicher Strahlungsabfall, auch hier tritt eine Verschattung des Strahlungssensors auf.

Die Analyse der Daten vom 19.12. zeigen, dass die hohe Abweichung der Simulation von -20 % zu einem großen Teil durch eine zeitweise Verschattung des Strahlungssensors hervorgerufen wird. Der Kollektorertrag im Zeitraum 14.05. bis 24.07. wird mit einer Abweichung zur Messung von -9 % simuliert (siehe Abbildung 2.3). Es ist davon auszugehen, dass das Modell in der Periode 16.12. bis 31.01. eine Abweichung in der gleichen Größenordnung aufweisen würde, wenn in der Simulation die korrekte Einstrahlung verwendet würde. Da keine Möglichkeit besteht, die fehlenden Strahlungsdaten zu ergänzen, muss bei der Untersuchung des Gesamtsystems in Abschnitt 2.4.4 mit einer entsprechend hohen Abweichung im Solarertrag gerechnet werden.

2.4.2 Teilsystem Wärmepumpe

Die Ergebnisse aus Simulation und Messungen werden für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016 für das Teilsystem der Wärmepumpe verglichen. Systemgrenzen,

Eingangsgrößen und Parameter entsprechen den Angaben in Abschnitt 2.2. Abbildung 2.17 zeigt die simulierten und gemessenen Wärmemengen der Wärmepumpe.

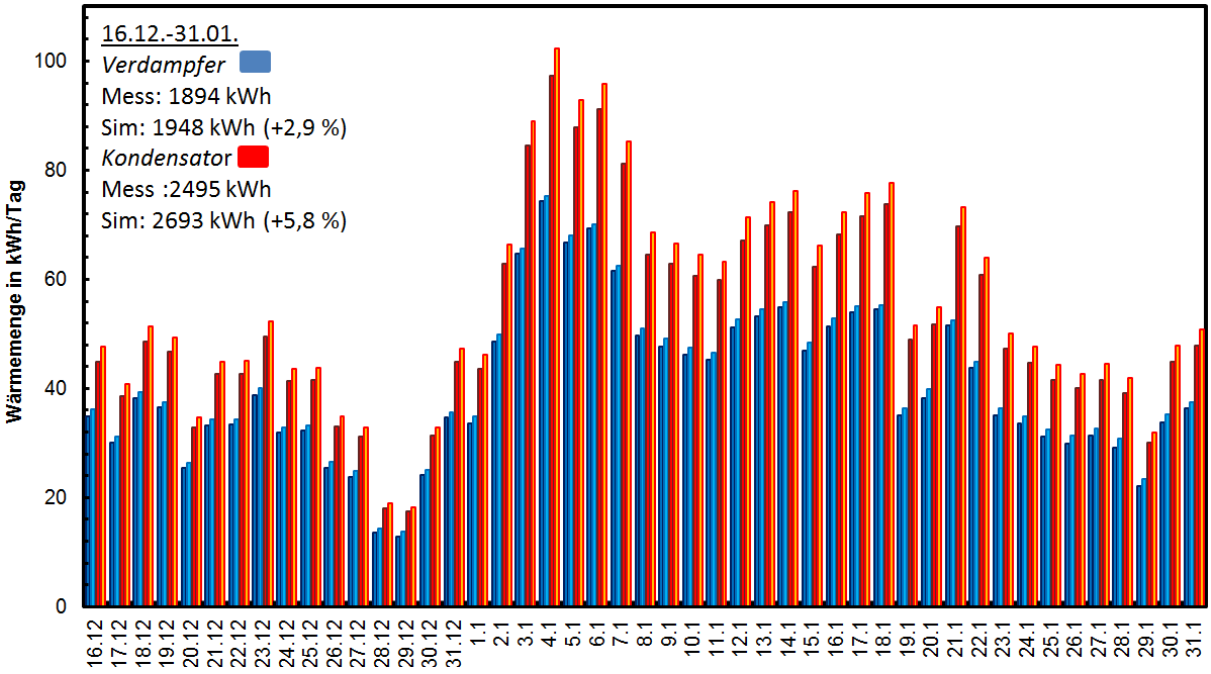


Abbildung 2.17: Gemessene und simulierte Wärmemengen am Verdampfer und am Kondensator für den Zeitraum 16.12. bis 31.01.

Die Simulation berechnet an jedem Tag höhere Wärmemengen sowohl am Verdampfer als auch am Kondensator. Die Detailanalyse der auftretenden Temperaturen in 2.2 hat gezeigt, dass in der Messung nach Start der Umwälzpumpe vor dem Betrieb der WP negative Temperaturspitzen am Austritt des Verdampfers auftreten. Es ist wahrscheinlich, dass dies durch kapazitive Effekte im Verdampfer hervorgerufen wird. Werden im Zeitraum 16.12. bis 31.01. nur die Wärmemenge bei eingeschalteter Wärmepumpe berücksichtigt, reduziert sich die Abweichung von 2,9 % auf 0,9 %. Mit insgesamt 5,8 % ist die Abweichung der Wärmemenge am Kondensator höher als am Verdampfer und bleibt auch unter alleiniger Berücksichtigung der Zeiten mit eingeschaltetem Kompressor gleich hoch. Die Ergebnisse für elektrische Energie und Arbeitszahlen zeigt Abbildung 2.18.

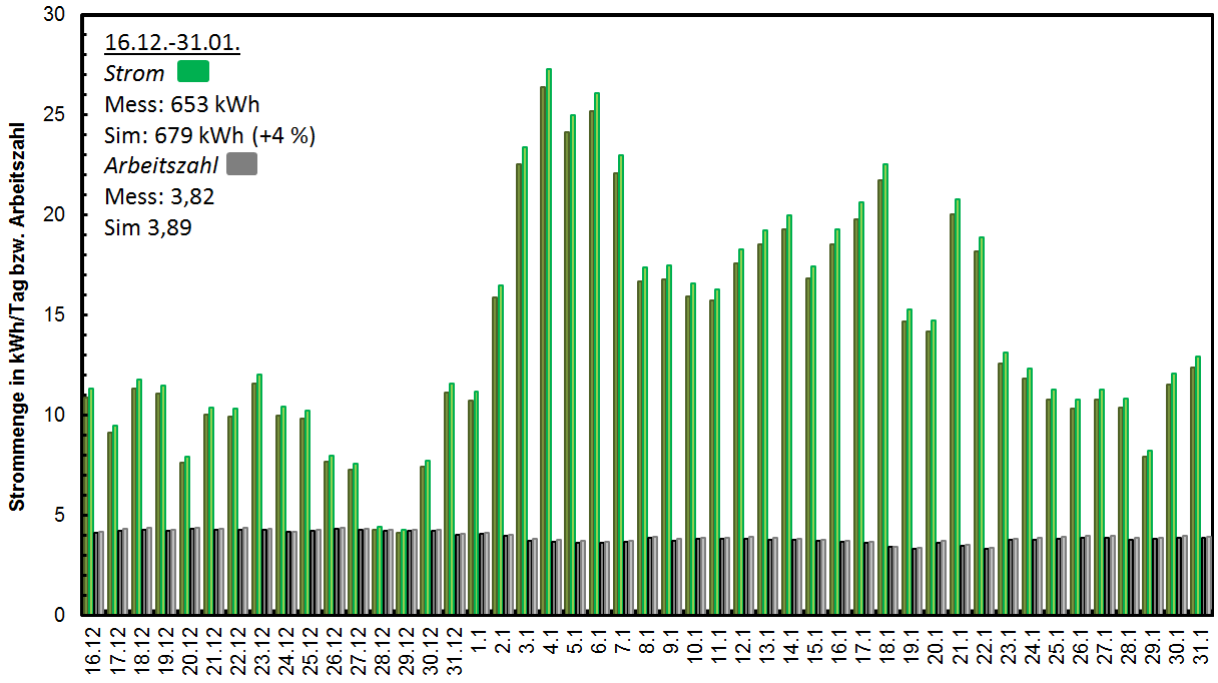


Abbildung 2.18: Elektrische Energiemenge und Arbeitszahlen für den Zeitraum 16.12. bis 31.01.

Wie bei den Wärmemengen zeigt die Simulation leicht erhöhte elektrische Energiemengen, insgesamt liegt die Abweichung bei 4 %. Die Arbeitszahl stellt das Verhältnis aus kondensatorseitiger Wärmemenge zur elektrischen Energie dar, die beide in der Simulation eine positive Abweichung aufweisen und sich somit in der Arbeitszahl teilweise aufheben. Da aber die Abweichung im elektrischen Energieverbrauch etwas geringer ist, kommt es in der Simulation zu einer leicht höheren Arbeitszahl von 0,07.

2.4.3 Teilsystem Erdwärmekollektor

Die Ergebnisse aus Simulation und Messungen werden für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016 für das Teilsystem des Erdwärmekollektors verglichen. Systemgrenzen, Eingangsgrößen und Parameter entsprechen den Angaben in Abschnitt 2.3 Die Himmelstemperatur ist eine wichtige Eingangsgröße, die nicht direkt gemessen wird. Diese wird um 7 K unterhalb der in jedem Zeitschritt gemessenen Umgebungstemperatur angenommen.

Wesentlich für die Simulation des Erdwärmekollektors ist die Vorgabe der Erdreichtemperaturen zu Beginn der Simulation. Diese werden im Rahmen einer Vorsimulation ermittelt. Als Eingangsgrößen werden dabei die gemessene Einstrahlung (umgerechnet auf die Horizontale) sowie die Umgebungstemperatur für den Zeitraum 19.03.2015 bis 31.10.2015 verwendet. Bei Tagen mit vollständigem und teilweisen Ausfalls der Messtechnik (insgesamt 10 Tage) wurden diese durch Messtage vor bzw. nach dieser Periode ersetzt. Zur Bewertung der Vorsimulation liegen aus der Messung lediglich Daten für die Erdreichtemperatur in 1,2 m Tiefe vor. Diese liegt am 01.11.2015 mit 10,2 °C leicht über den Wert der Vorsimulation mit 9,8 °C. Da keine weiteren Erdreichtemperaturmessungen vorhanden sind, ist es nicht möglich, die Übereinstimmung des restlichen Temperaturprofils zu ermitteln.

Abbildung 2.19 zeigt die simulierten und gemessenen Wärmemengen des Erdwärmekollektors.

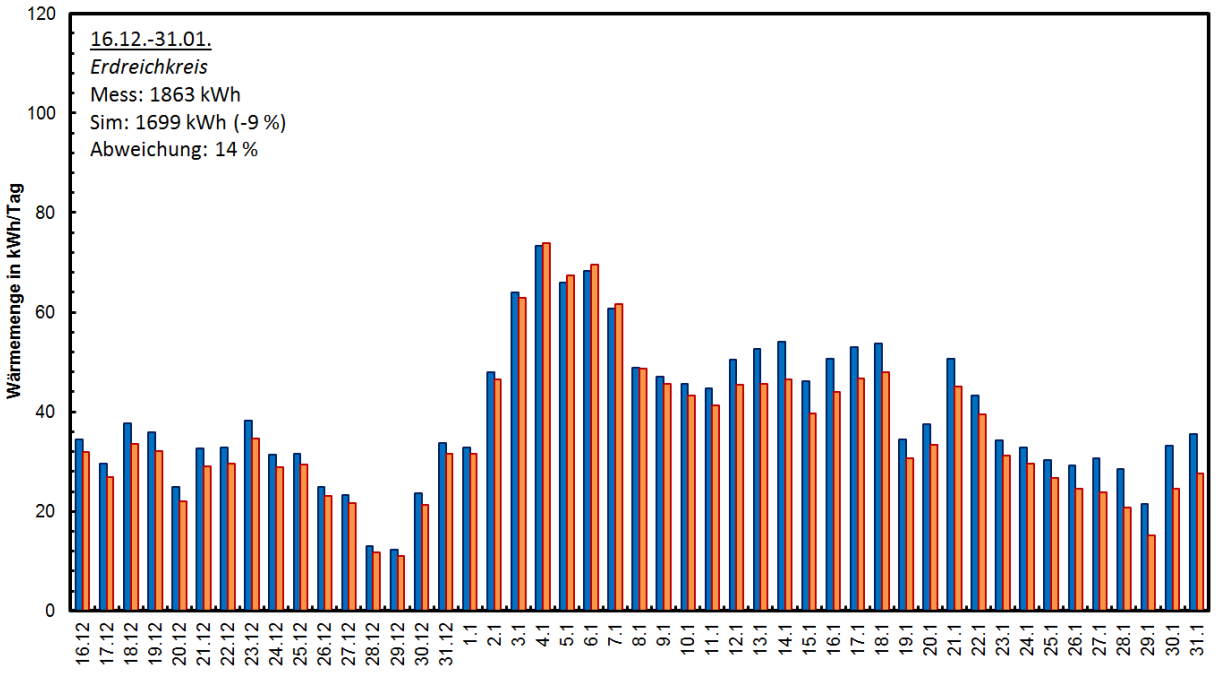


Abbildung 2.19: Gemessene und simulierte Wärmemenge im Erdreichkreis bei Simulation mit Erdwärmekollektormodell für den Zeitraum 16.12. bis 31.01.

An jedem Tag im betrachteten Zeitraum ist zeitweise die Wärmepumpe und damit der Erdwärmekollektor in Betrieb, der höchste Wärmeentzug findet in der Zeit zwischen 03.01. und 07.01. statt. Es zeigt sich, dass die Wärmeabgabe von der Simulation unterschätzt wird, im gesamten Zeitraum tritt eine Abweichung von -9 % auf. Die Abweichung ist zwar höher als im Zeitraum 30.03. bis 05.04. aus Abschnitt 2.3 (hier -1 %), die aufsummierte Abweichung ist jedoch in der gleichen Größenordnung (14 % im Vergleich zu 15 %). Eine Abweichung von 9 % kann als sehr gut angesehen werden, da entsprechende Unsicherheiten in der Vorgabe für Parameter (z.B. Wärmeleitfähigkeit und -kapazität des Erdreiches) und Eingangsgrößen (z.B. Himmelstemperatur, Globalstrahlung) existieren.

2.4.4 Gesamtsystem

Die Ergebnisse aus Simulation und Messung werden für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016 für das Gesamtsystem verglichen. Meteorologische Eingangsgrößen in das Simulationsmodell sind ausschließlich die Umgebungstemperatur und die Gesamteinstrahlung auf die nach Süden ausgerichtete Dachfläche. Die direkte und diffuse Einstrahlung auf das Sonnenkollektorfeld, den Erdwärmekollektor und das Gebäude muss somit näherungsweise ermittelt werden (siehe Abschnitt 2.1). Die Windgeschwindigkeit wird konstant auf 1 m/s gesetzt. Die Himmelstemperatur entspricht der Umgebungstemperatur abzüglich 7 K. Die Erdreichtemperatur zu Beginn der Simulation wird wie schon zur Simulation des Erdwärmekollektors in Abschnitt 2.4.2 durch Vorsimulation mit Messwerten aus dem Zeitraum 19.03.2015 bis 31.10.2015 ermittelt.

Dem Simulationsmodell wird außerdem die Heizlast für Warmwasser und Raumheizung vorgegeben. Der Warmwasserbedarf wird eingestellt durch die gemessenen Warmwassermassenströme, der Kaltwassertemperatur und der an der Frischwasserstation eingestellten Warmwassersolltemperatur (nicht die tatsächlich gemessene Warmwassertemperatur). Zur Festlegung der Raumheizlast werden die gemessenen Raumtemperaturen als Sollwert in den Thermostatventilen verwendet. Da in der Simulation je Etage nur eine thermische Zone vorliegt, wird in den Geschossen mit zwei Raumtemperaturmesspunkten (Erd- und Obergeschoss) jeweils ein Mittelwert berechnet. Die Luftaustauschraten werden nicht direkt gemessen und daher abschätzend mit 0,2 1/h im Erd- und Obergeschoss sowie 0,05 1/h im Keller angenommen. Ziel ist es dabei nicht eine möglichst genaue Prüfung des Modellteils Gebäude zu erreichen, sondern der Simulation eine Wärmelast vorzugeben, die sich nicht stark von der Messung unterscheidet. Tabelle 2-1 zeigt die entsprechenden Ergebnisse.

Tabelle 2-1: Vergleich Mess- und Simulationswerte der Wärmelast für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016

Größe	Messung	Simulation	Abweichung
Warmwasserbedarf	190 kWh	200 kWh	+5,5 %
Mittlere Warmwassertemperatur	44,4 °C	48,3 °C	3,9 K
Raumheizbedarf Keller	285 kWh	285 kWh	±0 %
Raumheizbedarf Erdgeschoss	1145 kWh	1230 kWh	+7,4 %
Raumheizbedarf Obergeschoss	743 kWh	743 kWh	±0 %

Der simulierte Warmwasserbedarf liegt um mehr als 5 % über der Messung. Da sowohl Massenstrom als auch Kaltwassereintrittstemperatur identisch sind (Vorgabe in der Simulation), ist dieser Unterschied allein auf höhere Warmwassertemperaturen zurückzuführen. Dies zeigt die über den Zeitraum gemittelte Warmwassertemperatur, die in der Simulation leicht über der an der Frischwasserstation eingestellten Solltemperatur von 48 °C liegt, während in der Experimentanlage im Mittel eine deutlich geringere Temperatur auftritt. Die in der Simulation modellierte Frischwasserstation erreicht somit eine weitaus bessere Regelgenauigkeit bezüglich der eingestellten Solltemperatur. Grund hierfür sind auch die höheren Eintrittstemperaturen (siehe Tabelle 2-2), die aus einer besseren Temperaturschichtung im simulierten Speicher resultieren.

Der Raumheizbedarf ist für den Keller und das Obergeschoss in Messung und Simulation nahezu identisch, im Erdgeschoss liegt der Raumheizbedarf in der Simulation um 7,4 % über der Messung, dies führt zu einer Gesamtabweichung in der Raumheizlast von 4 %. Die Heizlast liegt somit in der Simulation sowohl warmwasser- als auch heizseitig leicht über den Messwerten.

Tabelle 2-2 zeigt die Ergebnisse bezüglich der solaren Wärme im System.

Tabelle 2-2: Vergleich Mess- und Simulationswerte der solaren Wärme für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016, Messung: BTA-Beladung und gesamter Solarertrag werden an unterschiedlichen Stellen bilanziert (zwischen beiden Punkten Wärmeverluste von 30 kWh)

Größe	Messung	Simulation	Abweichung
Gesamter Solarertrag	509 kWh	395 kWh	-22,3 %
Solare Beladung Speicher	0 kWh	16 kWh	+16 kWh
Speichertemperatur (unten)	23,5 °C	20,4 °C	-3,1 K
Mittlere Eintrittstemp. FriWa	48,7 °C	50,7 °C	+2,0 K
Mittlere Austrittstemp. FriWa	32,4 °C	26,6 °C	-5,2 K
Solare Beladung BTA im EG	234 kWh	196 kWh	-16,5 %
Solare Beladung BTA im OG	245 kWh	183 kWh	-25,5 %
BTA-Kerntemperatur EG	20,8 °C	22,0 °C	+1,2 K
BTA-Kerntemperatur OG	19,0 °C	21,9 °C	+2,9 K
Solare Beladung EWK	0 kWh	0 kWh	±0 %

Der solare Ertrag wird um etwa 22 % geringer simuliert. Hervorgerufen wird dies im Wesentlichen durch eine zeitweise Verschattung des Strahlungssensors (siehe Abschnitt 2.4.1). Bei der Verteilung der Solarerträge auf die einzelnen Senken zeigt sich, dass in der Simulation ein geringer Anteil auf die solare Beladung des Wärmespeichers entfällt während real keine Speicherbeladung stattfindet. Dies liegt daran, dass im simulierten Speicher zeitweise geringere Temperaturen im unteren Bereich auftreten und damit eine geringere Kollektortemperatur für eine Beladung notwendig ist. Die geringeren Temperaturen resultieren aus dem besseren Wärmeübertragungsverhalten der simulierten Frischwasserstation, die nicht nur zu höheren Warmwasseraustrittstemperaturen (siehe Tabelle 2-1) sondern auch zu geringeren Speichereintrittstemperaturen führt (im Mittel 5 K unter dem Messwert). Darüber hinaus arbeitet die reale Regelung der Frischwasserstation nicht so punktgenau wie in der Simulation, so dass der zur Erreichung der Solltemperatur notwendige Massenstrom nicht sofort erreicht bzw. überschritten wird.

Sowohl in der Simulation als auch in der Messung findet im gesamten Zeitraum keine Beladung des Erdreiches statt. Der simulierte Eintrag in die BTA fällt vor allem im Obergeschoss deutlich geringer aus. Hierzu tragen neben der zeitweise zu gering vorgegebenen Einstrahlung (s.o.) die höheren Kerntemperaturen in der Simulation bei, die eine höhere Kollektortemperatur zum Betrieb der BTA erfordern. Vor allem der Kern im Obergeschoss weist eine höhere Temperatur als in der Messung auf, so dass es hier zu der größeren Abweichung kommt. Grund für die geringeren Bauteiltemperaturen ist die Wärmebrückenwirkung der aufgelagerten Geschossdecke im Gebäude mit zu knapp dimensioniertem äußerem Dämmriegel.

Tabelle 2-3 zeigt die Ergebnisse bezüglich der Wärmepumpe.

Tabelle 2-3: Vergleich Mess- und Simulationswerte der Wärmepumpe für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016

Größe	Messung	Simulation	Abweichung
Wärmeumsatz Verdampfer	1800 kWh	1902 kWh	+5,7 %
Wärmeumsatz EWK	1900 kWh	1920 kWh	+1,0 %
Wärmeumsatz Kondensator	2504 kWh	2516 kWh	+0,5 %
Stromverbrauch WP	653 kWh	614 kWh	-6,0 %
Arbeitszahl WP	3,84	4,10	+0,26
Quellentemperatur In	0,4 °C	-0,3 °C	-0,7 K
Quellentemperatur Aus	4,6 °C	3,6 °C	-1,0 K
Senkentemperatur In	35,9 °C	32,4 °C	-3,4 K
Senkentemperatur Aus	48,6 °C	45,9 °C	-2,7 K
Speichertemp. NH1	48,9 °C	49,8 °C	+0,9 K
Speichertemp. NH2	40,5 °C	41,9 °C	+1,4 K

Der Wärmeumsatz am Kondensator zeigt eine hohe Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung, d.h. die Wärmenachfrage fällt in beiden Fällen gleich hoch aus, obwohl nach Tabelle 2-1 die Wärmelast aus Raumheizung (4 %) und Warmwasser (6 %) in der Simulation höher ist. Da zudem der solare Eintrag in den Speicher in der Simulation gering ist (siehe Tabelle 2-2), müssen in der Experimentalanlage höhere Wärmeverluste des Speichers auftreten. Dies bestätigen die Messdaten, die vor allem auf erhöhte Verluste aufgrund von thermischer Zirkulation über externe Komponenten hinweisen (siehe Abschnitt 4.2).

Auf der Verdampferseite der Wärmepumpe ist der simulierte Wärmeumsatz um ca. 6 % höher als in der Messung, obwohl der Wärmeentzug des EWK fast identisch ist. Grund ist die hohe Diskrepanz in der Messung zwischen dem Wärmeentzug aus dem EWK und der am Verdampfer umgesetzten Wärmemenge von 100 kWh/5 %, während in der Simulation der Unterschied 18 kWh/1 % beträgt. Die realen Wärmeverluste zwischen Erdwärmekollektorein-/austritt und Wärmepumpenanschluss sind somit weitaus höher als in der Simulation.

Der simulierte Stromverbrauch der Wärmepumpe liegt mit 6 % unter dem gemessenen Wert, die Arbeitszahl fällt somit mit 4,1 deutlich höher aus als in der Messung (3,84). Die Untersuchung des Teilsystems der Wärmepumpe in Abschnitt 2.2 hat einen Unterschied von 0,07 in der Arbeitszahl gezeigt. Neben dieser Abweichung treten im Gesamtsystem zusätzlich Unterschiede im Temperaturniveau der Wärmepumpe auf. Auf der Quellenseite liegt die energetisch gemittelte Temperatur in der Simulation um etwa 1 K unter den Messwerten, dies entspricht dem Ergebnis aus der Untersuchung im Teilsystem des Erdwärmekollektors in Abschnitt 2.4.3. Auf der Kondensatorseite treten um ca. 3 K geringere Temperaturen auf, obwohl die simulierte Speichertemperatur in Höhe der Temperatursensoren der Nachheizbereiche um etwa 1 K über den Messwerten liegt. Dies deutet daraufhin, dass real nicht nur erhöhte Wärmeverluste des Speichers (s.o.), sondern auch eine schlechtere thermi-

sche Schichtung im Speicher auftreten. Dies führt dazu, dass die Kondensatoraustrittstemperatur in der Experimentalanlage fast mit der Temperatur im oberen Nachheizbereich übereinstimmt, während in der Simulation eine weitaus größere Differenz vorliegt. Insgesamt liegt damit in der Simulation der von der Wärmepumpe im Mittel zu leistende Temperaturhub um 2 K über den Messwerten. Im Betrieb führt ein um 2 K geringerer Temperaturhub zu einer um etwa 2 % höheren Arbeitszahl, so dass dadurch die Arbeitszahl um etwa 0,16 größer ausfällt.

Abschließend zeigt Tabelle 2-4 die wesentlichen Größen zur Bewertung des Gesamtsystems. Hierbei ist die solare Deckung definiert als Verhältnis aus Solarertrag für Speicher und BTA zur Summe aus Solar- und Wärmepumpenertrag am Kondensator:

$$f_{Sol} = \frac{Q_{Solar,Speicher} + Q_{Solar,BTA}}{Q_{Solar,Speicher} + Q_{Solar,BTA} + Q_{WP,Kondensator}} \quad (6)$$

In der solaren Deckung wird der komplette Solarertrag der BTA berücksichtigt, auch wenn dieser nicht komplett zu einer Reduktion der Raumheizung sondern zu einer Erhöhung der Raumtemperatur führt. Ebenso wird in der Systemarbeitszahl neben Warmwasser und Raumheizung der komplette BTA-Ertrag verwendet:

$$AZ_{System} = \frac{Q_{Raumheizung} + Q_{Warmwasser} + Q_{Solar,BTA}}{W_{el,Gesamt}} \quad (7)$$

Neben dieser Definition wäre eine zweite Kennzahl sinnvoll, die nur den Teil des BTA-Ertrages berücksichtigt, der zu einer Reduktion im Raumheizbedarf führt. Ein solcher Wert ist aber aus den Messungen der Experimentalanlage nicht zu ermitteln.

Tabelle 2-4: Vergleich Mess- und Simulationswerte für das Gesamtsystem für den Zeitraum 16.12.2015 bis 31.01.2016

Größe	Messung	Simulation	Abweichung
Solare Deckung	16,1 %	13,5 %	-16 %
Nutzwärmemenge	2363 kWh	2458 kWh	+4 %
Gesamtstromverbrauch	743 kWh	672 kWh	-10 %
Stromverbrauch Pumpen	90 kWh	58 kWh	-35 %
Systemarbeitszahl	3,83	4,22	+0,39

Tabelle 2-2 hat bereits gezeigt, dass die simulierten Solarerträge geringer als in der Messung ausfallen. Da die Wärmemengen am Kondensator nahezu identisch sind, führt dies zu einer um 16 % geringeren solaren Deckung (2.6 %-Punkte).

Die Effizienz der Wärmepumpe fällt aufgrund des geringeren Kondensatortemperaturniveaus in der Simulation höher aus. Daraus ergibt sich trotz des schlechteren Solarertrages ein um 10 % geringerer simulierter Gesamtstromverbrauch. Dies führt zu einer um 0,39 höheren Systemarbeitszahl. Der Unterschied fällt hier höher aus als in der Arbeitszahl der Wärmepumpe nach Tabelle 2-4, da in dieser die um 4 % höhere Nutzwärmemenge in der Simulation sowie ein um mehr als 30 % geringerer Stromverbrauch der Umwälzpumpen berücksichtigt wird.

3 Systemsimulationen

In den Abschnitten 3.1 und 3.2 wird simulativ untersucht, wie sich andere Randbedingungen bezüglich Wärmelast und Wetter auf die Experimentalanlage auswirken. Dies geschieht auf Grundlage des mit den Messdaten der Experimentanlage abgeglichenen Simulationsmodells aus Abschnitt 2.4. Die Wärmelast wird anders als dort durch die bereits in den Simulationsstudien im Projekt „SH-T-Opt“ (Glembin 2015) verwendeten Bedingungen definiert. In der Basisvariante sind folgende Bedingungen eingestellt:

- Wetterdaten von Meteonorm für den Standort Zürich
- Raumsolltemperatur von 20 °C in allen beheizten Zonen
- Luftaustrauschrate von 0,4 1/h in allen thermischen Zonen
- Warmwassermassenstrom und Kaltwassertemperatur in Anlehnung an IEA Task 44 (Haller 2013)

In Abschnitt 3.3 wird eine Weiterentwicklung des Reglers vorgestellt, die eine bessere Betriebsführung der beiden solaren Wärmesenken Pufferspeicher und Bauteilaktivierung ermöglicht. Diese Weiterentwicklung ist während der zweiten Messphase (siehe Kapitel 4.4) aufgespielt und erfolgreich in Betrieb genommen worden.

3.1 Variation der Wetterdaten

Es werden Simulationen durchgeführt, in denen statt der Meteonorm-Daten für Zürich die vom ISFH gemessenen Wetterdaten für Hannover aus den Jahren 1989 bis 2001 verwendet werden. Die Eigenschaften dieser Wetterdaten ist in Abbildung 3.1 als Übersicht dargestellt.

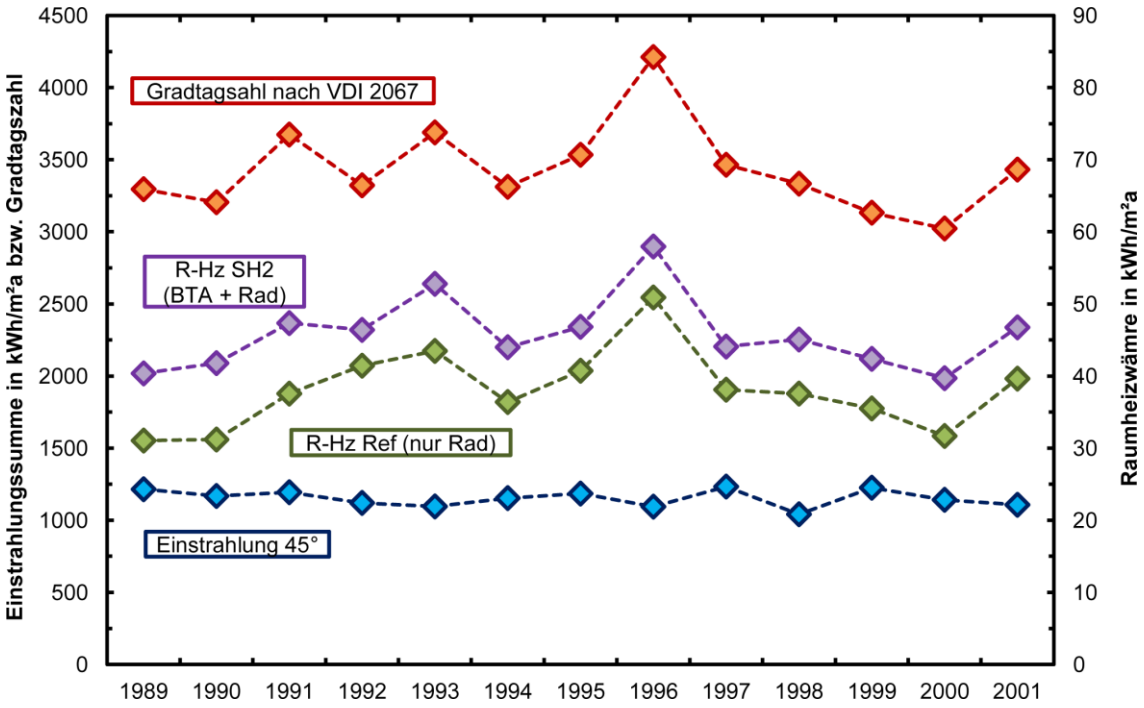


Abbildung 3.1: Einstrahlungssumme auf 45° geneigte Südfläche, Gradtagzahl nach VDI 2067 der ISFH-Wetterdaten Hannover, simulierter Raumheizbedarf für Refe-

renzsystem (ohne Solar) und Sonnenhaus mit BTA (hier Summe aus Emission der Heizkörper und Wärmeabgabe der BTA)

Die dargestellten Kennwerte der Wetterdaten zeigen:

- Die Einstrahlungssumme schwankt zwischen 1040 und 1230 kWh/m²a, der höchste Wert wird 1997 und der geringste Wert 1998 erreicht. In den Wintermonaten (November bis März) werden zwischen 27% (1989) und 18% (1992) der Einstrahlung erzielt. 1992 ist auch das Jahr mit der geringsten Einstrahlung im Winter (204 kWh).
- Die Gradtagzahl ändert sich deutlich, 1996 wird mit 4200 der höchste Wert und im Jahr 2000 mit 3000 der geringste Wert erreicht.
- Der Raumheizbedarf im Referenzsystem variiert zwischen 31 kWh/m²a im Jahr 1989 und 51 kWh/m²a im Jahr 1996 und folgt dabei nicht ausschließlich der Gradtagzahl. 1991 tritt bei einer Gradtagzahl von 3670 ein Heizwärmebedarf von 38 kWh/m²a auf, 1992 steigt trotz einer geringeren Gradtagzahl von 3320 der Heizwärmebedarf auf 41 kWh/m²a an. Grund hierfür ist die geringere Einstrahlung, die von 1194 kWh/m²a in 1991 auf 1120 kWh/m²a in 1992 sinkt, innerhalb der Heizperiode (Nov – März) ist die Reduktion noch stärker (von 305 kWh/m² auf 200 kWh/m²).
- Unter Berücksichtigung der BTA-Wärmemenge wird im Sonnenhaus mehr Wärme für die Raumheizung benötigt. Die zusätzliche Wärmemenge aus der BTA liegt zwischen 5-9 kWh/m²a, die dazu führt, dass der Raum zeitweise auf Temperaturen oberhalb der Solltemperatur von 20°C geheizt wird.

Abbildung 3.2 zeigt für die Simulationen mit den Wetterdaten für Hannover Raumheizbedarf, Stromverbrauch sowie die Zeiten ohne Komfort (Raumtemperatur <19,5 °C bzw. WW-Temperatur <44 °C) und die Stagnationszeiten. Der hier dargestellte Raumheizbedarf entspricht der Wärmemenge, die von den Radiatoren abgegeben wird, d.h. die in der BTA umgesetzte Wärmemenge ist nicht enthalten.

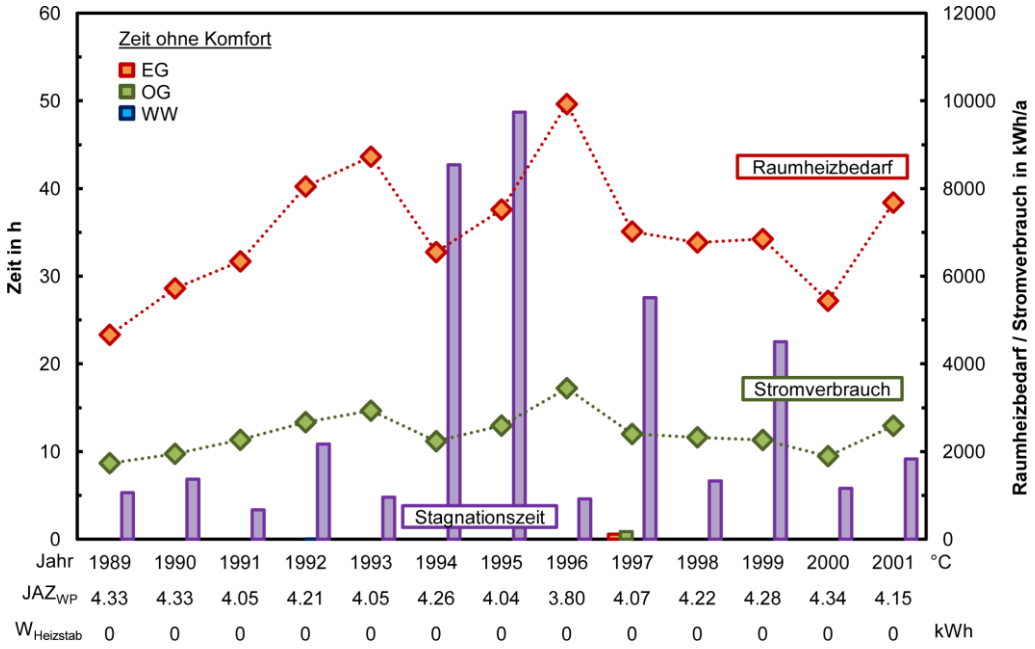


Abbildung 3.2: Simulation der Experimentalanlage mit ISFH-Wetterdaten für Hannover aus den Jahren 1989 bis 2001: Zeiten ohne Komfort, Stagnationszeit, Stromverbrauch und Raumheizbedarf

Der Raumheizbedarf ändert sich je nach Witterung zwischen 4660 kWh im Jahr 1989 und 9930 kWh im Jahr 1996. Dementsprechend verändert sich der Stromverbrauch zwischen 1734 kWh in 1989 und 3444 kWh in 1996. In allen Jahren und somit auch im Jahr 1996 mit dem höchsten Raumheizbedarf treten keine Komfortprobleme auf. Der Maximalwert an Stunden ohne Komfort im Jahr 1997 liegt unter 1 h/a. Die Stagnationszeit beträgt im Maximum 43 h im Jahr 1994 und 49 h im Jahr 1995. Die solaren Erträge und die solare Deckung der Simulationen werden in Abbildung 3.3 dargestellt.

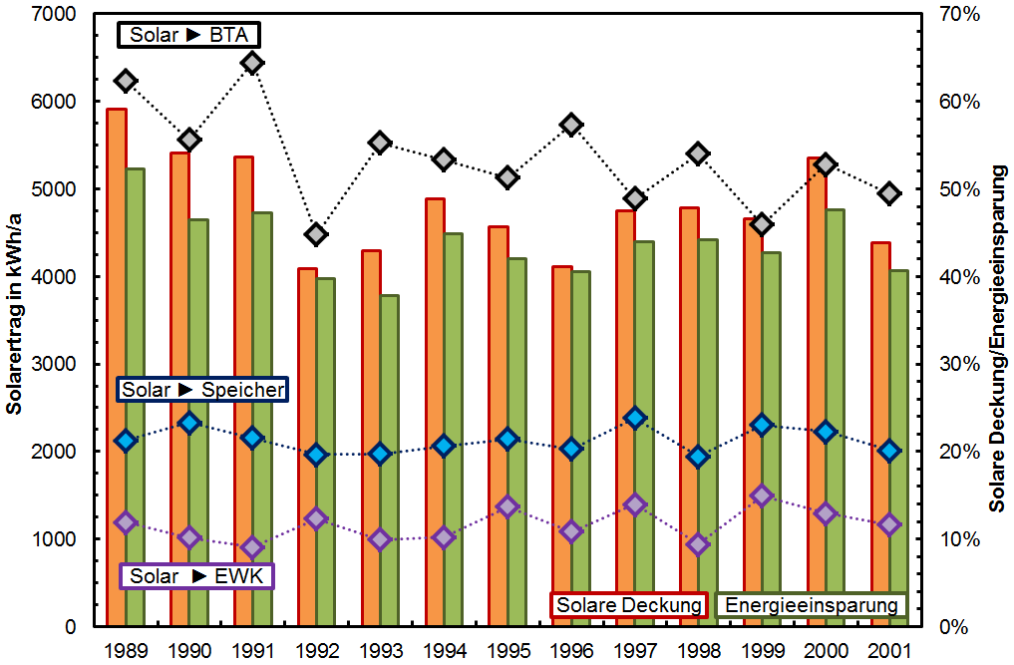


Abbildung 3.3: Simulation der Experimentalanlage mit ISFH-Wetterdaten für Hannover aus den Jahren 1989 bis 2001: Solarerträge, solare Deckung und Energieeinsparung

Die Solarerträge schwanken in den einzelnen Jahren, vor allem der Eintrag in die BTA ändert sich je nach den Witterungsverhältnissen und liegt in allen Jahren deutlich über den anderen solaren Senken. Tendenziell zeigt sich, dass in Jahren mit hoher Einstrahlung im Sommer der Eintrag in das Erdreich ansteigt (1997, 1999), da die Stagnationsschutzfunktion häufiger in Betrieb ist. Die solare Deckung schwankt zwischen 59 % in 1989 (geringster Heizwärmebedarf des gesamten Zeitraumes) und 41% in 1992. Im Jahr 1992 ist zwar der Raumheizbedarf nicht überdurchschnittlich hoch und es tritt auch nicht die geringste jährliche Einstrahlungssumme auf, aber es wird die niedrigste Einstrahlung in den Wintermonaten erzielt (s.o.).

Die Energieeinsparung liegt in den Jahren um 0-7 % unter der solaren Deckung. Die Energieeinsparung wird von den solaren Erträgen und vom Heizwärmebedarf beeinflusst. Im Jahr 1993 wird mit 38 % die geringste Energieeinsparung erzielt. Wie auch

bei der solaren Deckung wird der höchste Wert 1989 erreicht, hohe solare Erträge und ein geringer Raumheizbedarf führen zu einer Energieeinsparung von 52 %.

Die Simulationen zeigen, dass die Anlage bei den unterschiedlichen Wetterbedingungen ohne Komfortprobleme funktioniert. Die Quelle der Wärmepumpe ist dabei so groß dimensioniert, dass kein Betrieb des Heizstabes notwendig ist. Die Quelle wird in den folgenden Simulationen analog zum Vorgehen in Kapitel 4.3 um 2 EWK-Kreise und damit um 50 % reduziert, der Massenstrom wird auf den Nennwert der Wärmepumpe belassen. Abbildung 3.4 zeigt die Ergebnisse.

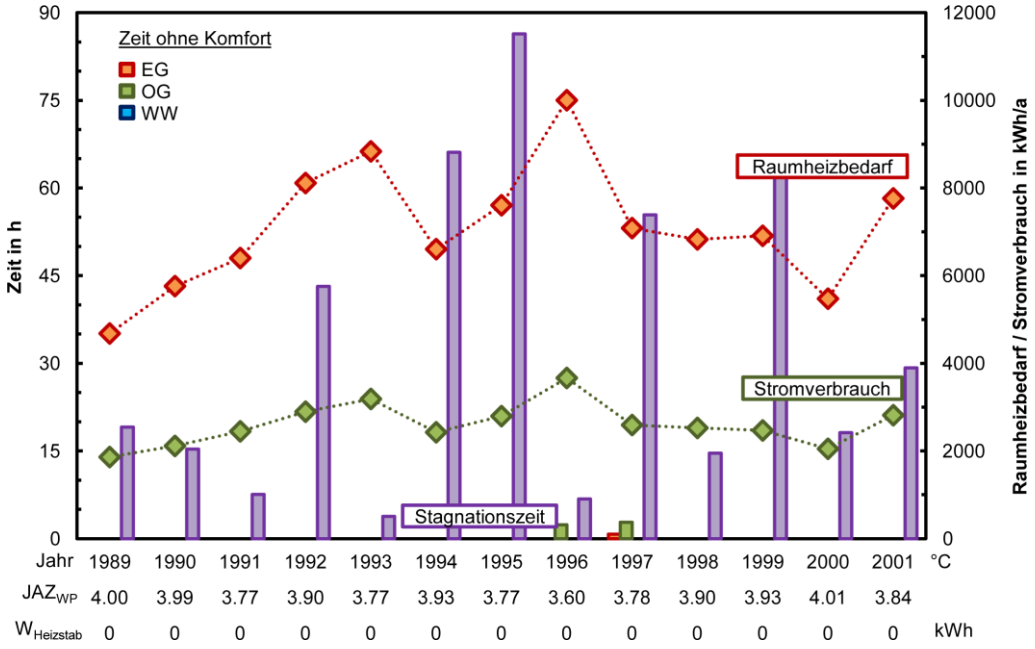


Abbildung 3.4: Simulation der Experimentalanlage mit halbierter WP-Wärmequelle (2 EWK-Kreise) mit ISFH-Wetterdaten für Hannover aus den Jahren 1989 bis 2001: Zeiten ohne Komfort, Stagnationszeit, Stromverbrauch und Raumheizbedarf

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass auch mit halbierter Quelle keine Komfortprobleme bestehen, allerdings muss hierzu im Jahr 1996 der Heizstab mit 500 kWh ca. 5 % der von der Nachheizung erbrachten Wärmemenge beitragen. Im Vergleich zu Abbildung 3.2 reduziert sich die Jahresarbeitszahl um 0,34 bis 0,61. Dies führt zu einem Anstieg des Stromverbrauchs um 9 % in 1989 bis maximal 18 % in 1996 (hier Heizstabbetrieb) Dennoch ist festzuhalten, dass mit der deutlich verkleinerten Quelle der Komfort auch in kalten Jahren wie 1996 erfüllt wird.

3.2 Variation der Wärmelast

Eine erhöhte Wärmelast stellt höhere Ansprüche an die Erfüllung des Komforts und beeinflusst zudem die solare Deckung. Eine Erhöhung der Wärmelast kann in der Raumheizung und im Warmwasserbedarf auftreten. Die Raumheizung wird vom Wetter aber auch vom Nutzer selbst durch die gewünschte Raumsolltemperatur beeinflusst. Abbildung 3.5 zeigt die Ergebnisse bei Variation der Solltemperatur zwischen 18 °C und 24 °C. Berücksichtigt werden dabei die Standardwetterdaten für Zürich sowie die ISFH-Wetterdaten für Hannover aus dem Jahr 1996, dem Jahr mit dem höchsten Heizenergiebedarf aus dem Zeitraum 1989 bis 2001. Dargestellt sind ne-

ben Raumheizbedarf und Stromverbrauch die Zeiten ohne Komfort. Der dargestellte Raumheizbedarf entspricht der Wärmemenge, die von den Radiatoren abgegeben wird, d.h. die in der BTA umgesetzte Wärmemenge ist nicht enthalten.

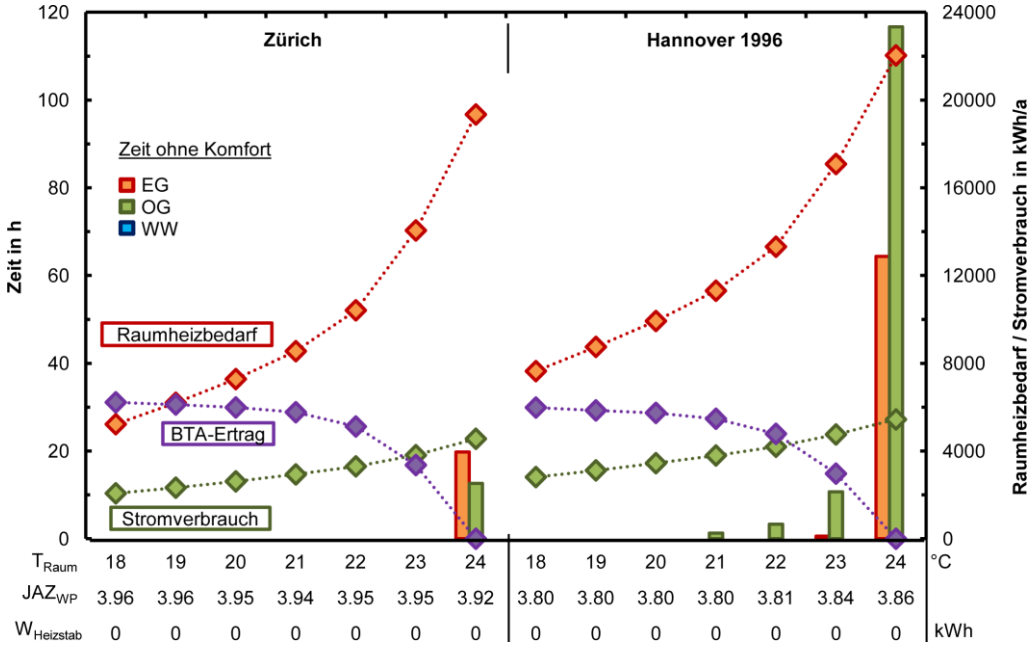


Abbildung 3.5: Variation der Raumsolltemperatur in der Experimentalanlage für zwei Wetterdatensätze: Zeit ohne Komfort, BTA-Ertrag, Raumheizbedarf und Stromverbrauch, maximale Raumtemperatur für BTA-Beladung konstant bei 24 °C

Die Variation der Raumsolltemperatur zeigt:

- Der Raumheizbedarf nimmt ausgehend vom Basisfall mit 20 °C bei Reduktion auf 18 °C um 28 % (Zürich)/23 % (Hannover 1996) ab, während bei höheren Sollwerten der Bedarf um 43 %/34 % bei 22 °C und 166 %/123 % bei 24 °C zunimmt. Der Raumheizbedarf wird dabei nicht nur von der höheren Wärmemenge zur Beheizung des Raumes beeinflusst, sondern auch von Reduktionen im BTA-Ertrag. Da die maximale Raumtemperatur für die Beladung der BTA konstant bei 24 °C verbleibt, wird die Betriebszeit der BTA bei höheren Raumsolltemperaturen reduziert und bei einem Sollwert von 24 °C vollständig verhindert.
- Die Jahresarbeitszahl zeigt für beide Standorte nur geringe Unterschiede. Während für Zürich eine leichte Reduktion zwischen 3,96 bei 18 °C auf 3,92 bei 24 °C auftritt, steigt die JAZ für Hannover 1996 sogar von 3,80 auf 3,86 trotz des ansteigenden Wärmeentzugs aus dem Erdreich an. Grund dafür sind höhere Quellentemperaturen; am Verdampfer der Wärmepumpe steigt die mittlere Eintrittstemperatur von 0,6 °C bei 20 °C auf 1,7 °C bei 24 °C. Die minimal auftretende Quellenaustrittstemperatur bleibt dagegen nahezu konstant bei –3,8 °C, dieser Wert liegt oberhalb der Minimaltemperatur von -5 °C, so dass in allen Simulationen kein Heizstabbetrieb notwendig ist. Eine genauere Analyse, warum es zu einem Anstieg der Quellentemperatur bei höheren Raumheizlasten kommt wird weiter unten vorgenommen.

- Bei sich ändernder Raumsolltemperatur wird gleichzeitig die Komfortgrenze verschoben, die immer 0,5 K unter dem Sollwert liegt. Unterhalb einer Raumsolltemperatur von 24 °C treten keine Komfortprobleme auf, erst bei 24 °C gibt es längere Zeiträume ohne Komfort. Grund für das zeitweise Unterschreiten der Komfortgrenze von hier 23,5 °C ist aber nicht eine unterkühlte Quelle aufgrund zu langen Betriebs der Wärmepumpe (kein Heizstabeinsatz), sondern eine zu geringe Leistungsabgabe der Wärmepumpe, die nicht mehr in der Lage ist, die erforderliche Wärmeleistung aufzubringen.
- Durch den reduzierten BTA-Betrieb bei höheren Raumsolltemperaturen erhöhen sich die Betriebszeit und der solare Wärmeeintrag in den Pufferspeicher, so dass zusätzlich von der Wärmepumpe eingebrachte Wärme geringer ausfällt als die Zunahme im Raumheizbedarf. Gleiches gilt umgekehrt bei geringeren Raumsolltemperaturen. Da die Jahresarbeitszahl der WP nahezu gleich bleibt, sind die Änderungen im Stromverbrauch fast identisch mit den Unterschieden in der Wärmeabgabe am Kondensator. Der Stromverbrauch reduziert sich um 21 % (Zürich) bzw. 18 % (Hannover 1996) bei 18 °C Raumsolltemperatur und erhöht sich um 74 % bzw. 58 % bei 24 °C.
- Die bei variierten Raumsolltemperaturen auftretenden Änderungen im Solarertrag der Speicherbeladung fallen geringer aus als die Unterschiede im BTA-Ertrag. Bei höheren Raumsolltemperaturen steigt somit zwar der Solarertrag in den Speicher an, dieser kann aber die Reduktion in der BTA nicht ausgleichen und die solare Deckung sinkt von 48,8 % (Zürich) bzw. 41,1 % (Hannover 1996) bei 20 °C auf 31,2 % bzw. 26,4 % bei einem Sollwert von 24 °C.

Die Auswertung hat gezeigt, dass bei Verwendung der Wetterdaten von Hannover 1996 die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe mit höheren Raumsolltemperaturen ansteigt, obwohl dem Erdreich im Laufe des Jahres deutlich mehr Wärme entzogen wird. Dieses Verhalten lässt sich mithilfe des monatlichen Verlaufs der Arbeitszahlen in Abbildung 3.6 erklären.

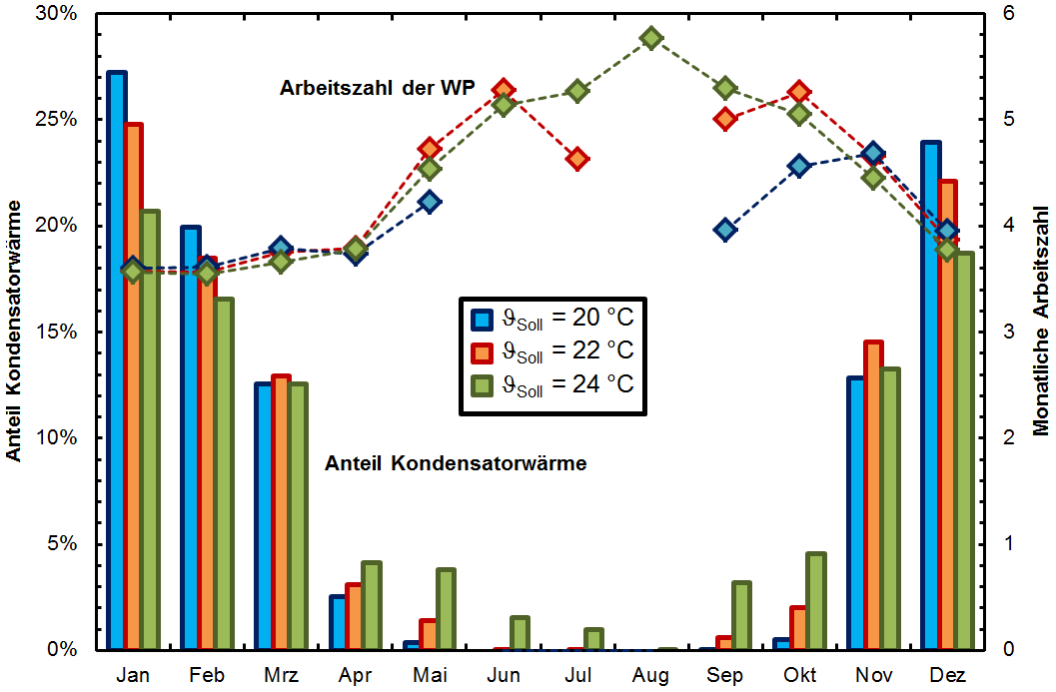


Abbildung 3.6: Monatlicher Verlauf der Wärmepumpenarbeitszahlen und der Anteil der am Kondensator umgesetzten Wärmemenge im Verhältnis zum Jahreswert, Variation der Raumsolltemperatur unter Wetterdaten von Hannover 1996

Das Diagramm zeigt, dass in den Wintermonaten die Quelle bei höheren Raumsolltemperaturen stärker belastet ist und daher geringere Arbeitszahlen der Wärmepumpe auftreten. Die Unterschiede zwischen den Arbeitszahlen sind allerdings nur klein, die Arbeitszahl für den Zeitraum November bis April liegt mit 3,83 bei einer Raumsolltemperatur von 20 °C um 0,08 über dem Wert von 3,75 bei 24 °C. Größere Unterschiede bestehen nicht, da die Quellentemperatur im energetischen Mittel in diesem Zeitraum bei 24 °C nur 0,5 °C unter dem Wert bei 20 °C liegt. Zwar treten bei 24 °C zeitweise auch deutlich tiefere Quellentemperaturen auf, diese liegen aber immer oberhalb von -5 °C, d.h. der Heizstab muss unabhängig von der eingestellten Raumsolltemperatur nicht eingesetzt werden.

Aufgrund der Umgebungsbedingungen zeigen sich in allen Simulationen höhere Arbeitszahlen in den Monaten Mai bis Oktober. Bei einer Raumsolltemperatur von 20 °C ist aber der Anteil an Wärmebereitstellung in diesen Monaten mit 1 % so gering, dass sich die hohen Arbeitszahlen nicht auf den Jahreswert auswirken. Im Gegensatz dazu liegt der Anteil bei 24 °C Raumsolltemperatur mit 14 % weitaus höher, so dass hier die hohen Quellentemperaturen und damit guten Betriebsbedingungen der Wärmepumpe zu einem Anstieg der Jahresarbeitszahl führen. Aus diesen Gründen – geringe Unterschiede der Quellentemperatur im Winter, die keinen Heizstabeinsatz notwendig machen, und ein signifikanter Anteil an Betriebszeit in den Sommermonaten mit hohen Quellentemperaturen – wird im Jahr bei 24 °C eine höhere Jahresarbeitszahl erreicht als bei 20 °C.

Bei der Variation der Raumsolltemperatur in Abbildung 3.5 beträgt die maximale Raumtemperatur bei Beladung durch die BTA konstant 24 °C. Dies führt dazu, dass eine Erhöhung der Raumsolltemperatur die für die BTA nutzbare Temperaturdiffe-

renz zwischen Raumsolltemperatur und dem Maximalwert reduziert. Im Folgenden wird die maximale Raumtemperatur variabel eingestellt, so dass diese immer 4 K über der Raumsolltemperatur liegt. Die Ergebnisse zeigt Abbildung 3.7.

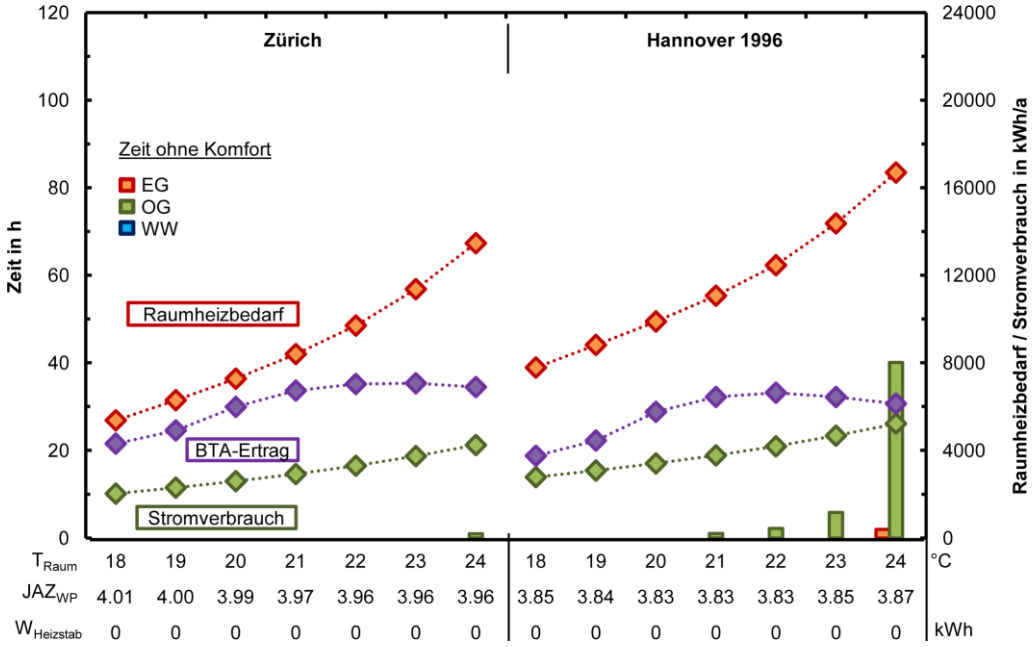


Abbildung 3.7: Variation der Raumsolltemperatur in der Experimentalanlage für zwei Wetterdatensätze: Zeit ohne Komfort, BTA-Ertrag, Raumheizbedarf und Stromverbrauch, maximale Raumtemperatur für BTA-Beladung 4 K über Raumsollwert

Im Vergleich zu Abbildung 3.5 zeigt sich im Raumheizbedarf ein deutlich flacherer Verlauf. Grund dafür sind die BTA-Erträge, die bis 22 °C sogar zunehmen und darüber nahezu gleich bleiben. Der höchste BTA-Ertrag wird bei einer Raumsolltemperatur von 22 °C und einer maximalen Raumtemperatur von 26 °C erreicht. Bei Raumsolltemperaturen unter 22 °C sinkt die Betriebszeit der BTA, da die maximale Raumtemperatur häufiger erreicht wird. Bei Raumsolltemperaturen über 22 °C reduziert sich der Solarertrag aufgrund der höheren Kollektorbetriebstemperaturen.

Bei einer Raumsolltemperatur von 23 °C sinkt der Energieverbrauch im Vergleich zur konstanten BTA-Temperatur aus Abbildung 3.5 um 1 %/0,5 % (Zürich/Hannover 1996), bei 24 °C um 6 %/3 %. Bei 21 °C und 22 °C kommt es dagegen zu einem Anstieg von 0,5 %/0,6 % bis 1 %/1,1 %, da der erhöhte BTA-Ertrag zu einer Reduktion in der solaren Speicherbeladung führt. Aus dem gleichen Grund kommt es bei Raumsolltemperaturen von 18 °C und 19 °C trotz geringerem BTA-Ertrag (maximale Raumtemperatur unterhalb von 24 °C) zu einer Reduktion um 1,3 %/0,1 % bzw. 0,4 %./0,1 % im Vergleich zur konstanten Maximaltemperatur von 24 °C.

Im Falle höherer Raumsolltemperaturen lässt sich der BTA-Ertrag somit durch Anpassung der maximalen Raumtemperatur erhöhen. Allerdings führt dies nicht unbedingt zu einem geringeren Energiebedarf, da auch der Solarertrag der Speicherbeladung beeinflusst wird.

Neben der Raumheizung kann auch der Warmwasserbedarf zu einer erhöhten Wärmelast führen. Eine Erhöhung im Warmwasserbedarf wird in den folgenden Simulationen realisiert, indem der Warmwassermassenstrom in jedem Zeitschritt mit einem Faktor zwischen 1 und 2 multipliziert wird. Abbildung 3.8 zeigt die Ergebnisse der Variation.

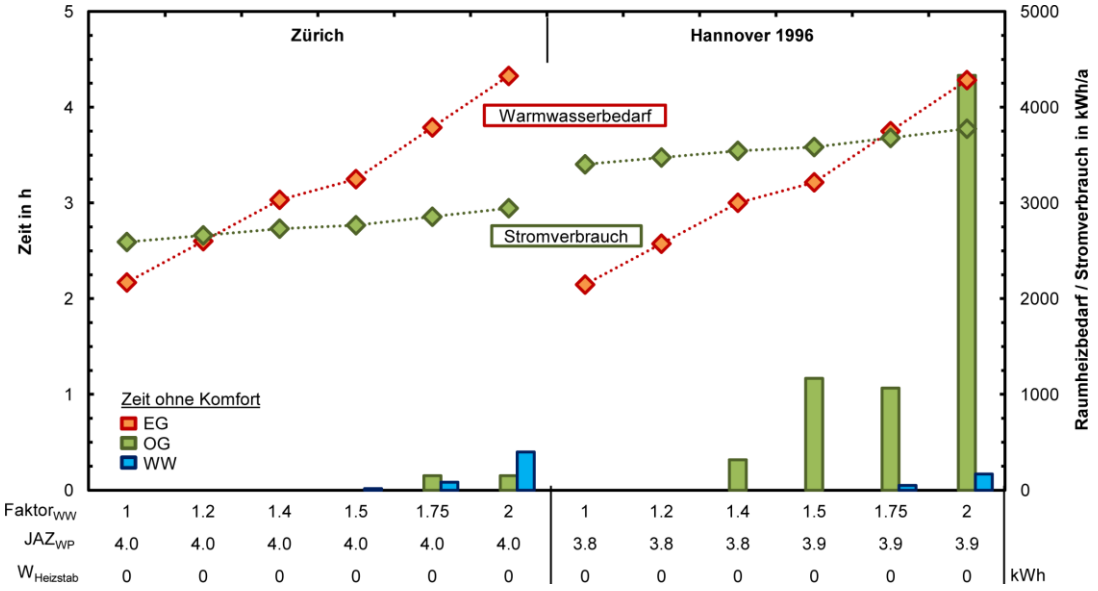


Abbildung 3.8: Variation der Warmwassermenge in der Experimentalanlage für zwei Wetterdatensätze: Zeit ohne Komfort, Raumheizbedarf und Stromverbrauch

Da der eingesetzte Faktor für den Massenstrom zu jedem Zeitpunkt der Simulation verwendet wird, steigt der Warmwasserbedarf proportional zum Faktor an, d.h. bei einem Faktor von 2 verdoppelt sich die Warmwassermenge. Auch mit doppeltem Warmwasserbedarf treten keine Komfortprobleme auf, es kommt lediglich mit den Wetterdaten für Hannover zu einem leichten Anstieg der Zeit ohne Komfort im OG auf 4 h (Grund ist die Priorisierung der WW-Bereitung). Wie schon bei der erhöhten Raumsolltemperatur wirkt sich der stärkere Entzug aus dem Erdreich nicht auf die Quellentemperaturen aus, so dass sich die Jahresarbeitszahl nur wenig ändert und die minimale Verdampfereintrittstemperatur von -5 °C zu keinem Zeitpunkt unterschritten wird (somit kein Heizstabbetrieb notwendig). Der Stromverbrauch steigt im Falle eines WW-Faktors von 2 um 14 % für Zürich und um 11 % für Hannover 1996 an.

3.3 Variable Wertigkeit bei der Systemregelung

Bisher wird im Regler eine konstante Wertigkeit verwendet, um zwischen der Beladung von BTA und Speicher zu entscheiden. Dabei hat sich eine Wertigkeit von W = 1 als der Wert erwiesen, mit dem in den Simulationen die größte Energieeinsparung erzielt wird, siehe (Glembin 2015). Unberücksichtigt bleibt bei einer konstanten Wertigkeit, dass die Betriebsbedingungen bei Beladung der BTA unterschiedlich sind, je nachdem ob die Kollektorkreisaustrittstemperatur ober- oder unterhalb der eingestellten maximalen BTA-Eintrittstemperatur liegt. Liegt die Austrittstemperatur über dem Maximalwert, wird dem Kollektormassenstrom Fluid aus dem Rücklauf der

BTA beigemischt. Damit wird gleichzeitig der Massenstrom durch den Kollektor reduziert, was wiederum den Temperaturhub im Kollektor erhöht und damit zu einem schnelleren Anstieg der Kollektoraustrittstemperatur führt. Da die BTA-Senkentemperatur in der Regel unter der unteren Speichertemperatur liegt, wird die BTA häufig solange betrieben, bis die eingestellte maximale Kollektortemperatur überschritten wird. In diesem Fall greift die Stagnationsschutzfunktion und der Kollektorbetrieb wird gesperrt, so dass auch keine Beladung des Speichers mehr möglich ist.

Dieser Betriebszustand hat sich im Verlauf der Messungen an der Experimentalanlage mehrmals eingestellt und tritt auf, da die hohe Kollektorleistung bei entsprechender Einstrahlung nicht in vollem Umfang von der BTA an das Gebäude abgegeben werden kann. Um Kosten gering zu halten ist die BTA entsprechend (Glembin 2015) als Grundlastheizung dimensioniert worden. Daher hat sie eine relativ geringe maximale Wärmeabgabeleistung, die etwa 50 % der Spitzenheizlast des Gebäudes entspricht.

Um die Häufigkeit des oben beschriebenen Betriebszustandes zu reduzieren, wird eine Änderung der Regelung geprüft. Durch Änderung der Wertigkeit bei höheren Kollektoraustrittstemperaturen wird die Priorisierung in Richtung Speicherbeladung verschoben. Diese Einstellung soll vermeiden, dass eine Speicherbeladung aufgrund zu hoher Kollektortemperaturen nicht stattfinden kann. In Abschnitt 3.3.1 wird beschrieben, wie sich eine variable Berechnung der Wertigkeit im Reglercode umsetzen lässt. Die Wirksamkeit der Weiterentwicklung wird in Simulationen in Abschnitt 3.3.2 untersucht.

3.3.1 Umsetzung im Regler

Die Veränderungen betreffen den Teil der Regelung, der entscheidet, welche Wärmesenke im Falle von positiven Bedarfssignalen für Speicher und BTA beladen wird. Es werden neue Parameter eingeführt, mit denen eine obere und eine untere Wertigkeit festgelegt wird, die die Regelung je nach Kollektortemperatur berücksichtigt. Außerdem ist die Definition der Umschalttemperatur notwendig, bei der der Wechsel der Wertigkeit stattfindet. Um ein schnelles Hin- und Herschalten zwischen den Wertigkeiten zu verhindern, wird zusätzlich eine Hysterese beim Umschalten zwischen den Wertigkeiten berücksichtigt:

3.3.2 Simulationsergebnisse

Zur Bewertung der beschriebenen Reglervariante werden Simulationen des Gesamtsystems durchgeführt. Dabei wird nicht das System des Experimentalgebäudes aus Abschnitt 2.4 verwendet. Stattdessen wird das Basissystem aus dem Projekt „SH-T-Opt“ verwendet, siehe (Glembin 2015). Als Gebäude wird das so genannte Konzepthaus verwendet, dies ist entspricht dem Experimentalgebäude mit den gleichen Wandaufbauten, hat jedoch keinen Keller. Zur Wärmeversorgung werden dementsprechend eine kleinere Wärmepumpe und Erdreichquelle verwendet.

Nach Einführung der variablen W-Berechnung im Regler werden folgende Variationen durchgeführt:

- Untere Wertigkeit (bei Kollektortemperaturen unterhalb Umschaltwert): 1
- Obere Wertigkeit (bei Kollektortemperaturen über Umschaltwert): 1,5 / 2 / 3 / 100
- Umschalttemperatur: 30 / 35 / 40 / 45 / 60 / 80
- Umschalthysterese: 5 K

Abbildung 3.9 zeigt neben dem Stromverbrauch den Solarertrag in den Pufferspeicher als Kennwert für die Verteilung der solaren Wärme auf die beiden Wärmesenken Speicher und BTA.

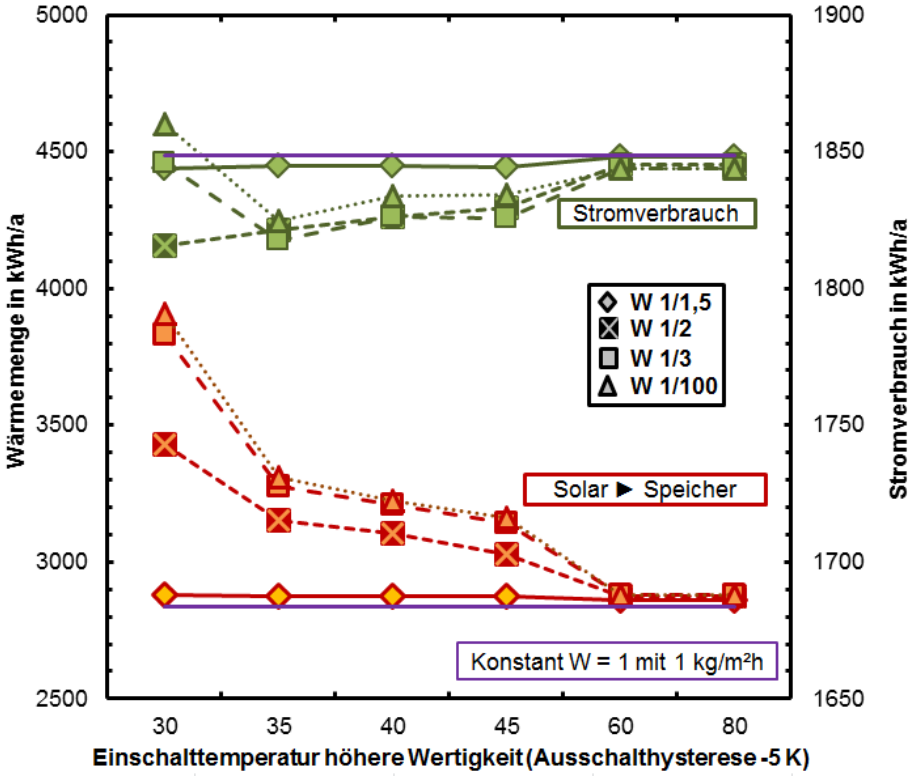


Abbildung 3.9: Simulation mit variabler Wertigkeit: Stromverbrauch und Solarertrag im Pufferspeicher, zum Vergleich Ergebnisse mit konstanter Wertigkeit von 1

Es zeigt sich:

- Wird eine obere Wertigkeit von 1,5 oder eine Umschalttemperatur von min. 60 °C eingestellt, zeigt sich kein Effekt im Vergleich zu einer konstanten Wertigkeit
- Bei einer Umschalttemperatur von 30°C zeigen sich höhere Solareinträge in den Speicher bei einer oberen Wertigkeit von 2 und noch höher bei oberen Wertigkeiten von 3 und 100. Auch der Stromverbrauch wird dadurch beeinflusst. Während bei einer oberen Wertigkeit von 100 ein negativer bzw. bei 3 nur ein leicht positiver Effekt auftritt, wird bei einem Wert von 2 der Stromverbrauch um 2 % im Vergleich zu einer konstanten Wertigkeit reduziert.
- Bei höheren Umschalttemperaturen vermindert sich der Effekt, d.h. der Solarertrag in den Pufferspeicher nimmt ab. Die Unterschiede im Stromverbrauch zwischen unterschiedlichen oberen Wertigkeiten werden kleiner. Eine obere Wertigkeit von 3

führt hier zum geringsten Stromverbrauch, der 2 % unter der konstanten Wertigkeit liegt.

Die Simulationen zeigen einen positiven Effekt der variablen Wertigkeit. Eine sinnvolle Einstellung der Parameter unter den Bedingungen der Simulation ist:

- $W_{unten} = 1$
- $W_{Oben} = 3$
- $\vartheta_{Umschalt} = 35$
- $\Delta\vartheta_{Umschalt} = 5$ K

Es ist zu beachten, dass die Umschalttemperatur mit der maximalen BTA-Eintrittstemperatur zusammenhängt. Es ist zu erwarten, dass bei Erhöhung der maximalen BTA-Eintrittstemperatur eine höhere Umschalttemperatur zu einem geringeren Stromverbrauch führt. Sinnvoll ist es daher die Umschalttemperatur auf die maximale BTA-Eintrittstemperatur zu setzen:

- $\vartheta_{Umschalt} = \vartheta_{BTA,In,Max}$

Auf Grundlage der Simulationsergebnisse ist die Regelung der Experimentalanlage am 27.07.2016 mit der variablen Wertigkeit ergänzt worden.

4 Messtechnische Analyse des Gebäudebetriebs

Die nachfolgend beschriebenen Messungen fanden in einem Zeitraum von April 2015 bis April 2017 statt. In der ersten Betriebsphase sollte die Anlagentechnik des Experimentalgebäudes sowie das Messsystem zunächst auf seine volle Funktionsfähigkeit geprüft werden. Dies ist nach der Inbetriebnahme des Gebäudes und der Heizanlage im Januar 2015 bis zum März 2015 erfolgt (Glembin 2015). Seit April 2015 laufen weitestgehend lückenlose Messdaten aus dem Anlagenbetrieb auf und werden aus den Rohdatensätzen als Tages-, Monats- und Jahresdaten ausgewertet. Während zunächst noch die Beurteilung der Anlagenfunktion und das Finden und Beheben von Fehlfunktionen zentral war, rückten zu Beginn des Sommers 2015 die Bewertung der Analageneffizienz und ihre Optimierung stärker in den Fokus. Nachdem die Anlagenperformance ein zufriedenstellendes Level erreicht hat, sind Messdaten aufgenommen worden, die u.a. für die Überprüfung der Simulationsmodelle für Teilsysteme und das Gesamtsystem entsprechend Kapitel 2 herangezogen werden. Die dafür verwendeten Messdaten umfassen verschiedene Zeiträume zwischen dem 30.03.2015 und dem 31.01.2016.

Das nachfolgende Kapitel 4.2 zeigt die ausgewerteten Messdaten für die erste Jahresbilanz im Zeitraum April 2015 bis März 2016. Die Messdaten werden mit Ergebnissen aus der Simulationsstudie nach Kapitel 3.1 verglichen und auf Plausibilität der Ergebnisse geprüft. Das Simulationsmodell entspricht dabei dem abgeglichenen Modell aus Kapitel 2. In Kapitel 4.3 werden die Erkenntnisse aus dem Stresstest zusammengefasst, der im Zeitraum 23.02.2016 bis 29.03.2016 durchgeführt worden sind. Während dieser fünf Wochen ist die Erdreichquelle analog zu der theoretischen Betrachtung in Kapitel 3.2 um 50 % verkleinert worden, während die mittlere Raumtemperatur in den beheizten Gebäudeteilen um etwa 2,5 K angehoben wurde. Kapitel 4.4 beschreibt schließlich Ergebnisse der ungestörten Messphase, in der das Heizsystem den Endzustand seiner Optimierung erreicht hat, und über einen weiteren Zeitraum von 12 Monaten vermessen worden ist. Der Messzeitraum beginnt nach Regeneration des Erdreichs, um die starke Belastung durch den konzentrierten Wärmeentzug während des Stresstests ausgleichen zu können.

4.1 Das Experimentalgebäude

Das Experimentalgebäude ist im Stadtgebiet Hannovers errichtet worden und besitzt eine Wohnfläche von etwa 250 m² auf drei Etagen bzw. eine EnEV- Nutzfläche von 294 m². Das Satteldach hat eine um etwa zehn Grad nach Osten abweichende Nord-Süd Ausrichtung, der Fensterflächenanteil beträgt im Mittel 10 %. Der Heizwärmebedarf des Gebäudes liegt laut EnEV bei etwa 10.500 kWh/a. Wesentliche Daten zur technischen Gebäudeausrüstung sind in Tabelle 4-1 zusammengefasst.

Tabelle 4-1: Übersicht der technischen Gebäudeausrüstung des Experimentalgebäudes

Solarkollektor	Indachkollektor, 45° Neigung, Aperturfläche 31,2 m²
Wärmepumpe	Sole- Wasser Wärmepumpe mit 8 kW Nennleistung, 2 kW Kompressorleistung
Erdwärmekollektor	170 m² Kollektorfläche in 4 Kreisen (ohne Erschließungsgraben), PE- Rohr mit 0,5 m Verlegeabstand
Bauteilaktivierung	Ca. 160 m PEX Rohr je Zwischendecke (KG/EG und EG/OG), Verlegeabstand 0,5 m, ein Fluidkreis je Geschossdecke, bifilare Verlegung, direkter Anschluss an den Kollektorkreis (Glykol als Wärmeträger)

Die nachfolgenden Bilder der Abbildung 4.1 zeigen das Experimentalgebäude nach der Gebäudeplanung durch HELMA im Entwurfsstadium (links) und unmittelbar nach Inbetriebnahme im Januar 2015 (rechts).

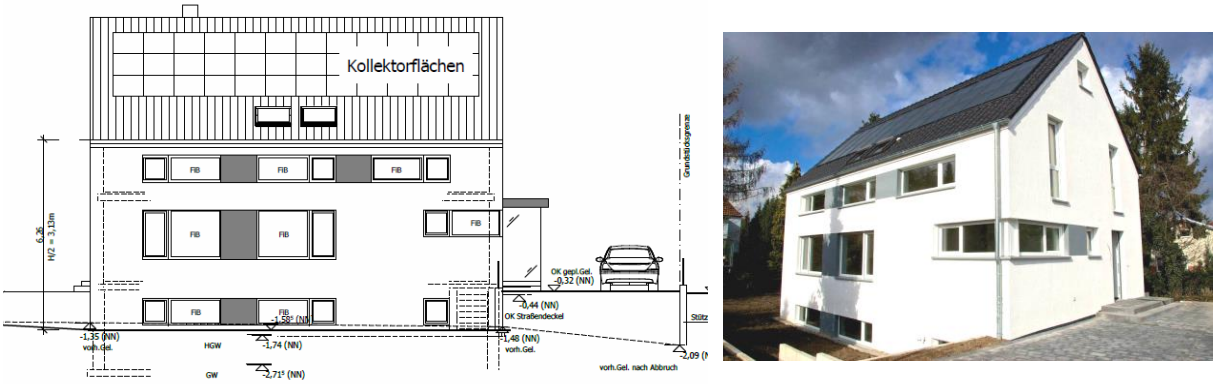
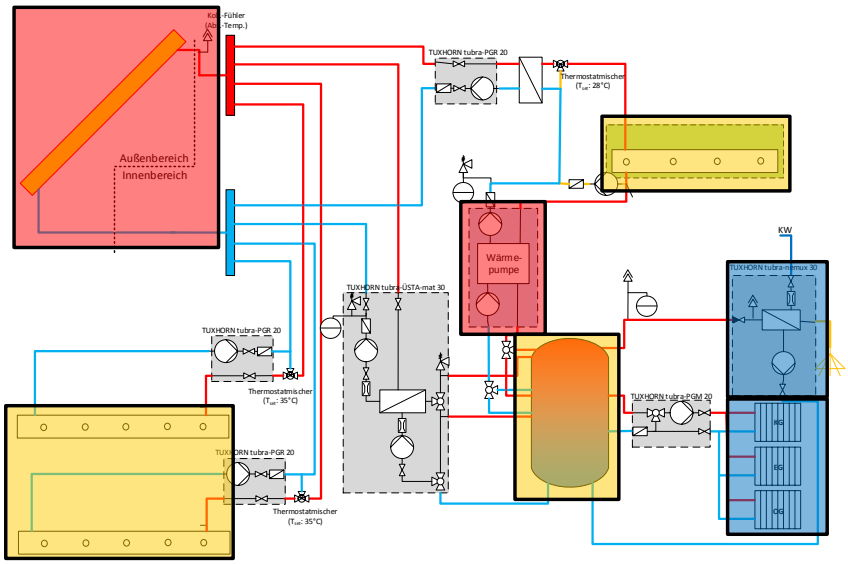


Abbildung 4.1: Experimentalgebäude nach Fertigstellung der Bauplanung (links) und nach Inbetriebnahme im Januar 2015 (rechts)

Das Gebäude ist mit einer umfassenden messtechnischen Ausstattung versehen worden. Diese ermöglicht eine genaue Bilanzierung der wesentlichen Energieströme von der Energieabgabe der Wärmequellen bis zur Energieaufnahme durch die Senken. Ein Überblick gibt Abbildung 4.2. Als Wärmequellen fungieren das Solarkollektorfeld als Hauptwärmequelle sowie die Wärmepumpe als Nachheizung. Als klassischer Speicher befindet sich der Puffer an zentraler Stelle zwischen Nachheizung und den Senken der Raumheizung und Trinkwarmwasserbereitung, er kann aber auch vom Solarkollektor gespeist werden. Eine hybride Stellung als Wärmespeicher und -senke nehmen die Geschossdecken mit der Bauteilaktivierung ein. Neben den diversen Energiebilanzgrößen (thermisch und elektrisch) werden viele Fluid- oder Raumtemperaturen als Zustands- oder Regelgrößen erfasst, genauso wie Luftfeuchten und CO2- Gehalte.

Die Fenster im EG sind partiell mit außenliegenden Sonnenschutzeinrichtungen versehen (Süd, Ost und West orientierte Fenster). Ihre Bedienung erfolgt manuell. Das

Gebäude besitzt keine zentralen oder dezentralen Zwangslüftungseinrichtungen, der Luftaustausch erfolgt ausschließlich über Fensterlüftung.



Wärmequellen

- Solarkollektor
- Wärmepumpe

Wärmespeicher/-senken

- Bauteilaktivierung (EG + OG)
- Pufferspeicher
- Erdreichkollektor

Wärmesenken

- Raumheizung
- Trinkwarmwasser

Abbildung 4.2: Darstellung der Bilanzkreise, wie sie mit dem realisierten Messtechnikkonzept erfasst werden

Ausführlichere Beschreibungen zur Planung und Realisierung des Experimentalgebäudes sowie weitere Angaben zum messtechnischen Konzept finden sich in (Glembin 2015).

4.2 Betriebsphase I: Systemeinregelung

Die nachfolgende Tabelle 4-2 zeigt zunächst eine Übersicht der wesentlichen Auswertegrößen für die erste Betriebsphase des Gebäudes vom 01. April 2015 bis zum 31. März 2016. Es ist zu beachten, dass die Phase der Stresstests ebenfalls in der Jahresbilanz enthalten ist und - unabhängig von Witterungsverhältnissen - einen höheren Energiebedarf im Februar und März 2016 gegenüber der übrigen Messzeit aufweist.

Tabelle 4-2: Übersicht der Auswertegrößen für die erste Jahresbilanz des Experimentalgebäudes von April 2015 bis März 2016, Prozentangaben der Solarerträge in den verschiedenen Senken beziehen sich auf den solaren Gesamtertrag

Solarertrag gesamt	8525 kWh (274 kWh/m²)
In BTA EG	2150 kWh (25 %)
In BTA OG	1949 kWh (23 %)
In Speicher	2844 kWh (33 %)
In EWK	1295 kWh (15%)
Solare Deckung	52 %
Nutzwärme RH	5369 kWh
Nutzwärme TWW	994 kWh
Strombedarf gesamt	2173 kWh
JAZ WP	3,45

Der solare Gesamtertrag (gemessen am Eintritt in die Wärmeverteilung des Heizraums) beträgt 274 kWh/m² für den knapp 32 m² großen Sonnenkollektor oder 232 kWh/m² ohne die Berücksichtigung des Eintrags der Überschusswärme aus der Stagnationsvermeidung in den Erdwärmekollektor. Gut 50 % des Ertrags werden in die BTA gespeist, während ein weiteres Drittel im Speicher genutzt wird. Die verbleibenden 15 % sind Überschusswärme, die aus dem Stagnationsvermeidungsbetrieb in das Erdreich geführt werden und dort den EWK regenerieren. Insgesamt resultiert eine solare Deckung von 52 % (Definition siehe Gleichung (6) in Kapitel 2.4.4).

Der Nutzwärmebedarf für das Experimentalgebäude mit 294 m² Nutzfläche nach EnEV liegt mit 5369 kWh (18 kWh/m²a) sehr niedrig, beziffert jedoch auch nur die Wärmemenge, die über die Radiatoren, überwiegend durch das nichtsolare Heizsystem gedeckt werden. Einen weiteren wesentlichen Anteil an der Raumbeheizung hat die durch die BTA abgegebene Energie, die in Summe etwa 43% des gesamten Raumwärmebedarfs deckt. Der Wärmebedarf für die TWW Bereitung liegt mit knapp 1000 kWh für einen Zweipersonenhaushalt im Erwartungsbereich.

Die Wärmepumpe arbeitet mit einer JAZ von 3,45. Die Definition der JAZ erfolgt dabei nach (Glembin 2015, S.34f.) und bilanziert die Wärmeabgabe von Kondensator und Heizstab im Verhältnis zur elektrischen Leistungsaufnahme von Kompressor und Heizstab, wobei der Strombedarf für Kondensator- und Verdampferkreispumpe sowie für die interne Regelung der Wärmepumpe aus messtechnischen Gründen ebenfalls enthalten ist.

Endenergetisch resultiert letztlich ein Gesamtstrombedarf (alle elektrischen Verbraucher zur Wärmebereitung und -bereitstellung inkl.) von 2173 kWh oder 7,4 kWh/m² (bezogen auf EnEV Nutzfläche). Den aktuellen Primärenergiefaktor des Stroms laut EnEV vorausgesetzt (f_{PE} = 1,8), liegt dieser Wert primärenergetisch laut Selbstverständnis des Sonnenhausinstituts im gewünschten Bereich unter 15 kWh/m²a (SoH-Institut 2016) und kann somit auch primärenergetisch mit den konventionellen Sonnenhauskonzepten mithalten.

4.2.1 Vergleich mit Simulationsergebnissen

Zur Bewertung und Einschätzung dieser Messergebnisse soll im Folgenden ein Vergleich zu Ergebnissen aus den Systemsimulationen mit Hannover Wetterdaten entsprechend Abschnitt 3.1 herangezogen werden. Wie im Abschnitt 2 noch diskutiert wird, eignet sich die Nachsimulation des gesamten Bilanzzeitraums aus verschiedenen Gründen nicht, um für den Vergleich der Messdaten mit Simulationen herangezogen zu werden. Diese Gründe sind nachfolgend zusammengefasst:

- Durch die kosten- und aufwandsbezogene Optimierung des Messkonzepts fehlen für eine zuverlässige Verwendung der Simulationsmodelle meteorologischen Messgrößen. Dies betrifft z.B. die Aufteilung von Diffus- und Direktstrahlung, die aktuelle Himmelstemperatur, Windgeschwindigkeiten am Kollektor, aber auch über der Erdoberfläche (Parameter des EWK- Mo-

dells) sowie einer genaueren Rasterung der Erdreichtemperaturfelder am EWK bzw. in seiner unmittelbaren Umgebung. (siehe auch Abschnitt 2)

- Im Verlauf des Messjahres kommt es zur Teilverschattung des Kollektors und auch des Strahlungssensors am Kollektorfeld, insbesondere in Wintermonaten. Die Verschattung des Kollektorfelds entspricht dabei weder zeitlich noch räumlich zu jeder Zeit der Verschattung des Strahlungssensors. Dies führt zu signifikanten Abweichungen bei der Nachsimulation vor allem in den Wintermonaten (siehe Abschnitt 2.1)
- Daten des Nutzerverhaltens werden nicht oder nur grob erfasst. Raumtemperaturen liegen nur für wenige als repräsentativ angenommene Räume vor und werden mit nur einem Sensor in Deckennähe erfasst. Das Lüftungs- und Verschattungsverhalten kann nicht aus den Messdaten abgeleitet werden.
- Einzelne Sensormesswerte werden zur Vereinfachung als repräsentative Mitteltemperatur für z.T. einen erheblich großen Bereich angenommen. Beispielhaft hierfür ist die BTA- Kerntemperatur, die an einer Position gemessen und für die gesamte Zwischendecke eines Geschosses als repräsentativ angenommen wird. Gleiches gilt für einige Erdreichtemperaturen, die am EWK gemessen werden.

Aus den angeführten Gründen wird der nachfolgende Vergleich anhand von Simulationsergebnissen basierend auf Simulationen mit detaillierten Hannover- Wetterdaten der Jahre 1989 bis 2001 aus Abschnitt 3.1 durchgeführt und nicht mit den gemessenen Daten aus 2015/16. Infolgedessen kann ein Vergleich nur eingeschränkt qualitativ und nicht quantitativ erfolgen.

Zunächst wird aus dem Pool der zwölf Messjahre ein Jahresdatensatz herausgefiltert, der dem Messjahr 2015/16 bestmöglich ähnelt. Hierfür sind als Bewertungsgrößen die Einstrahlungssumme (auf die 45° nach Süden geneigte Ebene), die Jahresmitteltemperatur und die Gradtagzahl verwendet worden. Abbildung 4.3 zeigt grafisch die Auswertegrößen sowie die Summe der quadrierten relativen Abweichungen von den Messwerten aus 2015/16. Die drei dunkel hervorgehobenen Balken markieren die Jahre mit den kleinsten Unterschieden und liegen im Bereich von 6 % bis 6,5 %. Eine nachfolgende Analyse der betreffenden Jahre auf Basis von Monatswerten stellt das Jahr 1994 als geeignetste Vergleichsbasis heraus. Einen Vergleich der Monatsdaten zeigt Abbildung 4.4

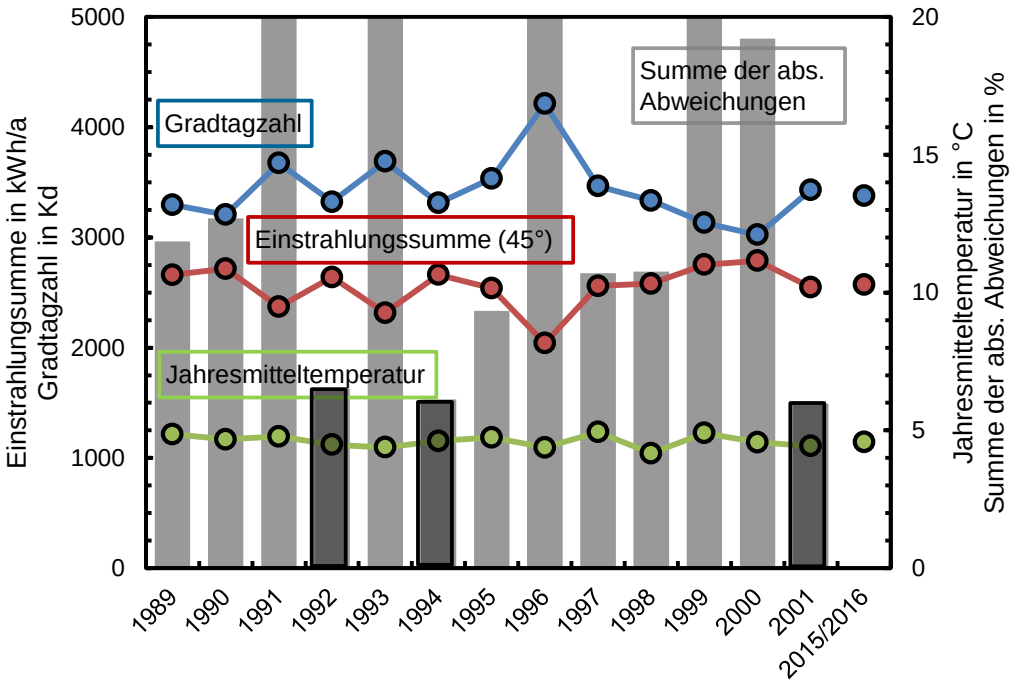


Abbildung 4.3: Darstellung der Vergleichsgrößen Jahresmitteltemperatur, Einstrahlungssumme und Gradtagzahl für den Standort Hannover für die Jahre 1989 bis 2001 sowie der Summe der abs. Abweichungen von den Messgrößen aus 2015/16

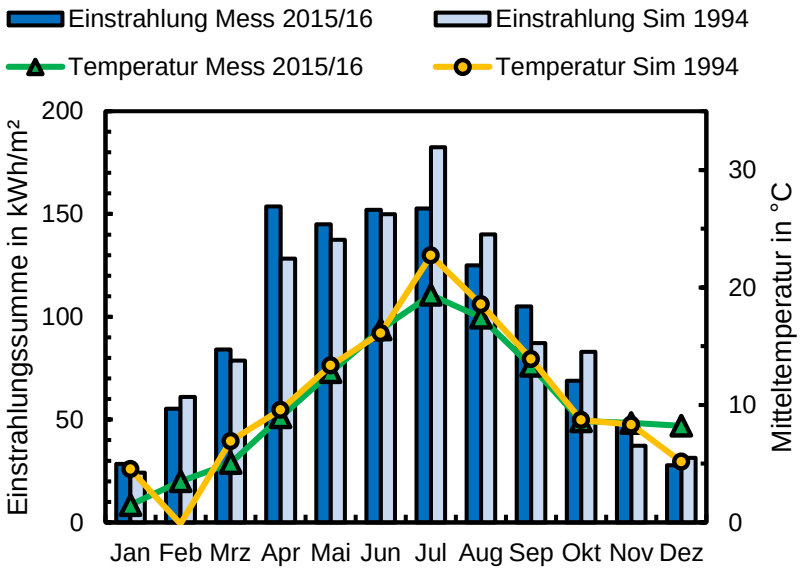


Abbildung 4.4: Vergleich der Monatlichen Messdaten aus 2015/16 und 1994 für den Standort Hannover und

Im direkten Vergleich der Bewertungsgrößen zeigt sich, dass

- Der Februar im Mittel um 3,6 K kälter ausfällt als in den Messdaten 2015/16,
- Der Dezember im Mittel um 3 K kälter ist,
- Der Juli im Mittel 3,5 K wärmer ist, der August nur unwesentlich und
- Im Frühling die Einstrahlung der 2015/16 Messwerte tendenziell höher liegt und im Herbst/Winter eher niedriger.

Die genannten Unterschiede sind bei der Interpretation der Simulationsergebnisse und dem Vergleich zu den Messergebnissen zu berücksichtigen. Es sei ebenso darauf hingewiesen, dass das gemessene Jahr vom April 2015 bis März 2016 reicht und für die vergleichende Darstellung auf den Zeitraum Januar bis Dezember angepasst wurde. In Tabelle 4-3 sind die Auswertegrößen nochmals als Jahreswerte gegenübergestellt.

Tabelle 4-3: Vergleich der gemessenen Daten am Experimentalgebäude aus 2015/16 mit den Wetterdaten des Jahres 1994 für den Standort Hannover

	Messung 2015/16	Hannover 1994
Einstrahlung (45°)	1146 kWh/m²	1185 kWh/m²
Gradtagzahl	3382 Kd	3312 Kd
Temperatur	10,3 °C	10,7 °C

Zur besseren Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse werden die simulierten Nutzenergieanforderungen den gemessenen angepasst. Dies betrifft im speziellen die über die Radiatoren angeforderte Nutzwärme für die Raumheizung sowie die zur TWW- Erwärmung benötigte Energiemenge. Zur Anpassung des Raumwärmebedarfs ist deshalb die mittlere Raumsolltemperatur des simulierten Gebäudes auf 19.1 °C abgesenkt worden. Da das Experimentalgebäude während der Messungen nach Auskunft der Bewohner nur teilbeheizt wurde, ist die notwendige Absenkung plausibel.

Zur Anpassung des TWW- Bedarfs ist jede Zapfung um einen Faktor angepasst worden, sodass sich der Jahresenergiebedarf insgesamt angleicht. Ein Abgleich über die gezapfte TWW- Menge ist nicht möglich, da dieser Messwert für das Gebäude nicht vorliegt. Der ermittelte Faktor liegt bei 0,46 und ist unter Berücksichtigung von nur zwei Bewohnern im Vergleich zu einem simulierten Zapfprofil für einen Vierpersonenhaushalt realistisch (Weiss 2003, Dott 2012). Tabelle 4-4 zeigt die Ergebnisse der Simulation des Jahres 1994 und stellt sie der Messung aus 2015/16 gegenüber.

Tabelle 4-4: Vergleich der Simulationsergebnisse des Jahres 1994 mit denen der Messung aus 2015/16

	Messung 2015/16	Simulation 1994	Differenz
Solarertrag gesamt	8525 kWh (274 kWh/m²)	8610 kWh (276 kWh/m²)	+1 %
In BTA EG	1949 kWh (23 %)	2893 kWh (34 %)	+48 %
In BTA OG	2150 kWh (25 %)	2593 kWh (30 %)	+21 %
In Speicher	2844 kWh (33 %)	1573 kWh (18 %)	-45 %
In GHX	1295 kWh (15 %)	1094 kWh (13 %)	-16 %
Solare Deckung	52 %	54 %	+4 %
Wärme WP → Speicher	6438 kWh	6006 kWh	-7 %
Strombedarf gesamt	2173 kWh	1875 kWh	-14 %
JAZ WP	3,45	3,69	+7 %
Nutzwärme RH (Rad)	5369 kWh	5358 kWh	±0 %
Nutzwärme TWW	994 kWh	996 kWh	±0 %

Der Vergleich des Solarertrags zeigt zunächst eine nur geringe Abweichung von +1 % zugunsten der Simulation. Zum Vergleich: die Gesamteinstrahlung im simulierten Jahr 1994 ist um etwa 3 % größer. Deutlichere Unterschiede zeigen sich bei der Analyse der Aufteilung des Solarertrags auf die drei Senken. Während im untersuchten Experimentalgebäude nur 48 % des Solarertrags für die direkte Nutzung der Bauteilaktivierung verwendet werden, liegt der Anteil bei der Simulation bei 64 % und damit um gut 1300 kWh höher.

Die Gründe für die erhebliche Abweichung liegen in Annahmen zum Lüftungs- und Verschattungsverhalten begründet, beide Einflussgrößen werden im Experimentalgebäude nicht gemessen. Das simulierte Gebäude hat automatisch gesteuerte, außenliegende Verschattungselemente an allen Süd-, Ost- und Westfenstern mit einem Einstrahlungsschwellwert von 300 W (wirksam bei Raumtemperaturen ab 1 K über Raumsolltemperatur). Die Luftwechselrate ist mit 0,4 h^{-1} mit einer optionalen Nachtlüftung von 2 h^{-1} bei Raumtemperaturen über 26 °C angenommen. Das untersuchte Experimentalgebäude hat manuelle außenliegende Verschattungselemente nur im EG (Südfassade sowie einige Fenster der Ost- und Westfassade). Des Weiteren wird der tatsächliche Luftwechsel im untersuchten Gebäude durch die geringe Personenbelegung und hohen Abwesenheitszeiten geringer als 0,4 h^{-1} eingeschätzt. Eine qualitative Aussage ist infolge der ausschließlichen Lüftung über Fensteröffnung nicht möglich. Folglich werden die simulierten passiven solaren Wärmegewinne sehr wahrscheinlich unterschätzt, während die Lüftungswärmeverluste überschätzt werden. Trotzdem ist die Abschalt-Raumtemperatur für die Regelung des Wärmeeintrags durch die BTA bei Simulation und Messung mit 24 °C gleich. Wenn das Temperaturband zwischen aktueller und maximal zulässiger Raumtemperatur also durch höhere passive Gewinne und geringere Lüftungsverluste im Experimentalgebäude verringert wird, verringert sich auch das Potential für Energielieferung durch die BTA. Vertiefende Simulationen zu dieser Fragestellung werden im Kapitel 4.4 ausgewertet.

Weitere Analysen zeigen, dass die BTA im gemessenen Betrieb etwa ein 25 % geringere Laufzeit gegenüber der Simulation aufweist. Dies liegt entweder an einer geringeren Leistungsfähigkeit des realen Kollektors, höheren Hysteresen oder häufigeren Sperrzeiten durch Raumübertemperaturen.

Der Grund, weshalb der Kollektorertrag trotzdem nicht geringer ausfällt als in der Simulation ist die an den Speicher gelieferte Energie. Diese übersteigt in den Messungen die simulierte Wärmemenge um wiederum gut 1300 kWh, sodass insgesamt eine Lastverschiebung auftritt. Ein Teil der Solarwärme, die statt in die BTA in den Pufferspeicher abgegeben wird, wird dann wiederum über den Heizkreis für die Raumheizung und TWW- Bereitung eingesetzt. Der monatsweise Vergleich zwischen Solarerträgen in BTA und Speicher für Simulation und Messung ist in Abbildung 4.5 abgebildet.

Beim Vergleich der solaren Erträge in den Speicher zeichnet sich allerdings deutlich ab, dass insbesondere in den Sommermonaten die Erträge laut Messung teilweise mehr als doppelt so groß sind wie die simulierten Erträge. Da im Sommer die Last

auf die TWW- Bereitung beschränkt ist und diese bei Simulation und Messung nahezu identisch groß ist, müssen die zusätzlich anfallenden Erträge in der Messung aus einem deutlich größeren Wärmeverlust des Speichers resultieren. Ob die (teil-)solare Deckung des Wärmebedarfs in den Übergangszeiten dadurch gemindert wird, kann aus den vorliegenden Messdaten jedoch nicht abgeleitet werden.

Der Wärmeeintrag der WP in den Speicher ist laut Tabelle 4-4 im vermessenen Gebäude um gut 400 kWh größer als in der Simulation. Neben den in den Bilanzzeitraum fallenden Stresstests und Effekten wie ineffizienterem Schichtungsverhalten ist dies ein weiteres Indiz für höhere Speicherverluste. Eine analytische Bestimmung der Speicherverluste aus den Messdaten ergibt einen UA-Wert von 7,8 W/K, während der theoretische Rechenwert bei 3,2 W/K liegt. Unter ebenfalls theoretischer Berücksichtigung von Wärmebrückeneffekten und unerwünschter Einrohrzirkulation in Anschlussleitungen nach (Wilhelms 2008) ist eine Steigerung auf 5,1 W/K realistisch und so auch im Simulationsmodell angenommen. Bei der Simulation unberücksichtigt bleiben Wärmeverluste über die Solarstation und die Verrohrung zwischen dieser und dem Speicher. Deren zusätzliche Verluste sind, bedingt durch die Wahl des Installationsorts der Messsensoren, dem Solarertrag in den Speicher abzuziehen.

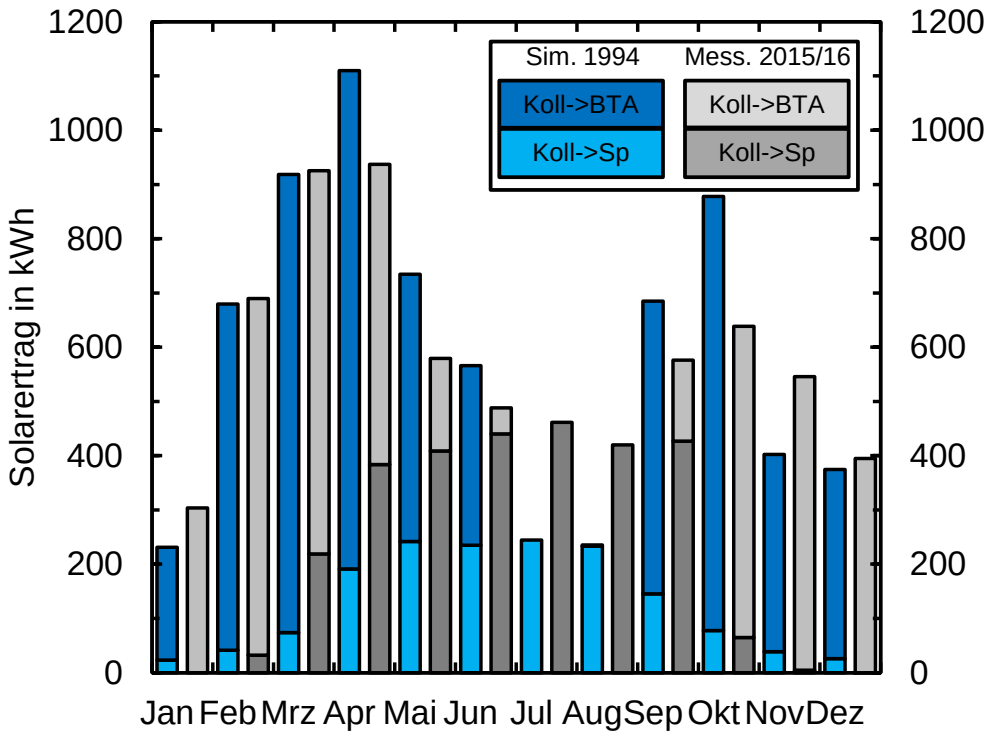


Abbildung 4.5: Vergleich der Kollektorerträge in BTA und Speicher nach Simulation des Jahres 1994 und Messung 2015/16

Da der Speicher und seine Anschlüsse lückenlos gedämmt wurden und die Anschlüsse selbst als Siphons geführt sind, um Einrohrzirkulation zu vermeiden, ist neben sonstigen unentdeckten Wärmebrücken als Grund das Auftreten umlaufender Zirkulationsströme in den Anschlüssen der Frischwasserstation und der Wärmepumpe gemessen worden (siehe dazu auch Abschnitt 4.4.2 in (Glembin 2015)). Eine

Nachrüstung von Rückflussverhinderern zur Reduzierung dieser Verluste wurde vor Beginn des ungestörten Betriebs vorgenommen (siehe Abschnitt 4.4).

Durch die beschriebene Kompensation der Ertragsminderung in die BTA durch den Mehrertrag in den Speicher ist die solare Deckung im Vergleich sehr ähnlich der Simulation.

Für die gemessene geringere JAZ der WP und den höheren Gesamtstrombedarf des Systems können mehrere Ursachen angeführt werden:

- Durch die bereits beschriebenen höheren Wärmeverluste des Speichers ist die Nutzwärmeabgabe der WP zunächst um 400 kWh höher als in der Simulation.
- In den Monaten Oktober und November 2015 trat aufgrund eines technischen Problems mit dem Systemregler ein unnötiger Mehrbetrieb der WP auf hohem Temperaturniveau auf. Der Ertrag aus diesem Betrieb kam jedoch nur zu einem kleinen Anteil der Gebäudeenergieversorgung zugute und lässt sich aus den Messdaten nicht extrahieren.
- Durch den Vergleich der unterschiedlichen Wetterjahre liegt die Jahresmitteltemperatur 2015/16 um 0,4 K unter der Mitteltemperatur von 1994, in den Monaten Oktober bis März sogar um 0,7 K. Dies hat ebenfalls Rückwirkungen auf die Nutzwärmeabgabe, aber auch auf den Erdreichkollektor, der direkt von den Außenbedingungen beeinflusst wird.
- In der Beladezone des Pufferspeichers für die Raumheizung herrscht im Mittel über die Heizperiode eine um 3,8 K höhere Temperatur. Ursache hierfür ist vermutlich ebenfalls eine gegenüber der Simulation geringere Schichtungseffizienz des Speichers und - wenn auch zu einem deutlich kleineren Anteil - die geringere Umgebungstemperatur, die wiederum auf die außentemperaturgeführte Vorlauftemperatur der Raumheizung rückwirkt.

Insgesamt betrachtet bleibt der Endenergiebedarf des Experimentalgebäudes im ersten Messjahr mit etwa 14 % höherem Strombedarf als bei vergleichbarer Simulation ein Stück hinter den Erwartungen zurück. Die Gründe hierfür sind jedoch erklärbar und zumeist der Inbetriebnahmephase des Wärmeversorgungssystems und damit verbundenen Störungen zuzuordnen. Die solaren Erträge sind insgesamt im erwarteten Bereich, jedoch leicht verfälscht durch die hohen Speicherverluste. Deren Einfluss ist im Rahmen einer Simulationsstudie in (Steinweg 2016) näher untersucht worden. Die Wärmeverluste des Speichers wurden im Rahmen der bestehenden Möglichkeiten durch konstruktive Maßnahmen nachträglich gemindert.

4.3 Betriebsphase I: Stresstest

Die Stresstests am neuen Systemkonzept des Experimentalgebäudes sind innerhalb von fünf Wochen zwischen 23.02.2015 und 29.03.2015 durchgeführt worden. Ziel ist die Prüfung der Leistungsreserven des Systemkonzepts, insbesondere der Nachheizung durch die Wärmepumpe, unter realen Bedingungen. Die größere Belastung

sollte durch eine Erhöhung des Raumheizbedarfs bei gleichzeitiger Verkleinerung der Wärmepumpenquelle erreicht werden. Der Versuch ist gegen Ende der Heizperiode erfolgt um einerseits eine geringe Erdreichtemperatur und andererseits noch hinreichend Heizbedarf als Startbedingungen zu bekommen. Bei evtl. auftretender Quellenüberlastung sollte so ebenso eine über die Maßen lange Periode vollelektrischer Beheizung vermieden werden.

Zur Erhöhung des Heizbedarfs sind die Bewohner angehalten worden, die Thermostatventile um eine Ziffer hin zu höheren Raumsolltemperaturen zu verändern[1]. Gleichzeitig ist die Erdwärmekollektorfläche, die aufgeteilt auf vier Verteilkreise installiert worden ist, um zwei Kreise verkleinert worden. Die insgesamt 170 m² verfügbare Erdkollektorfläche (exkl. Erschließungsgraben) ist damit um 86 m² oder knapp 50 % verkleinert worden.

Die Betriebseinstellungen des Heizsystems sind dabei nicht verändert worden, d.h. die solare BTA kann trotz zu erwartender höherer Raumtemperaturen nur bis zu einer maximalen Raumtemperatur von 24 °C betrieben werden. Somit verringert sich für die Phase des Stresstests der Beitrag der BTA zur Raumheizung. Die mittleren Tagestemperaturen der Etagen des Experimentalgebäudes zeigt Abbildung 4.6.

Die Grafik zeigt, dass alle Raumtemperaturen im Mittel während der Phase des Stresstests steigen. Die Zunahme beträgt gegenüber dem vorherigen Mittel 2,5 K. Analog zu den Simulationsergebnissen in Abschnitt 3.2 bedeutet dies eine Zunahme der Heizlast von etwa 36 % (verändertes Lüftungsverhalten unberücksichtigt). Insbesondere in den ersten Tagen des Stresstests ist eine deutlich stärkere Wärmeabgabe durch die Radiatoren und die BTA zu verzeichnen. Durch den Anstieg der Außentemperatur gegen Ende Februar relativiert sich die Heizwärmemenge wieder etwas.

[1] Befand sich ein Thermostat beispielsweise bei zuvor gewünschter Raumtemperatur auf der Ventilstellung 2,5 so sollte der neue Einstellwert 3,5 betragen. Da das Gebäude nicht vollständig geheizt wurde, ist diese Umstellung nur bei Ventilen von Räumen, die auch tatsächlich beheizt worden sind, erfolgt.

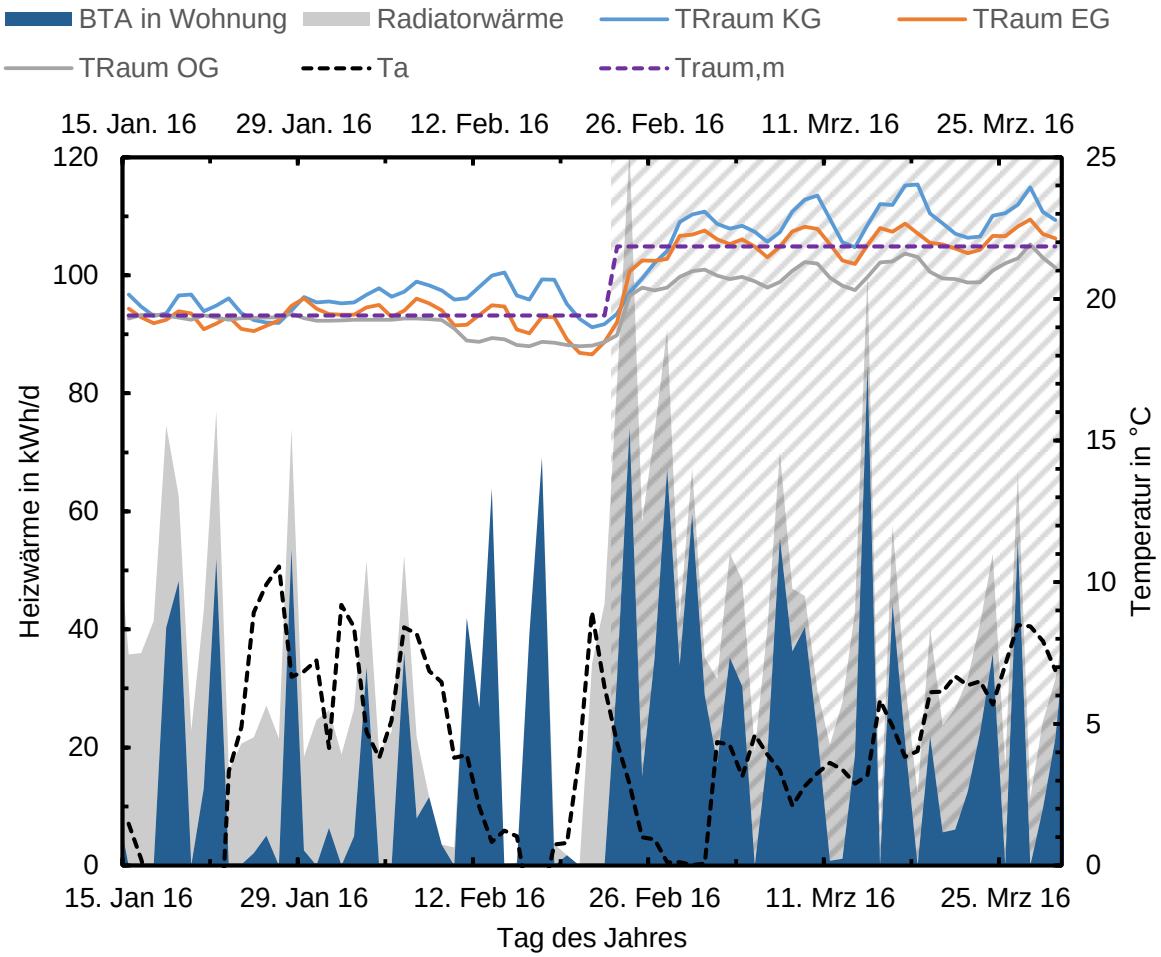


Abbildung 4.6: Übersicht der Tagesmittelwerte für die mittleren Etagentemperaturen, die Außentemperatur sowie die in das Gebäude eingebrachten Wärmemengen über Radiatoren und BTA, der schraffierte Bereich markiert den Zeitraum der Stresstests

In Abbildung 4.7 werden die gemessenen Tagestemperaturen im Erdreich während der Stresstests dargestellt. Die Linien zeigen die minimale, maximale und durchschnittliche Erdreichtemperatur pro Tag sowie die mittlere Umgebungstemperatur (schwarz gestrichelt). Die grauen und grünen Flächen zeigen die aus dem Erdreich entnommene sowie die solar eingebrachte Wärmemenge über den ERK. Die Rohre des ERK sind mit einem Abstand von 0,5 m im Erdreich verlegt (Tiefe etwa 1,2 m). Die Temperatursensoren sind genau mittig zwischen den Rohrregistern platziert und haben so einen Abstand von 0,25 m zu den Rohren.

Die Einbringung von solarer Wärme in das Erdreich findet so gut wie gar nicht statt, da weder nennenswerter Wärmeüberschuss vorlag noch eine besonders dramatische Auskühlung des Erdreichs aufgetreten ist, sodass der Regler die Erdreichbeladung priorisiert hätte. Die mittlere, dem Erdreich entnommene Wärmemenge liegt bei ca. 26 kWh/Tag und schwächt sich tendenziell gegen Ende der Versuchsphase ab.

Zu Beginn der Stressphase ist zu erkennen, dass die Temperaturspreizung zwischen minimaler und maximaler täglicher ERK Temperatur zunimmt (im Schnitt 0,46 K ge-

genüber 0,31 K, maximal 0,91 K). Dies resultiert aus der gesteigerten Entzugsleistung je Quadratmeter ERK Fläche während des Betriebs der Wärmepumpe. Wie an dem Zeitraum vor Beginn der Stresstests zu erkennen ist, folgt die mittlere Erdreichtemperatur mit einiger Phasenverschiebung dem mittleren Außentemperaturverlauf. Diese Tendenz ist auch während der Stresstests weiter zu erkennen. Die über die Versuchsdauer ansteigende Außentemperatur bewirkt letztlich auch, dass trotz der deutlich erhöhten Belastung die mittlere Erdreichtemperatur ab Mitte März wieder kontinuierlich ansteigt. Die mittlere Erdreichtemperatur zu Beginn und zum Ende des Versuchs ist mit 4,2 °C identisch. Die minimale Austrittstemperatur aus dem Verdampfer tritt am 14.03.2016 auf und beträgt -5,2 °C bei einer Austrittstemperatur aus dem Erdreich von -2 °C.

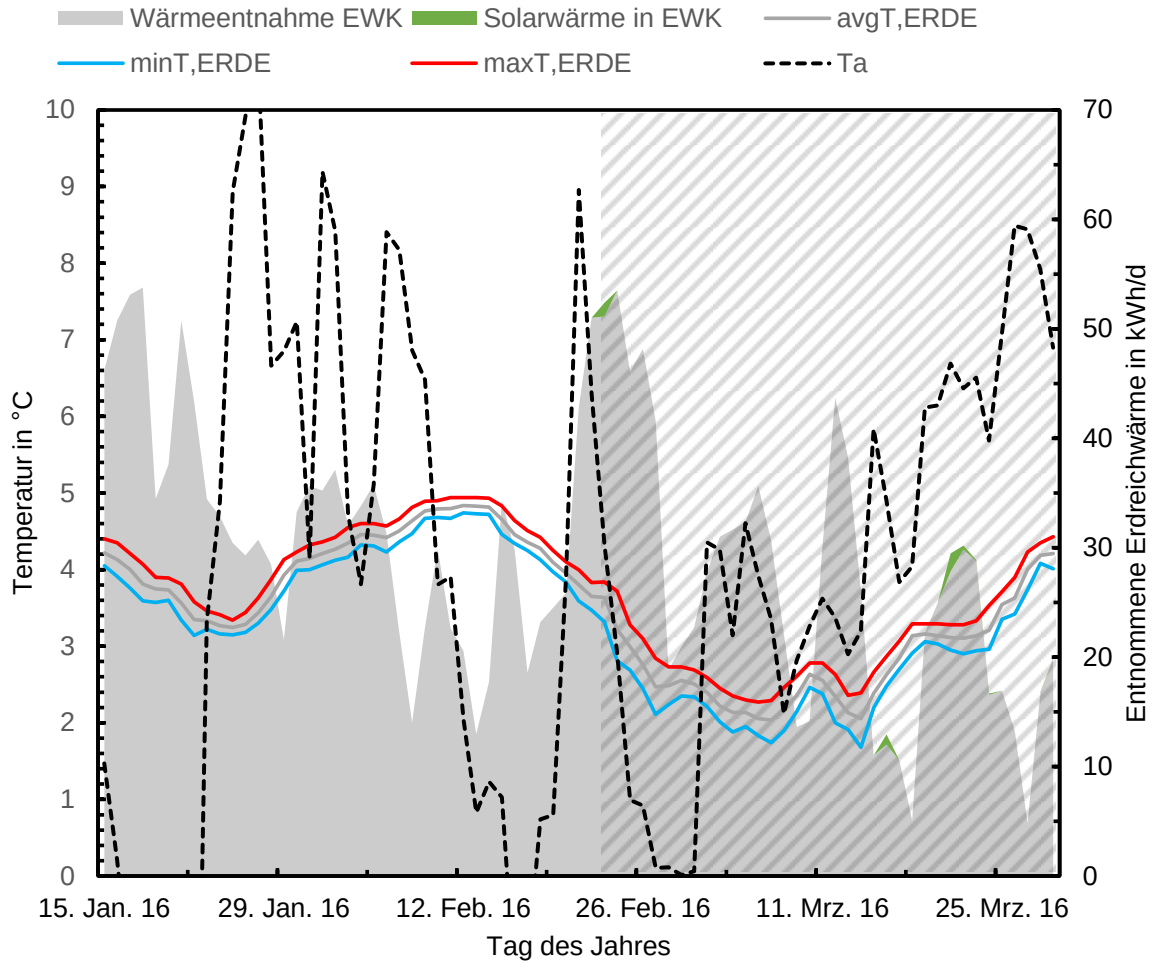


Abbildung 4.7: Darstellung der minimalen, maximalen und mittleren Erdreichtemperatur zwischen den Schlangen des ERK sowie die entnommene und eingebrachte Wärmemenge über den ERK, der schraffierte Bereich markiert den Zeitraum der Stresstests

Mit steigender Umgebungstemperatur und zunehmender Solareinstrahlung sinkt die dem Erdreich entnommene Energiemenge immer stärker und die solare Wärmeversorgung übernimmt größere Anteile.

4.3.1 Beurteilung der Leistungsfähigkeit

Der über fünf Wochen durchgeführte Stresstest am Experimentalsystem zeigt, dass der sichere Nachheizbetrieb auch bei hohen Anforderungen an die Erzeugung, z.B. durch gesteigerten Raumwärmebedarf bei gleichzeitig eingeschränkter Quellenleistung, problemlos möglich ist. Die Wärmepumpe versorgt die Raumheizung und TWW- Bereitung über den Nachheizbereich des Speichers zuverlässig. Laufzeiten und Taktungen sind dabei unauffällig. Auch der Erdwärmekollektor funktionierte zuverlässig und erreichte zu keiner Zeit ein kritisches Temperaturniveau.

Durch Urlaubszeiten der Bewohner Anfang bis Mitte Februar musste der Zeitraum der Stresstests auf eine relativ späte Phase der Heizperiode gelegt werden. Dadurch herrschten zeitweise bereits recht hohe Außentemperaturen sowie hohe solare Erträge. Die solare Deckung in dem Zeitraum beträgt bereits 48 %, was insbesondere die Nachheizung und den Erdwärmekollektor nennenswert entlastet.

Durch die hier präsentierten Messergebnisse und die Ergebnisse der Simulationen aus Abschnitt 3.2 kann mit hoher Sicherheit davon ausgegangen werden, dass trotz der knappen EWK Konfiguration der Experimentalanlage auch bei extremeren Winterperioden oder Nutzerlasten dauerhaft eine sichere Wärmeversorgung des Gebäudes gewährleisten kann. Mehr noch scheint der bereits EWK das Potential zu besitzen, auch dauerhaft noch um weitere Flächenanteile verkleinert werden zu können. Ein Flächenverhältnis von Erdwärmekollektor zu beheizter Wohnfläche von 50 % oder weniger scheint durchaus denkbar (das Flächenverhältnis beim Experimentalgebäude beträgt etwa 63 %). Dann würde die EWK Fläche nur noch einem Viertel der nach VDI 4640 (VDI 2001) empfohlenen Fläche entsprechen.

4.4 Betriebsphase II: Messung bei ungestörtem Betrieb

Vor Beginn der ungestörten Messphase sind an den Speicheranschlüssen der Frischwasserstation und der WP gemäß den Erkenntnissen aus Abschnitt 4.2.1 Rückflussverhinderer nachgerüstet worden, um so das Auftreten unerwünschter umlaufender Zirkulationsströmungen zu mindern. Während die Maßnahme an den Anschlüssen der WP sofortigen Erfolg zeigte, blieb dieser bei den Anschlüssen der Frischwasserstation aus. Bei genauerer Untersuchung stellte sich heraus, dass die Regelung der Frischwasserstation offensichtlich einen regelmäßigen Pumpenimpuls auf der Primärseite des WÜT vorsieht, der nicht abzustellen war und somit auch nicht durch Rückschlagventile verhindert werden kann. Eine erneute analytische Ermittlung des UA-Werts des Speichers nach Durchführung der Maßnahme ergab 5,8 W/K, was eine Minderung der Verlustrate um 25 % bedeutet und unter den gegebenen Umständen zufriedenstellend ist.

Im weiteren Betrieb sind für ein weiteres vollständiges Jahr Messdaten aufgenommen worden (April 2016 bis März 2017), bei denen die Wärmeversorgungsanlage - bis auf ein Update der Reglersoftware zur Beseitigung eines Softwarefehlers - unangetastet gearbeitet hat. Auch die Bewohner haben zu dieser Zeit keine Anweisungen für besonderes Nutzerverhalten bekommen. Nachfolgende Tabelle 4-5 zeigt den

Vergleich der bereits eingeführten Auswertegrößen für die zwei vorliegenden Messjahre 2015/16 und 2016/17 sowie die Jahresmitteltemperatur und Einstrahlung zur Beurteilung der meteorologischen Randbedingungen.

Tabelle 4-5: Vergleich der Messdaten des Experimentalgebäudes aus dem ersten (2015/16) und dem zweiten (2016/17) Messjahr

	Messung 2015/16	Messung 2016/17	Differenz
Jahresmitteltemperatur	10,3 °C	10,6 °C	+3 %
Einstrahlung (45°)	1146 kWh/m²	1195 kWh/m²	+4 %
Gradtagzahl	3382	3263	-4 %
Solarertrag gesamt	8525 kWh (274 kWh/m²)	8971 kWh (288 kWh/m²a)	+5 %
In BTA EG	1949 kWh (23 %)	1379 kWh (15 %)	-29 %
In BTA OG	2150 kWh (25 %)	1800 kWh (20 %)	-16 %
In Speicher	2844 kWh (33 %)	3258 kWh (36 %)	+15 %
In GHX	1295 kWh (15 %)	2188 kWh (24 %)	+69 %
Solare Deckung	52 %	47 %	-10 %
Wärme WP → Speicher	6438 kWh	7149 kWh	+11 %
Strombedarf gesamt	2173 kWh	2380 kWh	+10 %
JAZ WP	3,45	3,40	-1 %
Nutzwärme RH (Rad)	5369 kWh	6394 kWh	+20 %
Nutzwärme TWW	994 kWh	885 kWh	-11 %

Zunächst zeigt der Vergleich der Jahresmitteltemperaturen und der Einstrahlungssummen auf die 45° geneigte Ebene, dass die zwei Messjahre im Jahresmittel etwa vergleichbar warm und einstrahlungsreich sind. Bei detaillierterer monatlicher Betrachtung zeigt sich die zweite Messphase 2016/17 in den Wintermonaten November bis Februar tendenziell deutlich strahlungsärmer und kälter als die erste Messphase 2015/16. Dies schlägt sich jedoch nicht in der Gradtagzahl nieder, u.a. da die Heizperiode durch den überdurchschnittlich warmen September deutlich verkürzt wurde.

Der Solarertrag ist im zweiten Messjahr 5 % höher als im ersten, der spezifische Kollektorertrag steigt auf 288 kWh/m²a. Die Verteilung des Solarertrags auf die drei möglichen Senken gestaltet sich jedoch unterschiedlich. Im ersten Messjahr wird etwa die Hälfte des gesamten Solarertrags an die BTA geliefert, im zweiten Messjahr ist es nur etwas über einem Drittel. Der Grund hierfür ist die geringere Einstrahlung in den Zeiten mit Heizbedarf, besonders in den Wintermonaten. Zusätzlich führt der extrem warme September dazu, dass hier abweichend zur ersten Messphase noch gar kein Wärmebedarf im Gebäude auftritt. Der Wärmebedarf konzentriert sich also stärker auf die Kernwintermonate, in denen die BTA wegen der geringeren Einstrahlung aber weniger Leistung erbringen kann, als während der ersten Messphase.

Dem gegenüber steht ein Mehrertrag in den Pufferspeicher, der sich eher in einer höheren mittleren Speichertemperatur gegenüber der ersten Messphase wiederspiegelt (56 °C während Messphase 1, 63 °C während Messphase 2) als in einer höheren Wärmeabnahme. Ebenfalls deutlich zugenommen hat die Abgabe von Über-

schusswärme an das Erdreich. Dies deutet ebenfalls auf den tendenziell höheren sommerlichen Strahlungseinfall hin und hängt auch unmittelbar mit dem besonders warmen und strahlungsreichen September zusammen.

Trotz des höheren solaren Gesamtertrags ist die solare Deckung mit 47 % geringer als in der ersten Messphase. Dies begründet sich vor allem durch die ebenfalls gestiegene Wärmelieferung der WP. Der hohe Anteil an Wärmelieferung an das Erdreich spielt ebenso eine Rolle, da dieser zum Gesamtertrag gezählt, aber nicht in der solaren Deckung berücksichtigt wird.

Der Strombedarf der WP steigt etwa im selben Maße wie die gelieferte Wärmemenge, die JAZ verringert sich geringfügig. Durch den etwas kälteren Winter und die gestiegene Wärmeanforderung der Nutzer steigt der Raumheizbedarf des Gebäudes um 20 % während der tendenziell ohnehin geringe Bedarf für Trinkwarmwasser nochmals um etwa 100 kWh fällt.

4.4.1 Vergleich mit Simulationsergebnissen

Nachfolgend werden die Daten des zweiten Messjahrs den Ergebnissen der Systemsimulationen analog zum Vorgehen in Abschnitt 4.2.1 gegenübergestellt. Auch hier erwies sich das Jahr 1994 des Standorts Hannover für die Simulation als geeignete Datenbasis für den repräsentativen Vergleich zu den gemessenen Daten. Den Erkenntnissen aus Abschnitt 4.2.1 folgend ist die Effektivität des Verschattungssystems (bei aktivierter Verschattung) von 75 % auf 25 % reduziert worden, um so die im realen Gebäude fehlenden oder weniger effektiven Verschattungseinrichtungen zu berücksichtigen. Die Luftwechselrate von 0,4 h-1 ist beibehalten worden. Die Ergebnisse der Simulationen sind in Tabelle 4-6 den Messergebnissen gegenübergestellt.

Tabelle 4-6: Vergleich der Simulationsergebnisse des Jahres 1994 als vergleichbares meteorologisches Jahr mit denen der Messung aus 2016/17

	Messung 2016/17	Simulation 1994	Differenz
Solarertrag gesamt	8971 kWh (288 kWh/m²a)	7868 kWh (252 kWh/m²a)	-12 %
In BTA EG	1379 kWh (15 %)	2062 kWh (26 %)	+50 %
In BTA OG	1800 kWh (20 %)	2025 kWh (26 %)	+13 %
In Speicher	3258 kWh (36 %)	2263 kWh (29%	-31 %
In GHX	2188 kWh (24 %)	1036 kWh (13 %)	-52 %
Solare Deckung	47 %	48 %	+2 %
Wärme WP → Speicher	7149 kWh	6954 kWh	-3 %
Strombedarf gesamt	2380 kWh	2139 kWh	-10 %
JAZ WP	3,40	3,68	+8 %
Nutzwärme RH (Rad)	6394 kWh	6271 kWh	-2 %
Nutzwärme TWW	885 kWh	893 kWh	+1 %

Wie zu erkennen ist, liegt der simulierte Gesamtsolarertrag 12 % niedriger als der gemessene. Der Grund dafür liegt wieder in der Verteilung der Solarwärme auf die unterschiedlichen Senken. Während die BTA in der Simulation knapp 30 % mehr

Energie bekommt, wird etwa 30 % weniger Energie an den Speicher und sogar 50 % weniger an das Erdreich geliefert. Da sich jedoch gleichzeitig auch die Wärmelieferung der WP an den Speicher reduziert, resultiert bei der Simulation in Summe eine solare Deckung von 48 %, die damit nahe der Deckung aus den Messdaten liegt.

Wie schon in Abschnitt 4.2.1 erläutert, führt die in der Simulation bessere Speicheranbindung der WP durch höhere Schichtungseffizienz zu einer um 8 % höheren JAZ. In der zweiten Messphase liegt die energetisch gemittelte Eintrittstemperatur vom Raumheizbereich des Speichers an die WP simuliert um 11 K geringer als nach Messungen (33 °C simuliert gegenüber 44 °C gemessen).

Der Strombedarf für die gesamte Wärmeversorgung liegt folglich mit 2380 kWh etwa 10 % über dem simulierten Strombedarf. Der spezifische Endenergiebedarf ist mit 8,1 kWh/m²a etwas höher als im ersten Messjahr, jedoch noch immer auf einem sehr geringen Niveau.

Das nachfolgende Diagramm in Abbildung 4.8 zeigt die Solarerträge in Speicher und BTA für Messungen und Simulationen. Für die Simulationen sind in den Diagrammen unterschiedliche Randbedingungen für Lüftung und Verschattung, entsprechend der Analyse der Ergebnisse aus Abschnitt 4.2.1, variiert worden:

- Standardwerte wie auch in den Simulationen in Abschnitt 4.2.1: Luftwechselrate 0,4 h-1; Verschattungseffektivität 75 %
- Verminderte Verschattungseffektivität: Luftwechselrate 0,4 h-1; Verschattungseffektivität 25 %
- Verminderte Verschattungseffektivität und Luftwechselrate: Luftwechselrate 0,3 h-1; Verschattungseffektivität 25 %

Der Vergleich der Erträge in Abbildung 4.8 bestätigt grundlegend die Schlussfolgerungen aus Abschnitt 4.2.1 (vgl. Abbildung 4.5). Dort war die Vermutung, dass eine in der Simulation verwendete hohe Verschattungseffizienz zusammen mit einer Luftwechselrate von 0,4h^{-1} das Potential für die solare BTA in der Praxis überbewertet. Die hier gezeigten Simulationsergebnisse machen deutlich, dass sowohl bei Reduzierung der Verschattungseffizienz als auch bei Senkung der Luftwechselrate eine Abnahme des Ertrags in die BTA und eine Zunahme des Ertrags in den Pufferspeicher verzeichnet werden kann. Bei entsprechenden Annahmen sinkt auch der solare Gesamtertrag. Eine reduzierte Verschattungseffizienz auf 25 % und eine nicht veränderte Luftwechselrate führen bei den Summen der Solarerträge in Speicher und BTA zu einer Abweichung von nur noch 100 kWh.

Tendenziell ist der simulierte Ertrag in die BTA weiterhin größer als bei der Messung, wo die Energielieferung an die BTA fast gleich groß dem Speicherertrag ist. Eine Ursachensuche in der Experimentalanlage brachte zum Vorschein, dass der Regelfühler der BTA im EG aufgrund eines Defekts höhere Temperaturmesswerte an den Regler übermittelte, als tatsächlich vorlagen. Im Nachhinein ist anhand der Messdaten nachvollzogen worden, dass dieser Fehler etwa am Anfang der zweiten Messphase erstmalig aufgetreten ist. Das Resultat ist eine verminderte Versorgung der

BTA im EG, was vermutlich einen deutlichen Teil der Ertragsminderungen beim BTA Betrieb erklärt.

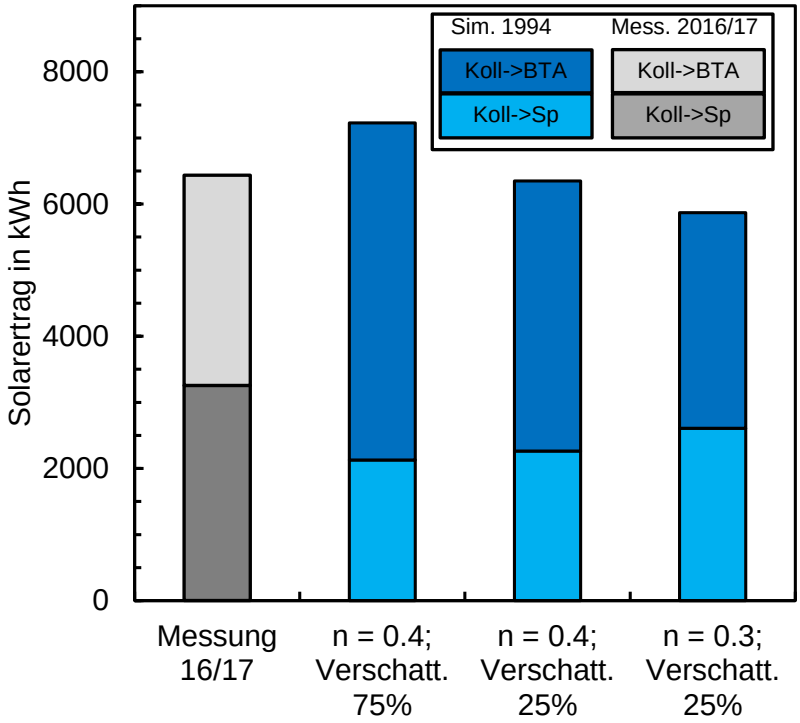


Abbildung 4.8: Vergleich monatlicher Solareinträge in Speicher und BTA laut Messung und für Simulationen mit unterschiedlichen Luftwechselraten und Verschattungseffizienz

5 Konzeptbewertung

5.1 Technische Bewertung

Die in diesem Bericht beschriebenen Untersuchungen bestätigen die praktische Funktionsfähigkeit des neuen Sonnenhauskonzepts. Während im vorangegangenen „SH-T-Opt“ Projekt vor allem die theoretischen Grundlagen und das Konzept entwickelt und realisiert worden sind, standen im „SH-T-Opt Exp Projekt“ die praxisnahen Messungen im Fokus.

Die Ergebnisse zeigen, dass die theoretische Konzeption sich auch im praktischen Einsatz bewährt und wie geplant funktioniert. Das bestätigt der sehr geringe Endenergiebedarf von 7 kWh/m²a bis 8 kWh/m²a, der sehr nah am Erwartungswert der Systemsimulationen liegt. Obgleich das zweite Messjahr mit etwas geringerer Effizienz zu Ende ging als das erste, sind die Effizienzminderungen doch durch Komponentendefekte erklärbar und nicht in einer Fehlkonzeption begründet. Vielmehr zeigt sich im zweiten Messjahr der Einfluss von Nutzerverhalten und Wettergeschehen auf das Systemverhalten. Trotz etwas höherem Gesamtstrahlungsertrag und etwa gleichen sonstigen meteorologischen Randbedingungen sinkt die solare Deckung während der Endenergiebedarf etwas steigt. Als meteorologischen Grund dafür kann der vergleichsweise kalte und strahlungsarme Winter angeführt werden, der die solaren Erträge in die BTA merklich mindert. Diese Beobachtungen sind auch bei Simulationen mit elf Jahreswetterdatensätzen des Standorts Hannover in Kapitel 3.1 gemacht worden. Sie gehören also zum erwartungsgemäßen Anlagenbetrieb.

Nichts desto trotz sind bereits während der Messphasen, also in den ersten zwei Betriebsjahren der Anlage, verschiedene Defekte an hydraulischen Komponenten (v.a. Dreiwegeventile) und an einem Regelsensor aufgetreten. Diese Defekte traten deutlich früher auf als es im Hinblick auf typische Lebenserwartungen solcher Komponenten passieren sollte. Als wesentlich hervorzuheben ist hier, dass die Defekte nicht erkannt worden wären, hätte es nicht das Monitoring der Anlage gegeben. Dieses ermöglichte die Feststellung von Unregelmäßigkeiten im Anlagenbetrieb bereits nach wenigen Tagen. Da die meisten Defekte eine Effizienzverschlechterung statt eines Ausfalls der gesamten Wärmeversorgung bewirken, würde der Anlagenbetreiber ohne Monitoring im besten Fall bei der jährlichen Abrechnung einen Anstieg der Energiekosten bemerken. Die Ursache dafür kann er jedoch selten herausfinden. Mit einem flächendeckenden Monitoring von Wärmeversorgungsanlagen könnten Effizienzmängel durch Defekte oder Anlagenfehlverhalten früher, sicherer und effizienter erkannt und behoben werden - nicht nur bei innovativen Konzepten sondern auch bei konventioneller Anlagentechnik.

Diese Fürsprache für ein flächendeckendes Monitoring soll jedoch nicht darüber hinweg täuschen, dass das hohe Maß an Systemkomplexität des neuen Sonnenhauskonzepts auch eine größere Gefahr für Fehler bei der Planung und dem Bau der Anlage birgt. Es bedarf eines gewissen Maßes an Erfahrung und Sorgfalt, um die Komponenten und Anlagenbestandteile bestmöglich zu planen, zu installieren und in

Betrieb zu nehmen. Dabei ist eine beständige Qualitätskontrolle genauso unerlässlich wie eine regelmäßige Absprache verschiedener Gewerke untereinander. Dies gilt insbesondere bei Gewerke übergreifenden Aufgaben wie der kostengünstigen Realisierung der BTA oder der Vorbereitung und Installation des EWK.

Besser ist es noch, ein gleich oder fast gleich effizientes Konzept zu entwickeln, dass mit deutlich weniger Systemkomplexität auskommt. Einen vielversprechenden Ansatz für das neue Sonnenhauskonzept hat eine Simulationsstudie von (Glembin 2016) geliefert. Die Ausführungen dazu sind auch im Anhang dieses Berichts zu finden. Die dort beschriebenen Möglichkeiten zur Systemvereinfachung bei gleicher Leistungsfähigkeit haben das Potential sowohl die Berührungsängste seitens Planern und Installateuren als auch die Kosten (siehe Kapitel 5.2) weiter zu senken.

Die direkte Verbindung von Solarthermie und BTA zusammen mit der Nutzung massiver Speicherkapazität im Gebäude hat sich als sehr vielversprechender Ansatz bestätigt. Auf der einen Seite führt die direkte Verbindung von Solarwäre und BTA zu einer merklichen Steigerung der winterlichen Solarerträge und des Kollektornutzungsgrads um 20 %. Zum anderen hilft die BTA nicht nur bei der Reduzierung von Pufferspeichervolumen im Gebäude, sie trägt auch nennenswert zur Raumbeheizung und zur Steigerung des Wohnkomforts bei, indem sie hilft, sommerliche Überhitzung zu vermindern und im Winter warme Bauteiloberflächen zu schaffen. Wir sind der Ansicht, dass sich dieser Ansatz nicht nur für den Einsatz im Einfamilienhaus eignet, sondern auch in Mehrfamilienhauskonzepten und bei der Versorgung industriell genutzter Gebäude oder Hallen erfolgreich eigesetzt werden kann.

Wegen des Betriebs des Heizsystems auf extrem niedrigen Temperaturniveau bietet sich zudem die Kombination mit Wärmepumpen naturgemäß an. Der synergetische Vorteil bei der Verbindung von Sonnen- und Erdwärmekollektor ist signifikant, da sowohl sommerliche Kollektorstagnation als auch winterliche Überlast des EWK vermieden werden können. Theoretische Simulationen (Kapitel 3.2) und praktische Versuche (Kapitel 4.3) konnten belegen, dass diese Kombination eine erhebliche Verkleinerung des EWK ermöglicht ohne die Effektivität oder die Betriebssicherheit der Anlage zu mindern. Kleine Grundstücksflächen sind somit kein Ausschlusskriterium mehr für die Nutzung oberflächennaher horizontaler EWK.

Aus technischer Sicht steht deshalb unseres Urteils nach einer flächendeckenden Verbreitung des neuen Sonnenhauskonzepts nichts im Wege. Eine Einschätzung des Konzeptpotentials durch die Firma HELMA erfolgt in Kapitel 7.4.

5.2 Wirtschaftliche Bewertung

Zu Beginn des Forschungsvorhabens ist das gemeinsame Ziel formuliert worden, die sonnenhausspezifischen Systemkosten der Wärmeversorgung mit dem neuen Konzept (SH2) gegenüber dem Standard Sonnenhauskonzept (SH1) um mindestens 25 % zu reduzieren. Zur Ermöglichung des Kostenvergleichs unterschiedlicher Systeme ist die Firma Corona Solar, die bereits die Wärmeversorgung des Experimentalgebäudes geplant und realisiert hat, beauftragt worden, das Gebäude in Hannover

fiktiv mit jeweils dem Standard und dem neuen Sonnenhauskonzept auszustatten und die dafür entstehenden Systemkosten realistisch zu berechnen. Die gesammelten Erfahrungen und Optimierungen sollten für ein zukünftiges Serienhaus bzw. für die Anlagentechnik berücksichtigt werden. Dabei wurden die Preissteigerungen des Marktes der letzten Jahre und die technischen Weiterentwicklungen seit Bau des Experimentalgebäudes berücksichtigt. Weiter wurde beachtet, dass das Experimentalgebäude mit Keller erstellt wurde, das Serienhaus aus Kostengründen im Standard allerdings ohne Keller angeboten werden soll.

Das zum Vergleich herangezogene Standard Sonnenhauskonzept entspricht dem des Musterhauskonzepts der Firma HELMA und ist mit einem großen, zentralen Wasserspeicher (ca. 7 m³) und einem 20 kW Holzofen ausgestattet. Das neue Systemkonzept entspricht der in diesem Bericht beschriebenen Ausstattung des Experimentalgebäudes. Es ist sowohl entsprechend der realen Umsetzung im Experimentalgebäude als auch in einer optimierten Form kalkuliert worden. Die Optimierung sieht im Wesentlichen die Zusammenlegung der rein solarthermischen Bauteilaktivierung und des konventionellen Radiatorheizsystems in einer gemeinsam genutzten Fußbodenheizung vor, wie es zur Systemvereinfachung bereits im vorangegangenen Kapitel erwähnt und in (Glembin 2016) beschrieben wird. Die Systeme für den Kostenvergleich sind energetisch gleichwertig dimensioniert und in Abbildung 5.1 bildlich dargestellt.

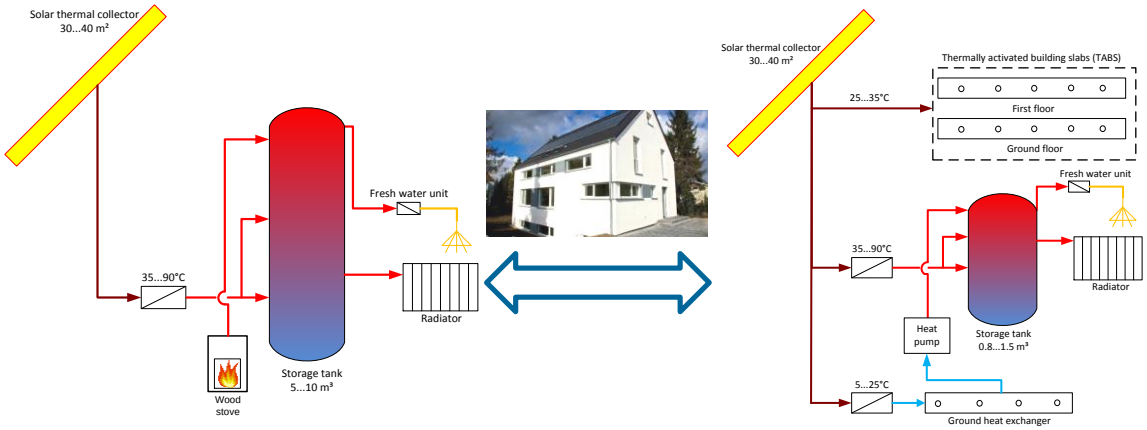


Abbildung 5.1 Sonnenhauskonzepte im Vergleich der Systemkosten, links das Standard (SH1), rechts das neue Sonnenhauskonzept (SH2), das Seriengebäude kommt standardmäßig ohne Keller

Für die verschiedenen Systemkonzepte (ohne Keller) ergeben sich die nachfolgenden Kosten:

Tabelle 5-1: Kostenvergleich der unterschiedlichen Sonnenhaussysteme im direkten Vergleich

	SH1 Standard Konzept	**SH2 Neues Konzept**	**SH2 Optimiertes Konzept**
Nachheizung			
Wärmepumpe	0,00 €	9.668,50 €	9.668,50 €
Holzofen	8.251,60 €	0,00 €	0,00 €
Kollektor & Kreis	29.956,20 €	16.934,50 €	16.934,50 €
Speicher/BTA/Regelung	19.563,60 €	12.206,40 €	8.023,80 €
Trinkwarmwasser (TWW)	2.162,50 €	2.184,10 €	2.184,10 €
Raumheizung			
Heizkörper	0,00 €	8.297,00 €	0,00 €
Fußbodenheizung	7.833,10 €	0,00 €	7.833,10 €
Summe	67.767,00 €	49.290,50 €	44.644,00 €

Abbildung 5.2 zeigt die relativen Systemkosten der Sonnenhauskonzepte im Vergleich, bezogen auf die Kosten des Standard Sonnenhaussystems, das als Referenz dient.

Wie sowohl die Tabelle als auch die Grafik zeigen, kann bereits das im Experimentalgebäude realisierte Konzept gegenüber dem Standard Sonnenhaus eine Kosteneinsparung von 28 % erreichen. Die größte Einsparung wird dabei durch den Verzicht auf den großen Pufferspeicher erreicht, der (inkl. Transport und Aufstellung) um den Faktor 10 teurer ist, als der kleine Standard-Puffer des neuen Sonnenhaussystems. Holzofen und Wärmepumpe (inkl. Erdwärmekollektor) liegen kostentechnisch gleichauf, jedoch kommen beim Holzofen die Kosten für die Abgasführung hinzu. Da beim Standard Sonnenhaus mit erheblich mehr Stagnation gerechnet werden muss, schlagen sich die höheren Sicherheitsanforderungen in den Kosten für Kollektor und -kreis nieder. Beim optimierten System reduzieren sich die Kosten durch die Zusammenlegung von BTA und Radiatorheizung in einer gemeinsam genutzten Fußbodenheizung. Dieses System erreicht gegenüber dem Standard Sonnenhauskonzept eine Kosteneinsparung von 35 %.

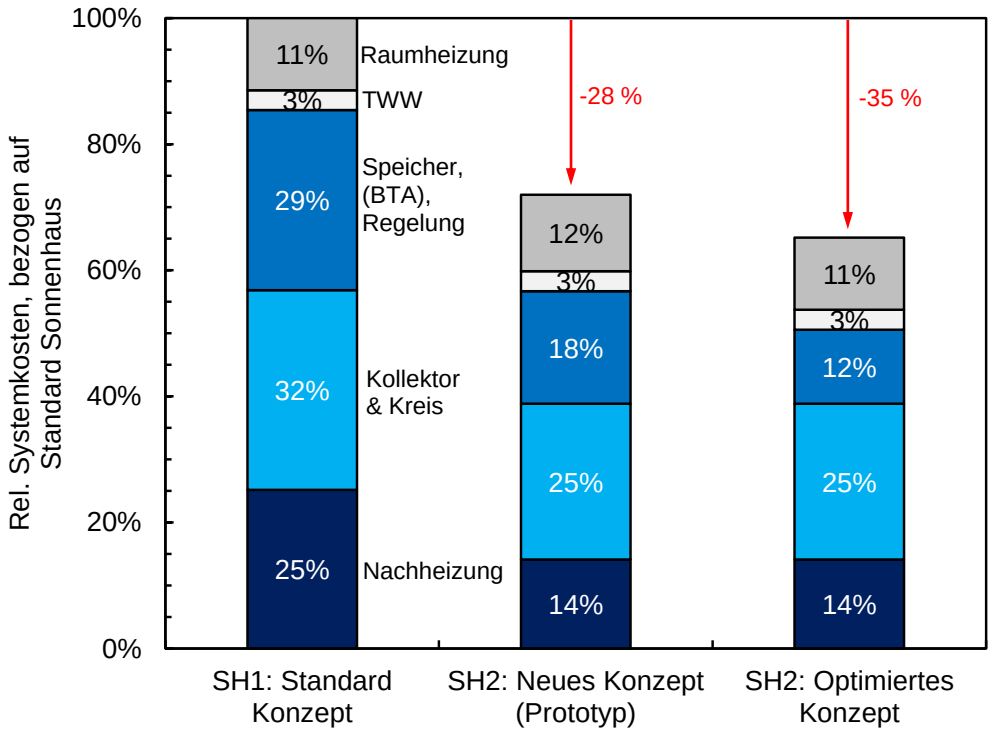


Abbildung 5.2: Relative Systemkosten, bezogen auf das Standard Sonnenhauskonzept (SH1, links) im Vergleich zum neuen Sonnenhaus (SH2) entsprechend dem Experimentalgebäude ohne Keller (Mitte) und mit optimierter Systemausführung (rechts)

Der beschriebene Kostenvergleich betrachtet lediglich die Kosten der technischen Ausstattung für die unterschiedlichen Systeme und nicht den Bedarf an umbautem Raum im Gebäude. Da das neue Sonnenhauskonzept durch den viel kleineren Speicher auch deutlich weniger Platz im Gebäude belegt, ist deshalb von einem weiteren Kostenvorteil auszugehen.

Auch aus wirtschaftlicher Sicht steht damit unserer Einschätzung nach der weiteren Entwicklung und Verbreitung des neuen Konzeptgedankens nichts im Weg. Eine Einschätzung des Konzeptpotentials durch die Firma HELMA erfolgt in Kapitel 7.4.

6 Projektorganisation

6.1 Veröffentlichungen und Präsentationen

Im Rahmen des Projektes sind zur Verbreitung der Ergebnisse die folgenden Beiträge auf Fachtagungen oder in Zeitschriften publiziert worden, z. T. in Verbindung mit Vorträgen.

- Steinweg, J., *Weniger ist manchmal mehr - Sonnenhäuser mit Bauteilaktivierung statt großem Speicher*, Beitrag zur „Effizienztagung Bauen+Modernisieren“ in Hannover, 23. Und 24. November 2017
- Steinweg, J., *Neues Sonnenhauskonzept – Verbrauchen geht vor Speichern*, Beitrag zur Tagung „Effiziente Gebäude 2017“, ZEBAU - Zentrum für Energie, Bauen, Architektur und Umwelt GmbH, Hamburg, Oktober 2017
- Steinweg, J., *Erstes Betriebsjahr eines neuartigen Sonnenhauskonzepts - Messergebnisse und Simulationen*, Tagungsband 27. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Mai 2017
- Steinweg, J., Rockendorf, G., *Annual Performance of a Solar Active House Prototype – Comparing Measurement and Simulation*, Conference Proceedings of EuroSun 2016, 11th-14th of October, Palma de Mallorca (Spain), Elsevier, doi:10.18086/, 2016
- Glembin, J., Haselhorst, T., Steinweg, J., et. al., *Direct integration of solar heat into the space heating circuit*, Solar Energy Vol. 131, Pages 1-20, Elsevier, ISSN 0038-092X, June 2016
- Glembin, J., Haselhorst, T., Steinweg, J., Rockendorf, G.: *Nutzung des Gebäudes als Wärmespeicher durch direkte Integration von Sonnenwärme in die Raumheizung*, Tagungsband 26. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, April 2016.
- Glembin, J., Büttner, Ch., Steinweg, J., Rockendorf, G.: *Optimal connection of heat pump and solar buffer storage under different boundary conditions,* Proceedings SHC 2015, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, Istanbul, Dezember 2015
- Glembin, J., Haselhorst, T., Steinweg, J., Rockendorf, G.: *Simulation and evaluation of solar thermal combi systems with direct integration of solar heat into the space heating loop,* Proceedings SHC 2015, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, Istanbul, Dezember 2015

Am 13./14. September 2017 sind die Projektergebnisse im Rahmen eines Workshops in Kooperation mit der TU Freiberg unter der gemeinsamen Überschrift „Energieeffiziente Niedrigenergiegebäude“ einem Publikum aus Wirtschaft und Wissenschaft präsentiert worden. Insgesamt nahmen 31 Personen teil.

6.2 Abschlussarbeiten

Im Rahmen des Projekts ist keine studentische Abschlussarbeit entstanden.

6.3 Projekttreffen

Folgende Treffen fanden im Rahmen des Forschungsvorhabens statt.

Datum	Ort	Teilnehmer
14.10.2015	HELMA in Lehrte	Rudolph (HELMA) Glembin, Steinweg (ISFH) Klingenschmidt (RESOL) Hansen-Röbbel, Gerke (Corona-Solar)
17.08.2017	HELMA in Lehrte	Rudolph (HELMA) Steinweg (ISFH)

7 Verwertbarkeit der Ergebnisse

Innerhalb des Projekts wurde das Potential eines neuartigen Sonnenhauskonzepts, das auf Grundlage von Systemsimulationen im vorangegangenen Projekt konzipiert und in einer Experimentalanlage realisiert wurde, auf seine Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit im realen Betrieb über zwei Jahre getestet. Allgemein kann festgehalten werden, dass der grundlegende Gedanke des Systemkonzepts, die Nutzung der Speicherfähigkeit massiver Gebäudebestandteile zur Pufferung von Solarwärme, sowohl in der Simulation als auch in der Praxis funktioniert, wodurch hohe solare Deckungen auch ohne großer Pufferspeicher erreicht und ein höherer Komfort durch weniger sommerliche Überhitzung erzielt werden kann, als bei bisher üblichen Sonnenhauskonzepten. Durch die Umsetzung und die Messungen im Experimentalhaus haben wir die zuverlässige Funktion des Systemkonzepts in der Realität erfolgreich demonstriert.

Sowohl die Kosten- als auch die technischen Vorteile zeigen für Häuser mit hohem solarthermischem Anteil ein hohes Umsetzungspotential. Die höhere Komplexität des Bauablaufs (Bauteilaktivierung und Systemregelung) scheint uns bei gut koordinierten Vorhaben beherrschbar zu sein. Es sind im Projekt trotzdem vielversprechende Ansätze entwickelt worden, die eine signifikante Systemvereinfachung bei gleicher Leistungsfähigkeit ermöglichen und zu einer weiteren Kosteneinsparung führen können. Da ein bedeutender Anteil der Solarwärme auf geringem Temperaturniveau genutzt wird, kann der solare Ertrag in den kritischen Kernwintermonaten um 20 % gegenüber dem Standard Sonnenhauskonzept erhöht werden. Dies ist von grundlegendem Interesse für das solare Heizen in Mitteleuropa.

7.1 Wirtschaftliche Erfolgsaussichten

Das Marktsegment der Solaraktivhäuser ist noch immer ein Nischenmarkt, einer weiten Verbreitung stehen vor allem die hohen Zusatzkosten entgegen. Basierend auf den durchgeführten Kostenrechnungen kann das neue Konzept insbesondere durch Einsparung des teuren, großen Pufferspeichers deutlich günstigere Heizsysteme für Sonnenhäuser ermöglichen, bei mindestens gleichbleibendem solaren Deckungsanteil und höherem sommerlichen Komfort. Dies gilt umso mehr, wenn man den durch den kleinen Puffer gewonnenen umbauten Raum monetär berücksichtigt. Selbst ohne diese Berücksichtigung sind entsprechend der Studienergebnisse Kosteneinsparungen bis zu 35 % gegenüber Standard Sonnenhauskonzepten möglich. Das ursprünglich formulierte Projektziel einer Kostensenkung um 25 % konnte damit deutlich übertroffen werden. Hinzu kommen weitere praktische Vorteile wie Zugänglichkeit und Ersatz des Pufferspeichers, die sich monetär nicht auf die Anfangsinvestition aber sehr wohl auf den späteren Unterhalt des Systems positiv auswirken. Das neue Konzept erhöht durch die geringeren Kosten die Attraktivität von Sonnenhäusern und kann dazu beitragen, die Zahl solcher Gebäude in der Zukunft zu steigern.

Das Projekt und seine Ergebnisse sind ein wesentlicher Schritt, das neue Gebäudekonzept als Sonnenhaus der neuen Generation zur Serienreife zu bringen und von

der HELMA Eigenheimbau AG entsprechend vermarktet zu werden. Im Kapitel 7.4 nimmt die HELMA Eigenheimbau AG direkt Stellung hierzu.

7.2 Varianten im Systemkonzept

Das Grundprinzip des Vorhabens, Sonnenwärme direkt in das Gebäude zu bringen, lässt sich auch mit anderen Nachheizvarianten koppeln. So sind neben der hier entwickelten und untersuchten Wärmepumpen- Lösung (rein elektrische Versorgung, ggf. mit PV-Anlage als bilanzielles Nullenergiehaus mit jedoch höheren Investitionskosten) weitere Nachheizvarianten mit geringerem Integrationsgrad möglich. Dies kann zum einen ein Holz- oder Pelletkessel sein (rein regenerative Wärmeversorgung) oder auch ein Gas-Brennwertkessel (einfachste und kostengünstigste Lösung). Diese Variationen sind aus den vorhandenen Lösungen einfach abzuleiten. Sie verbreitern das mögliche Anwendungs- und Kosteneinsparpotential.

Optionen zur weiteren Reduktion der Kosten bestehen beim Wärmespeicher, beim Heizsystem und bei anderen Komponenten, die gegenüber der Ausführung im Experimentalgebäude wegfallen (z. B. weniger Unterverteilungen, Zusammenfassung von Pumpengruppen, etc.) oder kostengünstiger ausgeführt werden können. Eine deutliche Reduktion der Komplexität im System ist durch die Vermeidung von zwei Kreisläufen zur Raumbeheizung erreichbar, die auch eine Reduktion der Kosten mit sich bringt, wie in (Glembin 2016) beschrieben.

7.3 Wissenschaftlich-wirtschaftliche Anschlussfähigkeit aus Sicht des ISFH

Die Verwendung von Gebäudemassen als Speicher-Wärmeübertragerkombinationen für Sonnenwärme hat im Neubau deutliche Vorteile, da kostengünstige Lösungen realisiert werden können. Eine Übertragung auf Bestandsgebäude ist mit neuen Produkten zur nachträglichen Installation von Fußbodenheizungen interessanter geworden. Hier wird weitergehendes Entwicklungs- und Anwendungspotential gesehen.

Die drastische Reduktion der Erdwärmekollektorfläche (im Projekt ist etwa das 0,6-fache der Wohnfläche statt des 2-fachen realisiert worden) eröffnet ggf. neue Wege für erdreichbasierte Wärmepumpenquellen, ohne die Nachteile der bisherigen Erdwärmenutzungen. Auch kleine Grundstücke, auf denen aus ordnungs- oder grundwasserschutzrechtlichen Gründen Sondenbohrungen nicht zulässig sind, kommen für die Erdwärmenutzung in Frage. Voraussetzung ist hier stets die solare Regeneration und die winterliche Unterstützung der Quelle sowie eine grundsätzliche Eignung der Wärmepumpe für den sicheren Heizbetrieb bei Quellentemperaturen im unteren Grenzbereich.

Das aufgezeigte Kostensenkungspotential gegenüber bisherigen Sonnenhäusern sollte genutzt werden, um die Konzeptidee bis zur Serienreife weiterzuentwickeln und den Sonnenhausgedanken damit einer breiteren Käuferschaft zugänglich zu machen. Ein breit angelegter Feldtest des neuen Konzepts mit unterschiedlichen Ein-

satzorten und Anforderungen kann dazu beitragen, dessen Vorteile noch schärfer herauszuarbeiten und auf andere Anwendungsfälle übertragbar zu machen.

Einige der Ergebnisse sind schließlich von grundlegenderem Interesse für das solare Heizen. So ist ein Transfer der Ergebnisse vom hier betrachteten Neubau von Ein- und Zweifamilienhäusern auf den Retrofit von Gebäuden oder für Mehrfamilienhäuser unbedingt empfohlen. Das ISFH hat darüber hinaus zur Anwendung im Nichtwohngebäude bereits ein weiteres Entwicklungsvorhaben begonnen, bei dem die Kombination von Fassadenkollektor und Wärmepumpe zur Beheizung einer Produktionshalle mittels Bauteilaktivierung systemisch untersucht wird (IGF Vorhaben Nr. 19520N).

7.4 Anschlussfähigkeit aus Sicht der HELMA Eigenheimbau AG

Die Kosten für die Solarthermie sind in den vergangenen Jahren weiter gestiegen. Teilweise wird dies in Zusammenhang gebracht mit der aktuellen Diskussion über die mögliche Brandgefahr von Kollektoren mit Holzrahmen. Die Preissteigerungen werden auf der einen Seite mit der Kostenreduktion bei dem neuen Konzept aufgefangen, auf der anderen Seite wird das gesamte Sonnenhauskonzept unserer Einschätzung nach nicht entscheidend günstiger. Die ursprünglich gewünschte Senkung des Mehrpreises zu einem Standard-Haus nach EnEV ist nicht spürbar.

Weiter bekommt die Solarthermie starken Seitenwind von der Photovoltaiktechnik. Durch sinkende Preise bei den PV-Modulen und immer bessere Systeme für die Stromspeicherung rückt die Eigenversorgung für den Haushaltsstrom immer mehr in den Vordergrund. Bei der Nutzung von Strom kann wesentlich flexibler agiert werden als bei Wärme von Solarthermie. Die Solarthermieanlage hat im Sommer große Stillstandszeiten in denen vorhandene Energie nicht genutzt werden kann. Die Stromüberschüsse von Photovoltaikanlagen können ins öffentliche Netz eingespeist werden. Alternativ können Stromüberschüsse auch für Elektromobilität genutzt werden, welche immer mehr in unseren Alltag einzieht.

Unter diesem Hintergrund hat sich die Firma HELMA entschlossen, das neue Konzept „SH-T-Opt“ nicht als Serienprodukt anzubieten, sondern weiterhin das bekannte herkömmliche Sonnenhaus zu vertreiben. Die Erfahrungen aus diesem Produkt werden auf jeden Fall genutzt um ein weiteres neues Konzept für die EU-Anforderungen (Niedrigstenergiegebäude / Nearly Zero Energy Builing) ab 2021 zu entwickeln.

7.5 Schutzrechtsanmeldungen

Im Projekt sind keine Schutzrechtsanmeldungen entstanden.

8 Literatur

Dott 2012 Dott, R., Haller, M.Y., Ruschenburg, J., Ochs, F., Bony, J.: The reference framework for system simulations of the IEA SHC Task 44 /HPP Annex 38, Part B: Buildings and space heat load, Report C1 Part B, 2012

Glembin 2015 Glembin, J., Steinweg, J., Rockendorf, G., Rudolph, N., Rust, J.: Abschlussbericht zum Verbundvorhaben „Entwicklung eines Konzepts zur temperaturoptimierten Wärmebedarfsdeckung in Solaraktivhäusern“, ISFH & HELMA Eigenheimbau AG, 2015

Glembin 2016 Glembin, J., Haselhorst, T., Steinweg, J., Rockendorf, G.: Nutzung des Gebäudes als Wärmespeicher durch direkte Integration von Sonnenwärme in die Raumheizung, Tagungsband 26. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, April 2016

Hirsch 2016 Hirsch H., Hüsing F., Rockendorf G., Modellierung oberflächennaher Erdwärmeübertrager für Systemsimulationen in TRNSYS, Proceedings of Central European Symposium on Building Physics 2016, 14.-16.09.2016, Dresden, ISBN 978-3-8167-9798-2

Haller 2013 Haller, M.Y., Dott, R., Ruschenburg, J., Ochs, F., Bony, J.: The reference framework for system simulations of the IEA SHC Task 44 /HPP Annex 38, Part A: General simulation boundary conditions, Report C1 Part A, 2013

Leukefeld 2010 Leukefeld, T.: Sonnenhäuser mit hoher solarer Deckung: von 50+ zur bezahlbaren Vollversorgung – Stand der Entwicklungen, 20. Symposium OTTI Solarthermie, Bad Staffelstein, 2010

SoH-Institut 2016 http://www.sonnenhaus-institut.de/das-sonnenhaus/solarmodul-komponenten.html, Abruf: 22.12.2016

Steinweg 2016 Steinweg J., Rockendorf G., Annual Performance of a Solar Active House Prototype – Comparing Measurement and Simulation, Conference Proceedings of EuroSun 2016, 11-14. Oktober 2016, Palma de Mallorca, Spanien, 2016

VDI 4640-2: 2001 VDI 4640-2 2015 (Entwurf): *Thermische Nutzung des Untergrundes – Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen*. Beuth Verlag, Berlin, 2015.

Weiss 2003 Weiss, W. (ed.). Solar Heating Systems for houses, a design handbook for solar combisystems, James & James Ltd, London, 2003

Wilhelms 2008 Wilhelms, C., et al.: Serienverschaltung von Solarspeichern - eine sinnvolle Systemtechnik?, 18. Symposium OTTI Solarthermie, Bad Staffelstein, 2008

9 Anhang

9.1 Tagungsbeiträge

Nachfolgend angehängte Tagungsbeiträge sind eine Auswahl der im Rahmen des Projekts entstandenen Veröffentlichungen:

Simulation and evaluation of solar thermal combi systems with direct integration of solar heat into the space heating loop, IEA Solar Heating and Cooling Conference Istanbul, 2015

Optimal connection of heat pump and solar buffer storage under different boundary conditions, IEA Solar Heating and Cooling Conference Istanbul, 2015

Nutzung des Gebäudes als Wärmespeicher durch direkte Integration von Sonnenwärme in die Raumheizung, 26. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 2016

Annual Performance of a Solar Active House Prototype – Comparing Measurement and Simulation, Conference Proceedings of EuroSun 2016

Erstes Betriebsjahr eines neuartigen Sonnenhauskonzepts - Messergebnisse und Simulationen, 27. OTTI Symposium Thermische Solarenergie, 2017

Neues Sonnenhauskonzept – Verbrauchen geht vor Speichern, Beitrag zur Tagung „Effiziente Gebäude 2017“

Weniger ist manchmal mehr - Sonnenhäuser mit Bauteilaktivierung statt großem Speicher, Beitrag zur „Effizienztagung Bauen+Modernisieren“ in Hannover, 2017

Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

Energy Procedia 00 (2015) 000–000

Energy Procedia

www.elsevier.com/locate/procedia

SHC 2015, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry

Simulation and evaluation of solar thermal combi systems with direct integration of solar heat into the space heating loop

Jens Glembin*, Thomas Haselhorst, Jan Steinweg and Gunter Rockendorf

Institut für Solarenergieforschung Hameln/Emmerthal (ISFH), Am Ohrberg 1, 31860 Emmerthal, Germany

Abstract

Usually, solar heat in combi systems is used via a buffer storage. In contrast to that, the solar collectors may be connected directly to the space heating circuit in order to store the heat in the building itself. Such a direct solar integration is investigated within system simulations for different layouts and heating elements. The simulations show significant reductions in the final energy demand as well as an increasing solar yield due to less thermal losses of the storage tank compared to the usual solution with one buffer storage. A prototype of one of the investigated heating concepts within a single family house proofs the functionality of the system concept and the high solar yield, particularly at low radiation levels. Since only a few manufacturers provide such system solutions with a direct solar integration, the results may have an important impact on the future development of combi systems.

© 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd.
Peer-review by the scientific conference committee of SHC 2015 under responsibility of PSE AG.

Keywords: System simulation; solar thermal combi system; direct integration; heat pump; buffer storage; floor heating;thermal activation

1. Introduction

Within solar thermal combi systems the solar heat is usually utilized via a buffer storage, see e.g. [1]. Such a storage has the advantage that the solar heat may be stored for periods without or insufficient irradiation, respectively. However, the solar yield and its effect on the end energy savings is reduced due to the necessarily higher collector temperature and the thermal losses of the storage tank. Alternatively, the solar heat may be used directly within the space heating loop. In the context of an on-going project a system with such a direct integration was developed for a

* Corresponding author. Tel.: +49-5151-999-647; fax: +49-5151-999-600.
E-mail address: glembin@isfh.de

1876-6102 © 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd.
Peer-review by the scientific conference committee of SHC 2015 under responsibility of PSE AG.

building with a solar fraction above 50 %, where the solar heat may be used directly within a thermal activation of the concrete floor slabs. System simulations according to [2] and measured results of a test house reveal the functionality and high performance of this system. Based on this concept advanced system layouts are developed differing in the type of solar integration and the heat distribution elements. All these concepts are investigated and evaluated within a comprehensive simulation study.

Nomenclature

C	Collector
FH	Floor heating
f_{Sol}	Solar fraction
HP	Heat pump
Q	Heat amount (kWh)
Rad	Radiator
TA	Thermal activation

2. System concepts

System simulations are carried out to analyze and evaluate several solar thermal combi systems. Within these concepts the solar heat is distributed via a buffer storage and/or directly to the heat distribution elements. Integrated into a full system layout such “direct systems” are analyzed within the simulation environment TRNSYS 17 [3]. As a reference, typical combisystems with only one buffer tank are considered (named “buffer system”). Both systems may be equipped with different heat distribution elements – radiators, floor heating or thermal activation of concrete elements. The investigation also includes the aforementioned solar active house concept with a combination of two types of heating elements, a thermal activation directly heated by the solar thermal collector and radiators solely heated by the auxiliary heater via the buffer storage (named Rad + TA). All systems are shown in Fig. 1.

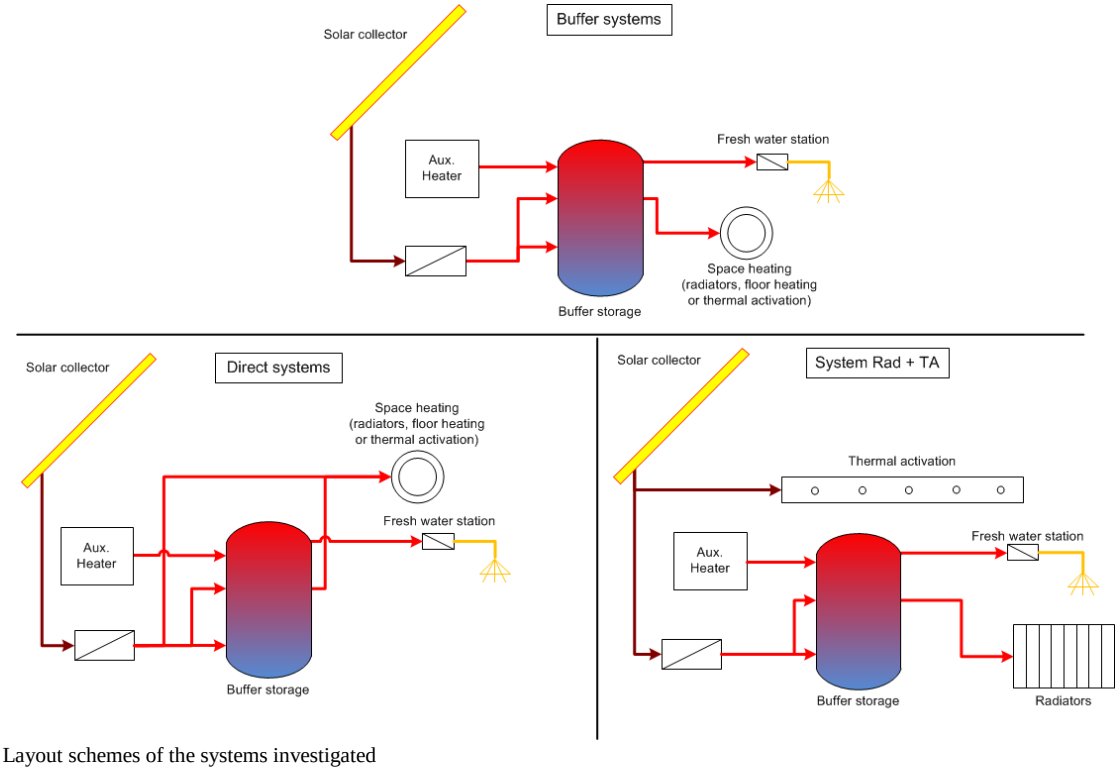


Fig. 1. Layout schemes of the systems investigated

The heat distribution elements play an important role for the evaluation of the direct solar space heating and differ in heat transfer rate, design temperature and storage capacity. Three heating elements are considered in the investigation. While radiators are heat emitters placed in the heated zones of the building, thermally activated building systems are integrated in the building structure itself. A very common form is a floor heating system (FH) where water pipes are embedded in the upper layer of the floor construction in contrast to a thermal activation (TA). Here, the piping is installed deeper in the floor e.g. in the center of the concrete. The large surface area of FH and TA allows a significantly lower operation temperature level compared to radiators which affects both the solar yield and the performance of the auxiliary heater.

Within the simulations, a heat pump and a borehole heat exchanger are used as the auxiliary heater in all systems. The heat pump is charging solely the buffer storage which is used for space heating and domestic hot water preparation. For decreasing the average condenser temperature and thus enhancing the heat pump performance, the auxiliary zone in the buffer storage is divided into two parts for domestic hot water (constant set temperature of 50 °C) and space heating (variable temperature according to the heating curve). In addition, the connection of heat pump and storage (in-/outlet heights, set temperature, sensor positions, condenser flow rate) is realized according to the recommendations of [4] to give an optimum heat pump performance.

Apart from the heat pump, the system performance is also calculated assuming a gas boiler as auxiliary heater. Alternatively to further system simulations with a boiler model, the energy consumption of such systems is calculated with the simulated auxiliary heat demand and an estimated boiler performance based on efficiency measurements carried out in the lab [5].

The control within the system decides whether the solar collector is operated and where its heat is used. In the buffer system, the solar collector is charging one heat sink, which requires only a simple on/off controller. In the system “direct solar” and the Rad + TA system the solar collector is working alternatively on two heat sinks with different temperature levels. Therefore, the controller determines the potential collector conditions for all heat sinks in advance, i.e. the conditions that would occur if the collector would charge the respective heat sink. By comparison of the potential collector outlet temperature and current heat sink temperature (e.g. temperature in the storage tank) the controller is able to decide if charging of the respective heat sink is recommended. In addition, the controller has to decide which heat sink will be used if more than one demand signal is positive. Here, the controller does not use a constant priority on one of the heat sinks. Instead, the decision bases on the potential collector output power calculated with the potential collector outlet temperatures. The solar collector charges the heat distribution elements directly, if the potential output in this mode exceeds the potential gain of the buffer storage charging by a defined factor. The optimal factor (with the lowest energy demand of the whole system) depends on the system design and has been determined with simulations for all system concepts. Details about this method are published in [6].

3. Methodology

The systems presented in Section 2 are simulated under the boundary conditions shown in Table 1.

Table 1: Boundary conditions for the simulations in TRNSYS

	Data	TRNSYS Type/Model
Location	Zurich, Switzerland	Weather data from Meteonorm [7]
Building		
Heated area	180 m²	Type 56 [3]
Heat demand	7600 kWh/a (constant infiltration rate 0.4 h^{-1}/20 °C room temperature)	
Heat distribution elements		
Radiators	55 °C/45 °C at -14 °C ambient temperature	Type 362[8]
Floor heating	35 °C/30 °C at -14 °C ambient temperature	Active layers within Type 56
Thermal activation	27 °C/24 °C at -14 °C ambient temperature	
Domestic hot water demand	2200 kWh/a	Based on IEA Task 44[9]
Collector	32 m² selective flat plate collector/tilted 45°, south	Type 832[10]
Storage tank		
Volume	1000 l / 3000 l	Type 340 [11]
Heat loss rate	Insulation 0.1 m with 0.037 W/mK, overall heat loss 4.1 W/k	
Heat pump		
Working point B0/W35 (DIN EN 255)	Heating power 8.1 kW (condenser output), COP 4.8	Type 401[12] and Type 292 for flow rate adaption [13]
Volume flow rates	Evaporator 1.9 m³/h, condenser 0.7 m³/h	
Dynamics	Heat up constant 30 s, cool down constant 5 min, minimum turn-off time 10 min	
Electrical Heater	Power 7 kW	
Heat source	Borehole with 70 m depth	Type 557 [14]

The main evaluation value is the overall energy consumption of the system including pumps and controllers, which in case of heat pump systems is solely an electricity consumption. In addition to the burners' gas consumption, the energy demand in the boiler system includes also the electricity consumed by the circulation pumps. For comparable results all electricity values are multiplied with a factor of 2.5.

The solar fraction defined in Eq. (1) is determined by the solar input, which considers the whole solar heat to storage and space heating circuit as valuable.

$$f_{Sol} = \frac{Q_C}{Q_C + Q_{HP}} = \frac{Q_{C,Storage} + Q_{C,Direct}}{Q_{C,Storage} + Q_{C,Direct} + Q_{HP}} \quad (1)$$

This definition leads to higher fsol- values if compared to definitions based on the demand of the building at constant inner temperature.

4. Results

4.1. Systems equipped with heat pump

Fig. 2 shows the solar fraction and the energy consumption of all seven systems depending on the collector area. In the diagram, the storage volume is fixed at 3000 l for the buffer systems and 1000 l for the direct and the Rad + TA systems. The direct heating mode is used until a room temperature of 24 °C, see Section 4.3.

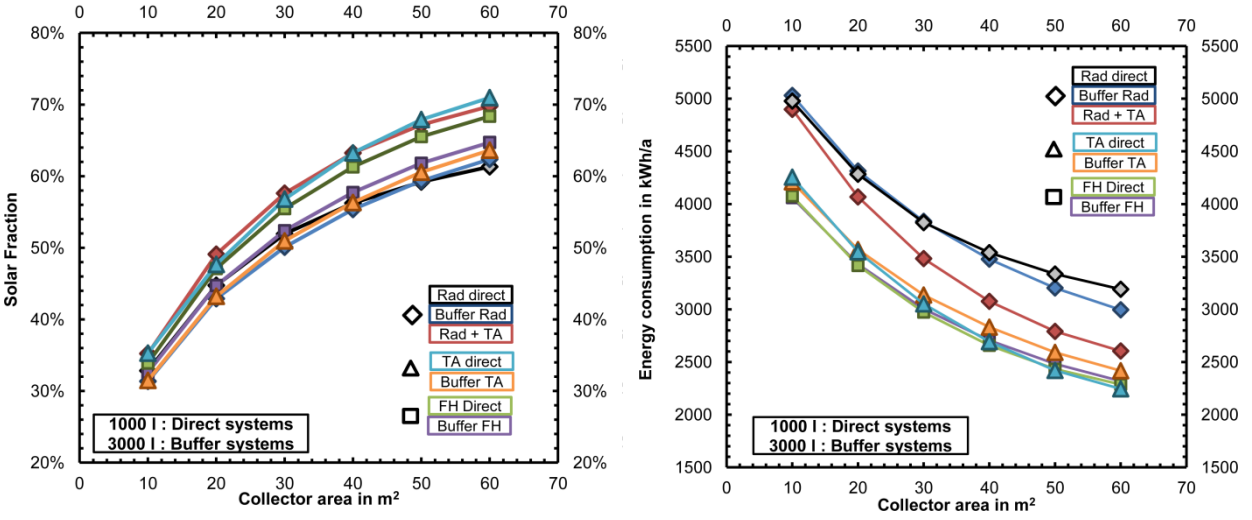


Fig. 2: Solar fraction (left) and energy consumption (b) of the systems with different collector areas and one storage volume, energy consumption of the reference buffer system without any solar collectors and a smaller storage tank of 300 l: 6550 kWh (Rad), 5700 kWh/a (FH), 5920 kWh/a (TA)

The diagram in Fig. 2 allows a comparison of the system concepts:

- The solar fraction is higher in the systems with a direct integration of solar heat although the tank volume is three times larger in the buffer systems. An exception is the system with radiators with a low solar input in the direct mode due to the higher operating temperature. The heating element and its temperature level have a large impact on the solar heat input in the direct mode which is far less pronounced in the buffer systems.
- The solar input in the direct systems is used to increase the room temperature above the set value of 20 °C. Exemplarily in the case of floor heating, the average temperature in the heated zones during the heating period October to April is 20.5 °C to 20.6 °C in the buffer system and 20.6 °C to 21.8 °C in the direct system for collector areas of 10 to 60 m². Since the higher room temperatures also increase the heat losses of the building, the additional solar heat only partly lowers the energy consumption. At a collector area of 10 m² there is only a small improvement with the direct charging mode but already at collector areas above 20 m² the direct systems perform considerably better.
- If floor heating is used, the energy consumption of buffer and direct system is almost identical. Based on a buffer system with 1000 l, the energy consumption may be reduced in the same magnitude by a three times larger buffer storage or by integrating the direct heating mode. With TA the direct system results even in a lower energy consumption than the buffer system especially at larger collector areas.
- With radiators the direct mode leads to a higher energy consumption than the buffer system while the system Rad + TA shows a better system performance than both radiator systems. However, the system Rad + TA has considerably higher energy consumptions than the other systems with FH or TA.

4.2. Systems equipped with gas boiler

The type of auxiliary heater affects the energy consumption and thus has a significant impact on the system performance. According to the method explained in Section 2, the simulation results are used to estimate the performance within the concepts if equipped with a condensing gas boiler. Compared to heat pumps, the performance of such a boiler is less dependent on the storage temperature level. Fig. 3 shows the solar fraction and the energy consumption for the same system configurations as in Fig. 2. Since the calculation method only affects the auxiliary energy consumption, the values for the solar fraction are identical.

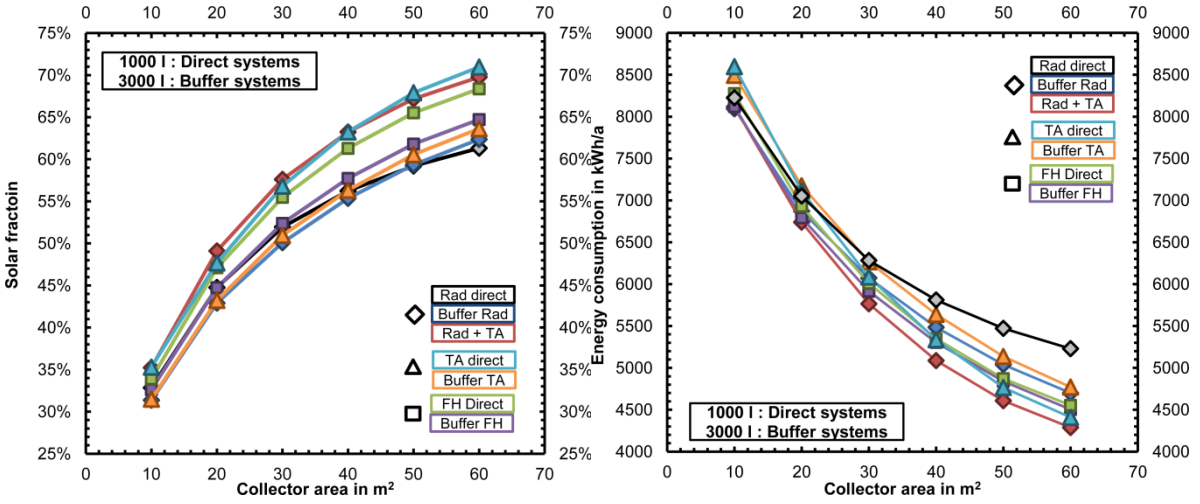


Fig. 3: Solar fraction (left) and energy consumption (right) of the systems with different collector areas and one storage volume for the systems equipped with a boiler, energy consumption of the reference buffer system without any solar collectors and a smaller storage tank of 300 l: 11060 kWh (Rad), 11320 kWh/a (FH), 11660 kWh/a (TA)

The diagram shows significant differences compared to the heat pump systems:

- The energy consumption increases since no heat from the ground is used for auxiliary heating. With radiators, the surplus is around 60 % while it reaches 100 % in the case of TA and FH. Due to the behavior of the boiler, the systems' energy consumption is much less influenced by the space heating operation temperature which reduces the differences in energy consumption between the system concepts.
- The space heating type influences the solar yield and the amount of heat necessary for space heating. Since a low space heating temperature does not improve the boiler efficiency significantly, these effects are more dominant. Due to a higher heat demand of the boiler, the performance of the TA buffer system is worse than the radiator buffer system.
- Like in the heat pump systems, the direct radiator system has the lowest solar fraction and the highest energy consumption. In contrast, the Rad + TA system with its lower space heat demand and a high solar yield reveals the lowest energy consumption at collector areas above 10 m².

In conclusion, the boiler is less affected by the space heating temperature level leading to a better performance of the systems equipped with radiators. However, the space heating operating temperature still influences the collector performance, especially in the direct systems. This is seen in the low performance of the direct radiator system at higher collector areas. If radiators are used, the implementation of a solar heated thermal activation (system Rad + TA) leads to a much higher energy reduction which also outperforms an increase of the storage volume to 3000 l (system buffer Rad).

4.3. Increasing the room temperature

Systems with a direct solar heating mode use the building itself as an additional storage for solar heat. In order to avoid an overheating of the rooms, the direct mode is only active if the room temperature is below a preset maximum comfort temperature, basically set to 24 °C. With a higher temperature limit, the solar heat stored within the building may be increased while a lower temperature would reduce the direct solar input. These effects are analyzed by varying the maximum room set temperature between 20 °C and 27 °C; 20 °C represents the room set temperature for the usual heating mode via the buffer storage. Fig. 4 shows the results exemplarily for the FH direct system and the system Rad + TA, each equipped with a collector area of 30 m² and a buffer storage of 1000 l.

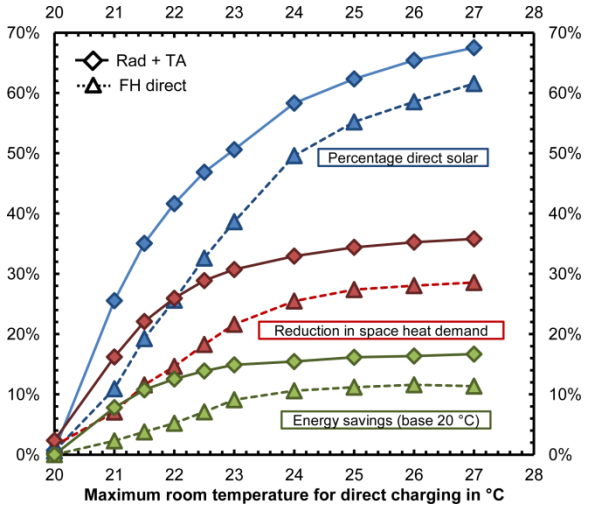


Fig. 4: Variation in the maximum room temperature for the direct solar charging mode for the systems FH direct and Rad + TA: Share of the direct solar heating compared to the overall collector yield, reduction in space heat demand via buffer storage compared to the system without direct solar heating and energy savings compared to the variant with a limit of 20 °C

The diagram shows an increasing share of direct solar heating if a higher room temperature limit is used. In maximum, the direct solar yield reaches more than 60 % in case of the system FH direct and almost 70 % in case of the system Rad + TA. The latter has a higher direct solar input since the solar thermal activation is operated independently from the radiators which is not possible in the direct systems.

Although the direct solar input also increases at temperature limits above 24 °C, the change in the space heat demand is small. Likewise, the energy savings only increase up to a temperature limit of 24 °C, above that value the energy consumption almost stagnates. Therefore, a set value of 24 °C is a sufficient upper value for storing the maximum of useful solar heat within the building. In addition to that, the hours of uncomfortably high room temperatures above 27 °C increase at temperature limits above 24 °C while remaining unchanged at limits of 24 °C or below.

5. Conclusions of the system simulations

The investigation compares the simulated energetic performance of direct solar heating systems with standard concepts of solar combisystems. The direct integration is able to increase the solar fraction significantly, if an element with low operation temperatures is used for space heating. In combination with radiators and high operation temperatures, the direct charging is not recommended. Compared to a buffer system, the direct mode increases the solar yield only at smaller buffer storage volumes. In case of a larger buffer storage, the direct mode is competing with the storage charging. In such a system the solar yield increases only slightly and the solar heat is distributed to both heat sinks. Thus, the maximum reachable solar fraction at a given collector area can only slightly be increased by the direct integration. However, a high solar fraction can be reached with a smaller storage volume.

Fig. 2 shows that a solar fraction of 50 % based on a buffer FH system with 30 m² and 1000 l can either be reached by a larger storage tank of 3000 l or the implementation of the direct mode. Compared to that, a system including both measures – a larger storage tank and the direct charging mode – does not lead to a considerable improvement and is not recommended. The direct solar space heating uses the building as storage.

Instead of the heat pump, a condensing gas boiler may be used as auxiliary heater. Due to the less pronounced efficiency dependence on the inlet temperature the space heating type and its operation temperature have a lower impact on the system performance. With such an auxiliary heater the system Rad + TA performs best, since the solar heat can be used independently of the conventional heating system.

Apart from the energy consumption, the concepts may also be evaluated concerning factors like system costs, complexity and comfort. During summer, the solar thermal system may affect the comfort by inducing higher room temperatures. The direct solar charging of the heat distribution element primarily takes place in the heating period (characterized by the 24 h average ambient temperature being below 15 °C) and higher temperatures are avoided due to a maximum room temperature for direct charging (see Section 4.3). On the contrary, the heat losses of the solar buffer storage occur in the whole year and reach the highest amount in summer when the storage tank is often charged to its maximum set value.

The system complexity is an indicator for the installation effort and error-rate and also affects the frequency of failures during operation. The complexity is defined by the hydraulics and the control. The hydraulic connections in the buffer system are simple and mature requiring one heat exchanger in the solar loop. The additional effort in the direct system compared to the buffer system is comparably low requiring one diverter after the heat exchanger, a switching valve in front of the space heating circuit and a third solar circulation pump. In contrast, the direct systems require a control which not only operates the collector pump but also has to decide how the solar heat is used optimally – for storage charging or for direct space heating. Therefore, the control is more complex and features a lot of parameters which may be a source of errors. While the control in the Rad + TA system is similar to the direct systems, the system layout is more complex due to the two separate heating systems used.

The complexity also gives hints regarding the system costs. Within the buffer systems, the storage itself is the crucial component for the cost calculation. The storage has to be large in order to reach a high solar yield. For high solar fractions around 50 % and more, the storage volume has to be 3000 l at minimum. Such a storage is expensive and not easy to integrate into the building. The storage can be smaller in the direct systems reducing the costs for this component, especially if a high solar fraction is favored. The costs for the additional components are low, only the complex control and its sensors may be less cost-efficient. The storage volume may also be reduced in the Rad + TA system. However, the two parallel heating elements lead to significantly higher costs compared to the direct systems.

6. Prototype

A prototype building was built in order to gain practical experiences with the direct integration of solar heat in the space heating circuit. The concept realized corresponds to the Rad + TA system according to Fig. 1. Within an experimental stage, the main adjustments of the solar heated thermal activation and its control are analyzed in detail. Since the building is inhabited, effects on the room comfort have to be excluded. Here, the Rad + TA system has the advantage that both heating systems are charged independently, ensuring that the room temperature always reaches the value set by the inhabitants.

The solar thermal system of the prototype building has the aim to contribute at least 50 % to the overall heat demand. For such a so-called solar active house, the Rad + TA system represents a cost-efficient alternative to the usual concepts with a large storage tank with volumes of 5-10 m³ in single family houses [2]. In order to reach the high solar yield, the building has a flat plate collector with an area slightly above 30 m² but, according to the system concept, only a buffer storage volume of 1000 l. The building itself has three stories (heated area 270 m²) and a comparatively high insulation standard with a specific space heat demand of 45 kWh/m²a (according to pre-calculations during the planning process). The ceiling between cellar and ground floor as well as the ceiling between ground and first floor are activated via pipes embedded in the concrete. A heat pump is used as the auxiliary heater, receiving its heat from a horizontal ground heat exchanger. In contrast to the system layout described in Section 2, the collector is in addition used for charging the ground heat exchanger. This intermittent regeneration allows small GHE dimensions and reduces the collector stagnation hours. The control in the building is a further development of the variant presented in Section 2.4 including the regeneration mode.

The prototype was completed in spring 2015 in Hanover, Germany. Fig. 5 shows the building during construction and after the completion.

Fig. 5: Prototype building. Upper left: Implementation of solar thermal collectors, Upper right: Construction of thermal activation layer between cellar and ground floor, Lower left: Heating room after completion with data recording unit in the center, Lower right: Building after completion

Within the prototype, the system concept Rad + TA has been installed successfully, the first measurements between April and November prove that the system operates as desired and that the direct mode leads to a high solar yield especially in the autumn months. The measurement period will continue for the next 15 months to gain more results especially including the winter performance.

Acknowledgements

The investigations are realized within the projects “SH-T-opt”, FKZ 0325981, and “SH-T-Opt Exp”, FKZ 0325559, which are carried out in cooperation with the companies HELMA Eigenheimbau AG and RESOL – Elektronische Regelungen GmbH and funded by the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy on the basis of a decision of the German Federal Parliament. The authors are grateful for the financial support. The content of this publication is in the responsibility of the authors.

References

[1] Papillon, P. Solar combisytems promotion and standardisation, Final Report of Combisol, 2010.
[2] Glembin, J. et al. Solar active building with directly heated concrete floor slabs, Energy Procedia 48, pp. 561-570, 2014.
[3] Klein SA et al. TRNSYS 17, A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory University of Wisconsin, Madison, 2009.
[4] Glembin, J. et al., 2015. Thermal storage tanks in high efficiency heat pump systems – optimized installation and operation parameters, Energy Procedia 73, 331-340
[5] Glembin, J. et al. Simulation and evaluation of different boiler implementations and configurations in solar thermal combi systems, Energy Procedia 30, pp. 601-610, 2012.
[6] Glembin, J. et al. New control strategy for solar thermal systems with several heat sinks, Proceedings EuroSun 2014, Aix-les-Bains
[7] Remund J. and Kunz S. Meteonorm Data (Worldwide), METEOTEST, Bern, Switzerland, 2003
[8] Holst S. Type 362 Dynamic radiator model with pipes (Type 162), Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V., München, Germany, 2010.
[9] Dott R, et al. 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 Deliverable C2.1 Part C, International Energy Agency, 2012.
[10] Haller M. and Perers B. Type 832, Dynamic Collector Model, Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik Rapperswil, Zurich, Switzerland, 2012.
[11] Drück H. Type 340, MULTIPORT Store - Model for TRNSYS, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, 2006.
[12] Afjei T and Wetter M. Type 401,Compressor heat pump including frost and cycle losses, Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Ingenieurschule HTL, Zurich/Luzern, Switzerland, 1997.
[13] Institut für Solarenergieforschung Hameln ISFH. TRNSYS Type 292: Component for heat pump to correct for different flow conditions in condenser or evaporator, 2013
[14] TESS. Component Libraries General Descriptions, Tess Thermal Energy System Specialists, Madison, Wisconsin, USA, 2011

Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

Energy Procedia 00 (2015) 000–000

Energy Procedia

www.elsevier.com/locate/procedia

SHC 2015, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry

Optimal connection of heat pump and solar buffer storage under different boundary conditions

Jens Glembin*, Christoph Büttner, Jan Steinweg and Gunter Rockendorf

Institut für Solarenergieforschung Hameln/Emmerthal (ISFH), Am Ohrberg 1, 31860 Emmerthal, Germany

Abstract

The paper presents the results of a simulation study, in which the connection of heat pumps and buffer storage tanks has been investigated. The simulations are carried out for a new type of a solar thermal combi system with a 32 m² collector field leading to a solar fraction of more than 50 %. In the first stage, the most influencing installation and operation parameters have been identified and optimized for typical boundary conditions of weather/climate, hot water demand, building and space heating system. Within further simulations these boundary conditions are varied to find generalized design rules for the connection of heat pumps and storage tanks. These results are presented and discussed.

© 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd.
Peer-review by the scientific conference committee of SHC 2015 under responsibility of PSE AG.

Keywords: Heat pump; buffer storage; boundary conditions; solar active house; system simulation; solar fraction

1. Introduction

Heat pumps have a significant and increasing share in the European heating market, e.g. in Germany 9 % of the heat generators in buildings installed in 2014 have been heat pumps [1]. In most applications, especially in space heating systems equipped with thermostatic valves, heat pumps are operated with a storage tank. The design of the storage and its connection to the heat pump has a significant influence on the performance of the heat pump and the whole system, see e.g. [2].

Within a comprehensive investigation, system simulations in TRNSYS are used to identify the optimum design of the connection between a heat pump and a solar buffer storage including total storage volume, number and size of

* Corresponding author. Tel.: +49-5151-999-647; fax: +49-5151-999-600.
E-mail address: glembin@isfh.de

1876-6102 © 2015 The Authors. Published by Elsevier Ltd.
Peer-review by the scientific conference committee of SHC 2015 under responsibility of PSE AG.

heated zones, sensor and in- and outlet positions. These parameters are investigated within a new developed heat supply concept for solar active houses with a solar thermal fraction of more than 50 %. The solar heat is either used in thermally activated concrete elements or within a buffer storage which distributes its heat to the space heating circuit and the domestic hot water preparation. In addition, a heat pump charges the buffer storage in order to cover the remaining heat demand. Within the present investigation the system serves as a back-ground for the analysis of the connection of heat pump and storage tank. Fig. 1 (left) shows a layout scheme of the concept while a detailed system description and an analysis with a focus on the solar thermal performance is published in [3].

It has to be noted that the investigation covers non-modulating heat pumps, that means the heat pump only operates in on-/off mode and is not able to heat the fluid to a set temperature. Especially in the case of air as heat source, several heat pumps on the market are modulating. This changes the operation characteristics of the heat pump drastically and also affects the connection to a buffer storage. Therefore, the investigation results presented here are only valid for non-modulating heat pumps. Nonetheless, non-modulating ground source heat pumps have a significant market at the moment with efficiencies usually higher than air-source heat pumps.

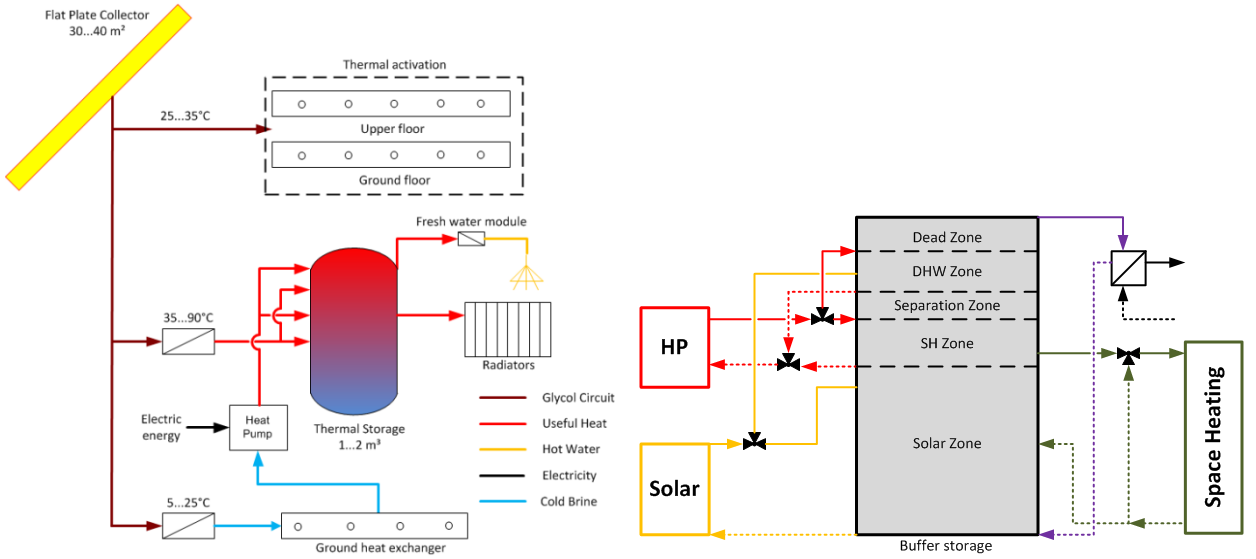


Fig. 1. Left: Scheme of the solar thermal heating system for the investigation (the lines indicate energy flows), right: Scheme of buffer storage with two heated zones and its connections to heat pump, solar thermal collectors and heat sinks

Nomenclature

BHE	Borehole heat exchanger
DHW	Domestic hot water
HP	Heat pump
Rad	Radiator
SH	Space heating
SPF	Seasonal performance factor

2. Methodology and former results

The system presented in Fig. 1 is simulated in TRNSYS 17 [4] under the boundary conditions shown in Table 1.

Table 1: Boundary conditions for the simulations in TRNSYS

	Data	TRNSYS Type/Model
Location	Zurich, Switzerland	Weather data from Meteonorm [5]
Building		
Heated area	270 m²	Type 56 [4]
Heat demand	11800 kWh/a (constant infiltration rate 0.4 h^{-1}/20 °C room temperature)	
Space heating		
Type	Radiators	Type 362[6]
Design temperatures (Flow/return)	55 °C / 45 °C at -14 °C ambient temperature 35 °C / 30 °C at 20 °C ambient temperature	
Domestic hot water demand	2200 kWh/a	Based on IEA Task 44[7]
Collector	32 m² selective flat plate collector/tilted 45°, south	Type 832 [8]
Storage tank		
Dimensions	Volume 1 m³, height 2 m, diameter 0.8 m	Type 340[9]
Heat loss rate	Insulation 0.1 m with 0.037 W/mK, overall heat loss 4.1 W/k	
Heat pump		
Working point B0/W35 (DIN EN 255)	Heating power 8.1 kW (condenser output), COP 4.8	Type 401[10] and Type 292 for flow rate adaption [11]
Volume flow rates	Evaporator 1.9 m³/h, condenser 0.7 m³/h	
Dynamics	Heat up constant 30 s, cool down constant 5 min, minimum turn-off time 10 min	
Heating rod	Power 7 kW	
Heat source	Borehole with 70 m depth	Type 557[12]

The heat pump parameters are identified for a typical device used in single family houses which had been measured on a test rig at ISFH. The heat pump controller determines the operation signals for the heat pump itself and the heating rod. The latter is used, if the current operating conditions do not allow the standard heat pump mode, e.g. if the heat source temperature is below a certain limit (here -5 °C).

Fig. 1 on the right shows a scheme of the buffer storage charged by the heat pump and 32 m² of solar thermal collectors. The heat pump (HP) charges two zones in the storage, the upper zone supplies the fresh water station (FWS) for preparation of domestic hot water (DHW) while the lower zone is used for space heating (SH). Alternatively, the heat pump may also charge only one zone for both applications. The following sections of the storage tank can be defined.

- The dead volume is situated above the upper heated zone between outlet to the FWS and inlet of the heat pump.
- The DHW volume is charged directly by the heat pump to a constant set temperature. Charging the DHW zone has a higher priority than the SH zone.
- The separation volume separates both heated zones.

- The SH volume is used for space heating and is charged with second priority. The set temperature may be constant or variable following the desired flow temperature according to heating curve and the current ambient temperature.
- The solar volume is only charged by the solar thermal collectors.

A simulation study is used to determine the system performance under variation of several parameters characterizing the heat pump storage connection. In the first stage of the investigation published in [13], the most important parameters concerning the heat pump storage connection and their optimum values are identified. Summarizing, Fig. 2 shows the overall annual systems' energy demand and the seasonal performance factor SPF of the heat pump before and after optimizing the most significant parameters. The SPF is the ratio of the heat pump condenser output to the electricity consumption in the period of one year considering the electricity consumption of the heat pump itself and the heating rod.

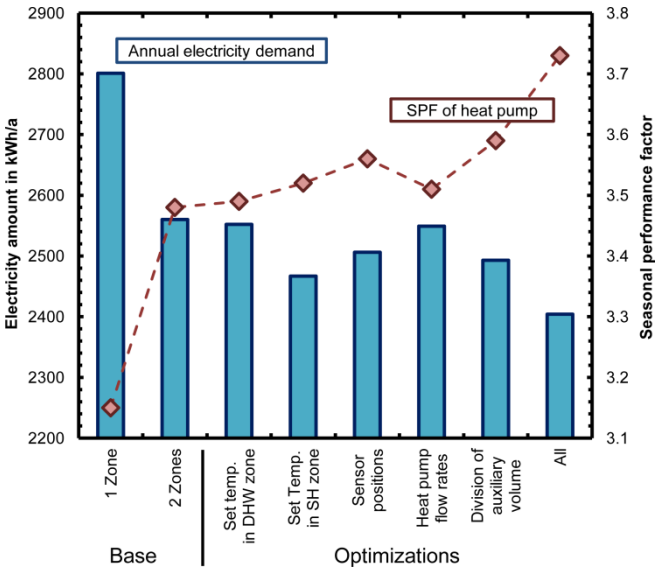


Fig. 2. Overall electricity consumption and seasonal performance factor of the heat pump for the base settings of the heat pump storage connection and after optimization of several parameters

The first part of the study reveals some important facts regarding the connection of heat pump and storage tank.

- A sharp decrease in the energy demand can be reached if the storage is equipped with two separated heated zones for space heating and domestic hot water instead of only one zone for both applications.
- The set temperature of the DHW zone has only a small impact on the system performance, while the set temperature in the SH zone should be variable according to the heating curve.
- The sensor position defines the volume which is kept on the set temperature. A high sensor position reduces this volume and thus the electricity consumption as well as the heat pump cycles. However, a lower sensor position allows a lower set temperature without reducing the comfort.
- The heat pump flow rates should be minimized with regard to the characteristics of the ground heat exchanger in case of the evaporator and to the rise of the inlet temperature in case of the condenser side.
- The optimum variants have a DHW volume of 100 l and a SH volume between 200 and 300 l. Either a volume between both heated zones (separation zone) and a volume above the upper heated zone (dead zone) are necessary but may be reduced to a small volume of e.g. 40 l each.
- Overall: The total electricity consumption may be reduced by almost 15 % with an optimum heat pump storage connection compared to the base case with one heated zone and by 6 % compared to the base case with two heated zones.

Within the first stage, the boundary conditions of the system simulations had been constant. But these conditions may affect the optimum connection of heat pump and buffer storage. Therefore, the following boundary conditions are varied within the second stage:

- Minimum standby time of the heat pump (Base setting: 10 min): 0 min, 20 min
- Length of borehole heat exchanger BHE (70 m): 80 m
- Room set temperature (20 °C): 19 °C, 21 °C
- Temperature difference between space heating in-/outlet (10 K): 5 K, 15 K
- Weather (Zurich/Meteonorm): Measured data for Hanover of 1996 and 2000
- Domestic hot water demand (2170 kWh/a with tapping profile according to IEA Task 44): 3000 kWh/a with profile according to IEA Task 32 [14].
- Building (270 m² with 44 kWh/m²a): 180 m² with 42 kWh/m²a
- Heating curve (55 °C/45 °C): 65 °C/55 °C, 45 °C/35 °C. The change in the heating curve requires a new dimensioning of the radiators.
- Heating elements (radiators with 55 °C/45 °C): floor heating with 35 °C/30 °C

3. Results

Fig. 3 gives an overview of the system performance for the different boundary conditions. The heat pump connection is set to the base case according to Fig. 2 with two heated zones.

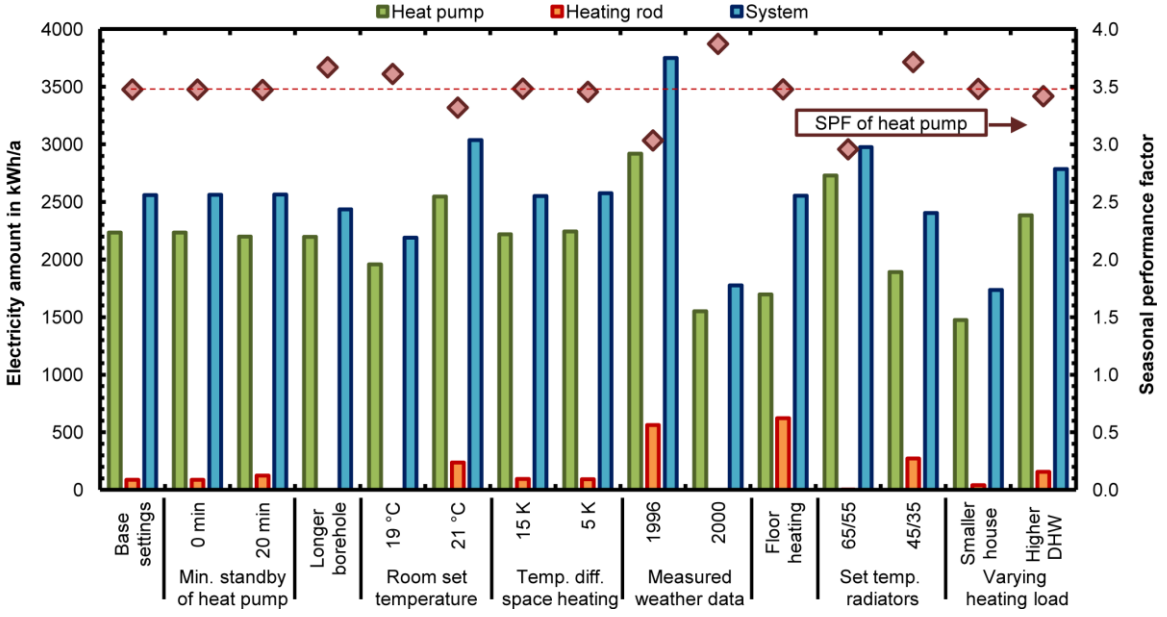


Fig. 3. Electricity consumption of heat pump, heating rod and the overall system as well as the seasonal performance factor of the heat pump (same definition as in Fig. 3) for the base case system with two heated zones by varying the boundary conditions

The diagram identifies boundary conditions with a strong or a small impact on the system performance. Most significantly, the weather data leads to an increase of 46 % or decrease of 31 % in the electricity consumption. Compared to that, the decrease in electricity consumption is small, if the radiators are replaced by a floor heating system. The low operating temperatures of the floor heating lead to a reduced electricity consumption of the compressor and increases the heat extraction from the ground. Due to the higher heat extraction, the ground source temperature reaches earlier the minimum evaporator temperature of -5 °C compared to the radiator system. The consequence is a higher operation time of the heating rod which increases the electricity consumption considerably.

This negative effect can be reduced significantly or even avoided if using a larger heat pump source that is a longer borehole.

The results indicate that the electricity consumption and the annual heat pump performance are influenced significantly by the boundary conditions. The following sections analyze how the boundary conditions affect the optimum settings for the heat pump storage connection. Therefore, system simulations are carried out with the most important parameter sets characterizing the heat pump storage connection for all the boundary conditions shown in Fig. 3. Section 3.1 shows exemplarily the variations of set temperature and volume of the SH zone for different weather data. These simulations allow the definition of the optimum values leading to the lowest energy consumption. Section 3.2 presents the optimum settings of these parameters for all boundary conditions.

3.1. Optimization at varying weather conditions

Exemplarily for the investigation, this section shows the parameter variations characterizing the lower auxiliary zone for space heating at different climatic conditions. Apart from the Meteonorm data for Zurich, the simulations are carried out with two years out of the data measured of ISFH for Hanover during the period 1989 to 2001. The year 1996 has the coldest temperatures within the heating period leading to the highest annually space heat demand while the year 2000 represents one of the warmest years with a low space heat demand.

Fig. 4 presents the overall electricity consumption of all variations concerning the SH zone. The results with different volumes are shown on the left side, in which the variant 0 l represents the case of only one heated zone. The right diagram shows the variations of the set temperature in the SH zone.

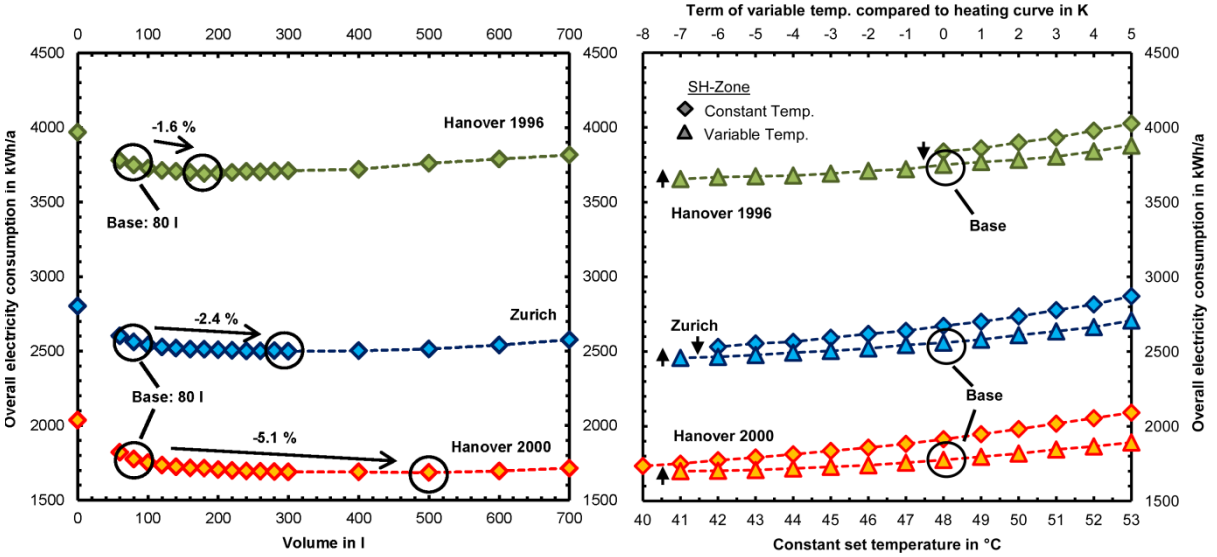


Fig. 4. Overall electricity demand in the simulations with three weather data sets. The variants “Base” marks the adjustments in the base case with two heated zones. Left: Variation of the SH volume. The volume of 0 l represents the result in the case of one heated zone. Right: Variations in the set temperature. The temperature in the lower x-Axis corresponds to the constant temperature while the upper x-Axis corresponds to the shifting in the variable temperature (base case: 0 K). Variants leading to room temperatures below the comfort limit are not displayed.

As already shown in Fig. 2 the weather data of 1996 leads to a higher electricity consumption while it decreases for 2000. The effect of the second auxiliary zone are more pronounced in 2000 (-15 %) compared to the other weather data (both -7 %). Since the SH zone in the base case is heated according to the heating curve, the higher outside temperatures in 2000 lead to lower set temperatures in the SH zone. This increases the temperature difference to the upper zone. Therefore, an additional second zone has a higher effect on the condenser temperature and thus the heat pump performance. The weather data also affects the optimum volume (180 l for 1996 up to 500 l for 2000) and the maximum possible improvement, which is between 1.6 % and 5.1 %.

There is a large difference between a constant and a variable set temperature. The disadvantage of a constant set temperature becomes obvious in the right diagram. For reaching the comfort in the building (20 °C room temperature) the set temperature has to be increased from 41 °C in 2000 to 48 °C in 1996. The variable temperature is set to the heating curve flow temperature which considers the ambient temperature conditions in the different weather data. Therefore, the possible reduction in the variable temperature is the same for all data sets. The variable set temperature may set 7 K below the heating curve independent of the weather data. This temperature reduction is more advantageous at a lower heating load as for 2000 and Zurich (decrease by 4 %) compared to 1996 (-2.5 %).

3.2. General results for SH zone

The simulations concerning the lower auxiliary zone analysis in Section 3.1 are carried out for all boundary conditions described in Section 2. This section sums up the outcomes of all variants.

The left diagram of Fig. 5 gives the optimum volume of the lower auxiliary zone with the lowest overall electricity consumption and the decrease in the consumption compared to a volume of 80 l. In order to characterize the behavior at larger volumes, the right diagram displays the additional electricity consumption of the heating rod after increasing the SH volume from 80 l to 500 l.

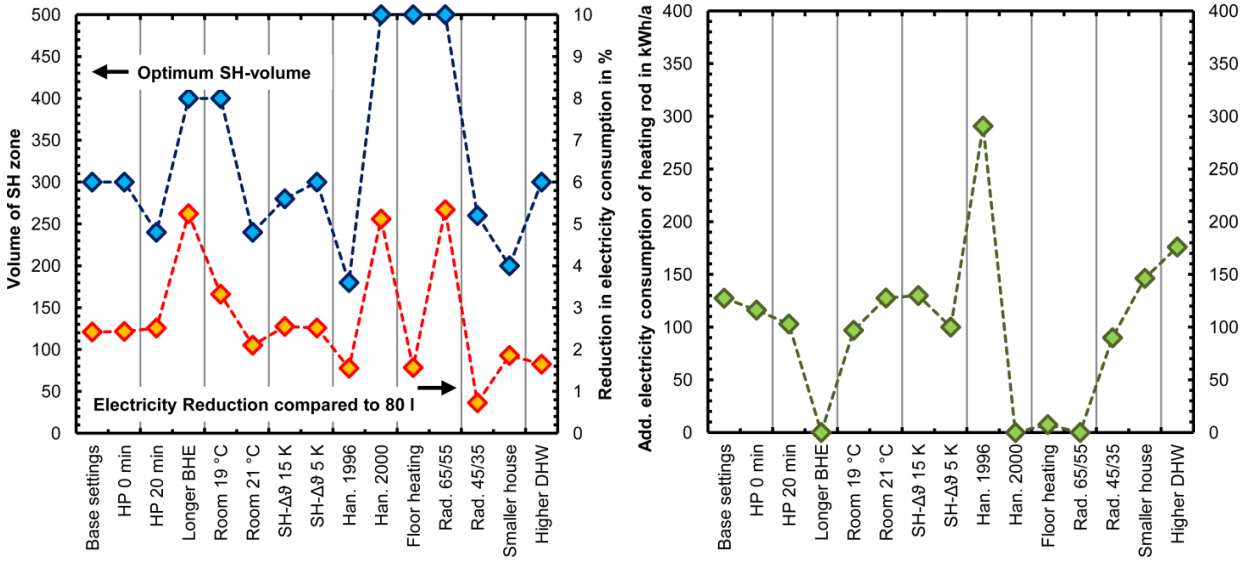


Fig. 5. Left: SH zone volume with the lowest electricity consumption depending on the boundary conditions; decrease in electricity consumption with optimized volume compared to the base case with 80 l. Right: Additional electricity consumption of the heating rod after increasing the SH volume from 80 l to 500 l

A larger space heating zone decreases the condenser temperatures, which leads to higher seasonal performance factors, and reduces the number of heat pump cycles and thus the heat losses during start and stop. However, a larger volume also increases the operation time of the heating rod due to longer periods of heat extraction from the ground which may lead to heat pump inlet temperatures below the operation range (-5 °C). Therefore, the optimum zone volume is characterized by a low energy consumption of the heating rod. If the heat consumption is low (e.g. weather data of 2000) or the heat source is larger (longer BHE), the heating rod is not used even at larger SH volumes. In this case, a higher space heating volume is advantageous. Vice versa, if the consumption is high (e.g. weather data of 1996), the operation time of the heating rod increases, which favors a lower SH volume.

The absolute heat consumption cannot be determined beforehand, since it depends on the desired comfort level of the user and the weather conditions. Therefore, the SH volume should not be too large in order to decrease the operation time of the heating rod.

Fig. 6 shows the optimum set temperature in the SH zone for different boundary conditions. The left diagram gives the optimum constant set temperature and the change of this variant compared to the base case with a variable set temperature according to the heating curve. The right diagram shows the maximum possible reduction in the variable set temperature without affecting the comfort. For these variants the diagram gives the reduction in the electricity consumption compared to the base case.

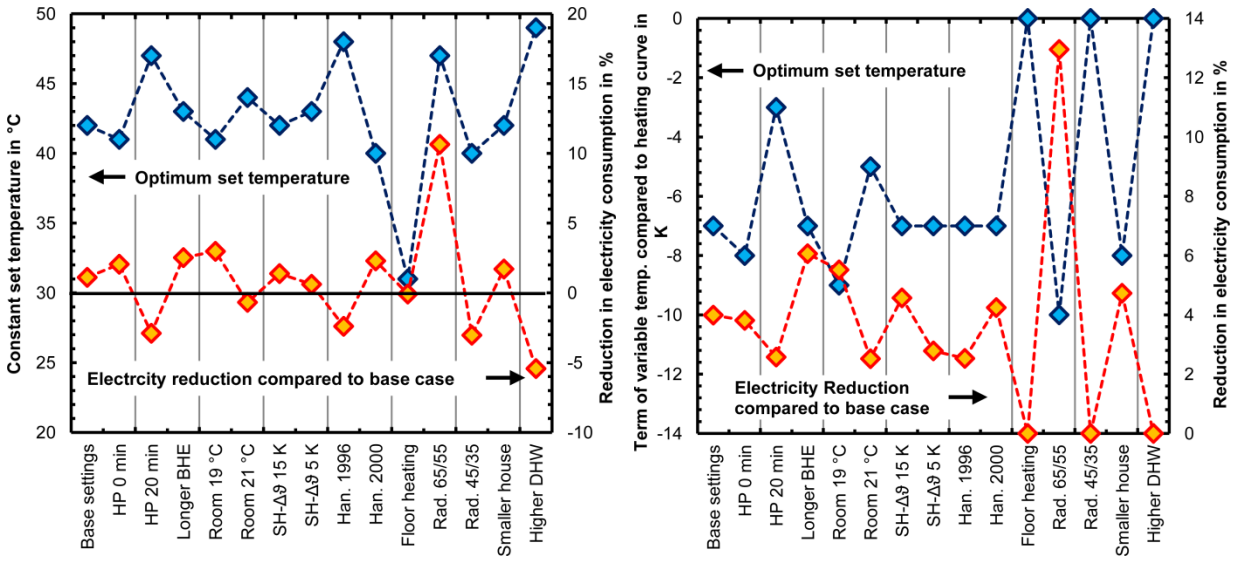


Fig. 6. Optimal set temperatures in the SH zone for different boundary conditions. Left: Constant set temperature and reduction in electricity consumption compared to the base case (negative values corresponds to higher consumption), Right: Possible change in the variable set temperature without affecting the comfort. Variants with floor heating include a different heating curve; variants with other heating curves (Rad. 65/55, Rad. 45/35) include a new dimensioning of the radiators

The left diagram shows, that a constant set temperature for the SH zone is not useful at changing boundary conditions. The optimal set value depends not only on system-specific settings (e.g. heat pump type, space heating system), but also on other factors as the weather conditions. The optimum value differ from 31 °C to 49 °C while the change in electricity consumption compared to the variable temperature setting can be more than 10 %, but may be also below 0 which corresponds to a higher consumption.

The right diagram reveals electricity savings of up to 13 % if the lowest possible variable set temperature is used. The possible reduction compared to the heating curve depends on dimensioning and type of the space heating element and the actual demand. The temperature in the storage may be reduced significantly (Rad. 65/55, Room 19 °C) or the reduction is small (Room 21 °C) or not possible (Rad. 45/35, higher DHW demand). Other factors, e.g. the weather, are not influencing the optimum set temperature (all -7 K). An exception is the behavior at longer standby periods of the heat pump (maximum -3 K possible). A longer minimum standby period avoids a fast heat pump reaction after switching off. In the case of a high space heat demand, a higher set temperature ensures that the heat delivered to the heating elements is sufficient until the heat pump is able to be switched on again.

The reduced set temperature leads to lower temperatures in the space heating circuit as demanded by the heating curve. This indicates an over-dimensioning of the space heating components. Within the simulations, the dimensioning of the radiators was done according to the usual standardized method considering a radiator exponent of 1.3. However, the simulated building has only one heated zone per story each equipped with one large radiator and long non-insulated connecting pipes. These pipes increase the surface for heat emission in the space heating circuit especially at high flow/return temperatures. This explains the high possible reduction in the variant Rad. 65/55 (-10 K) and no reduction in Rad. 45/35 and only -1 K in the case of floor heating with 2 m of connecting pipes.

In conclusion, an optimum set temperature in the lower auxiliary volume requires a well dimensionized space heating system. In this case, the lowest energy consumption is reached, if the current flow temperature of space heating system is used as the set temperature. However, a slow response from the auxiliary heater may necessitate higher set temperatures.

4. Conclusions

Based on the outcomes of all simulations, some general recommendations may be defined how to connect a heat pump with a storage tank in a solar thermal combi system:

- In general, a second heated zone in the storage tank is advantageous, the performance improvement increases with the temperature difference between hot water preparation and space heating. If the temperature level within the space heating circuit is in the range of the DHW temperature (e.g. radiators with high system temperatures), a second zone has no advantage and may even lead to a higher energy consumption.
- An additional zone above the upper heat pump inlet leads to a small increase in the energy consumption while it increases the comfort of the DHW preparation during heat pump operation. Another zone between space heating and DHW volume reduces the mixing of both auxiliary zones especially at high temperature differences. The purpose of both zones may be reached with a small volume.
- The volume of the upper auxiliary zone is less important while the optimum volume of the lower zone depends on the boundary conditions. A larger space heating volume leads to lower condenser temperatures but also increases the operation time of the heating rod. The latter increases especially at a high system load, e.g. a hard winter. Therefore, the volume mustn't be too large (here 300 l is the optimum) although the electricity consumption is higher than the optimum during years with a small heating load.
- The lower auxiliary zone servers as a pre-heater for the upper zone leading to higher condenser temperatures if charging the upper zone. This results in a frequent exceeding of the set temperature. Therefore, this value may be set to the desired domestic hot water temperature after the fresh water station. Alternatively, the frequency of high condenser temperature may be limited by a high position of the temperature sensor.
- The lower auxiliary zone may be heated with a constant set temperature. However, a variable temperature depending on the outside temperature according to the heating curve is more advantageous. In the case of a slow respondent auxiliary heater (e.g. heat pump with a long standby period), a higher set temperature may avoid a decrease of the room temperature below the comfort limit. This measure shows a higher effect than a larger SH volume which also shows the above mentioned disadvantages.
- The evaporator flow rate of the heat pump influences mainly the electricity consumption of the circulation pump, which outweighs all other effects on the heat pump efficiency. Therefore, a low evaporator flow rate is advantageous.
- The condenser flow rate affects the temperature difference between in- and outlet. With a large temperature difference, the risk of exceeding the set temperature increases. On the other hand, with the same set temperature a small temperature difference leads to a lower average condenser temperature. One of these effects outweighs the other, depending on the temperature level at the heat pump inlet. While a higher flow rate is advantageous in the upper zone with its high temperature level, the performance increases with a low flow rate in the SH zone. However, the heat pump flow rate should be above the design flow rate of the space heating system. Otherwise, the flow rate from the heat pump is directly used in the space heating circuit without an effect on the auxiliary zone and its control sensor leading to condenser outlet temperatures above the set value which decrease the heat pump performance.

Since all the recommendations base solely on simulation results, an extension of the investigation, e.g. by measurements on a test rig, may be reasonable. Likewise, the interaction of the parameters is not analyzed. This concerns the simultaneous variation of two parameters (e.g. sensor position and condenser flow rate) or two boundary conditions (e.g. floor heating and other weather conditions). As mentioned in the Section 1, the outcomes are valid for the combination of buffer storage and one stage heat pumps, which are only operated in on or off. Design rules for modulating heat pumps, which are able to control their outlet temperature, require further simulations.

Acknowledgements

The investigations were realized within the project “SH-T-opt”, FKZ 0325981, which was carried out in cooperation with the companies HELMA Eigenheimbau AG and RESOL – Elektronische Regelungen GmbH and funded by the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy on the basis of a decision of the German Federal Parliament. The authors are grateful for the financial support. The content of this publication is in the responsibility of the authors.

References

[1] Bundesindustrieverband Deutschland Haus-, Energie- und Umwelttechnik e.V. (BDH), Bilanz Heizungsindustrie 2014.
[2] Haller, M, et al. Hydraulic integration and control of heat pump and combi-storage: Same components, big differences, Energy Procedia 48, pp. 571-580, 2014
[3] Glembin, J., et al. Solar active building with directly heated concrete floor slabs, Energy Procedia 48, pp. 561-570, 2014
[4] Klein SA, et al. TRNSYS 17, A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory University of Wisconsin, Madison, 2009.
[5] Remund J., Kunz S. Meteonorm Data (Worldwide), METEOTEST, Bern, Switzerland, 2003
[6] Holst S. Type 362 Dynamic radiator model with pipes (Type 162), Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V., München, Germany, 2010.
[7] Dott R., et al. 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 Deliverable C2.1 Part C, International Energy Agency, 2012.
[8] Haller M. and Perers B. Type 832, Dynamic Collector Model, Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik Rapperswil, Zurich, Switzerland, 2012.
[9] Drück H. Type 340, MULTIPORT Store - Model for TRNSYS, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) Universität Stuttgart, Stuttgart, Germany, 2006.
[10] Afjei T and Wetter M. Type 401,Compressor heat pump including frost and cycle losses, Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Ingenieurschule HTL, Zurich/Luzern, Switzerland, 1997.
[11] Institut für Solarenergieforschung Hameln ISFH. TRNSYS Type 292: Component for heat pump to correct for different flow conditions in condenser or evaporator, 2013
[12] TESS COMPONENT LIBRARIES General Descriptions, Tess Thermal Energy System Specialists, Madison, Wisconsin, USA, 2011
[13] Glembin, et al. Thermal storage tanks in high efficiency heat pump systems – optimized installation and operation parameters, Energy Procedia 73, pp. 331-340, 2015
[14] Heimrath, R. and Haller, M. The reference heating system, the templated solar system of Task 32, Report A2 of Substask A, IEA SHC Task 32, 2007

Aus: 26. Symposium thermische Solarenergie, 20.-22.04.2016, Bad Staffelstein, 2016

Nutzung des Gebäudes als Wärmespeicher durch direkte Integration von Sonnenwärme in die Raumheizung

- Langfassung -

J. Glembin, T. Haselhorst, J. Steinweg, G. Rockendorf

Institut für Solarenergieforschung GmbH Hameln (ISFH)

Am Ohrberg 1, D-31860 Emmerthal

Tel.:+49-(0)5151-999-647 Fax:+49-(0)5151-999-600

E-Mail: glembin@isfh.de

Internet: www.isfh.de

1. Einleitung

In solarthermischen Kombisystemen wird die solare Wärme in der Regel indirekt über einen Pufferspeicher genutzt, siehe beispielsweise [1]. Ein solcher Speicher hat den Vorteil, dass solare Wärme für Zeiträume ohne bzw. mit unzureichender Einstrahlung gespeichert werden kann. Die zeitweise erforderlichen hohen Kollektortemperaturen und die Wärmeverluste des Speichers reduzieren jedoch den Kollektorertrag und die resultierende Endenergieeinsparung. Als Alternative kann die solare Wärme auch direkt in die Raumheizung eingespeist und unmittelbar für die Beheizung genutzt werden. Durch gezieltes Überheizen ist es zudem möglich, das Gebäude als zusätzlichen Wärmespeicher zu verwenden. Ein solches Konzept wurde bereits in den 1980er Jahren in Marseille entwickelt und optimiert (siehe beispielsweise die Arbeiten im IEA SHC Task 26 [2]), hat aber außerhalb Frankreichs keine Verbreitung gefunden.

Im Rahmen eines laufenden Forschungsvorhabens ist eine Variante der solaren Direktheizung für ein Solaraktivhaus entwickelt worden. In diesem Konzept werden die Betondecken thermisch aktiviert und ausschließlich von der Solaranlage mit Wärme versorgt, während das Gebäude zusätzlich über Radiatoren beheizt wird [3]. In Systemsimulationen als auch in Messungen eines 2015 realisierten Experimentalgebäudes konnte die Funktion des Systems nachgewiesen sowie ein geringer Endenergieverbrauch ermittelt werden. Ausgehend von diesem Konzept sind weitere Systeme entwickelt worden, die sich in der Art der solaren Integration und der Ausführung des Raumheizungselements unterscheiden. In der im Folgenden vorgestellten Simulationsstudie werden diese Konzepte untersucht und bewertet.

2. Systemkonzepte

Für die Untersuchung werden unterschiedliche solare Kombisysteme in der Simulationsumgebung TRNSYS 17 [4] abgebildet und analysiert, in denen die Solarwärme sowohl über einen Pufferspeicher als auch direkt für die Raumbeheizung genutzt werden kann (im Folgenden als „direkte Systeme“ bezeichnet). Als Referenz dienen typische Kombisysteme, in denen die solare Wärme ausschließlich in einem Pufferspeicher eingebracht wird (im Folgenden „Puffersysteme“). Die Systeme können mit unterschiedlichen Raumheizelementen betrieben werden wie Radiatoren, Fußbodenheizung oder thermischer Bauteilaktivierung. Ebenfalls wird auch das in Abschnitt 1 erwähnte Konzept mit einer Kombination von zwei Raumheizelementen untersucht – einer direkt solar beheizten thermischen Bauteilaktivierung und einem Radiatorsystem, das vom Pufferspeicher versorgt wird (im Folgenden „System Rad + BTA“) [3]. Abbildung 1 zeigt alle untersuchten Systemkonzepte.

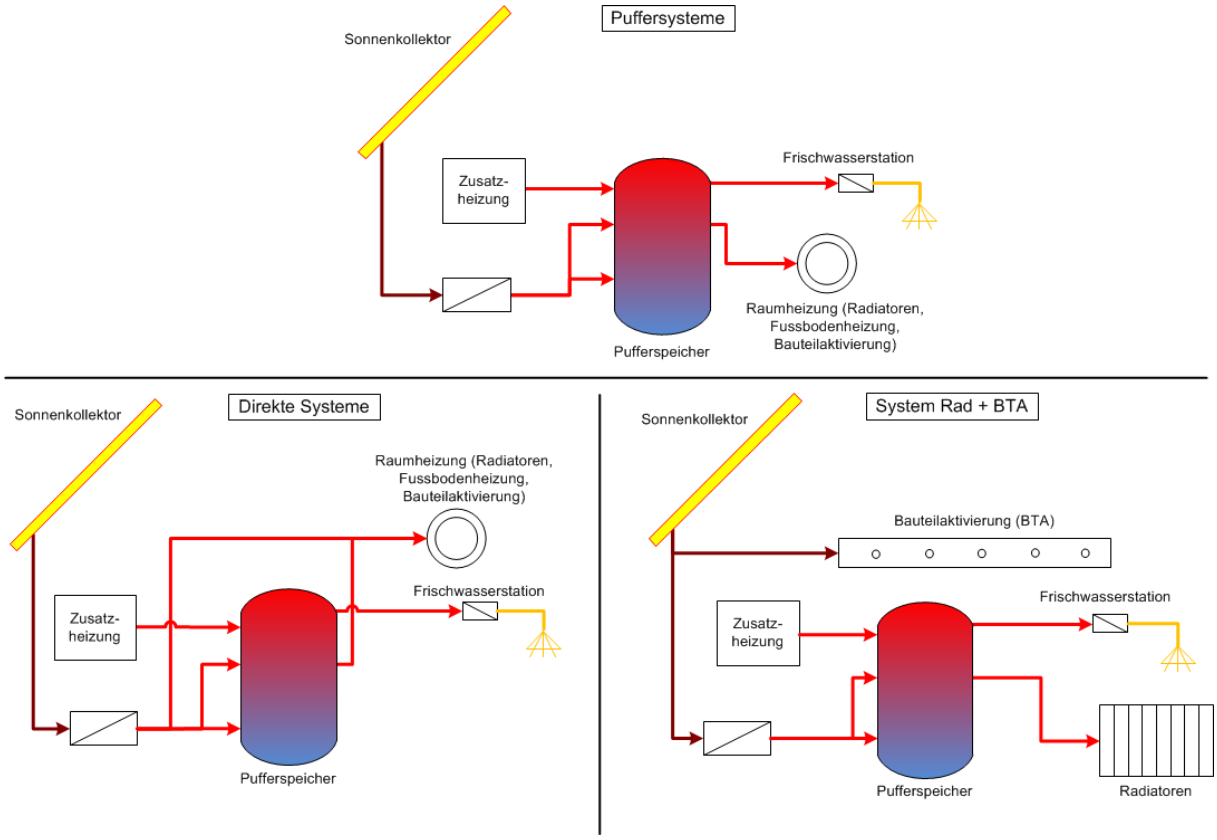


Abbildung 1: Schematische Darstellung der untersuchten Systemkonzepte

Die Raumheizelemente spielen ein wichtige Rolle vor allem bei der direkten solaren Beheizung und unterscheiden sich in der Art der Wärmeübertragung, der Betriebstemperatur und der Wärmekapazität. Drei Heizelemente sind in dieser Untersuchung berücksichtigt worden. Während Radiatoren in die thermischen Zonen innerhalb des Gebäudes platziert sind, werden für eine Fußbodenheizung (FBH) Rohre in eine obere Schicht des Bodenaufbaus eingebracht. Im Gegensatz dazu werden die Rohre bei einer thermischen Bauteilaktivierung (BTA) tiefer im Boden, z. B. in der Mitte der tragenden Betonschicht, installiert. Die großen Oberflächen von FBH und BTA erlauben

deutlich geringere Betriebstemperaturen im Vergleich zu Radiatoren. Dies beeinflusst sowohl den Solarertrag als auch den Nutzungsgrad der Zusatzheizung sowie die Wärmeverluste des Verteilnetzes.

In allen untersuchten Systemen wird eine Wärmepumpe mit einer Erdwärmesonde als Quelle für die Nachheizung verwendet. Die Wärmepumpe belädt den Pufferspeicher, der für die Raumheizung und zur Warmwasserbereitung genutzt wird. Um die mittlere Kondensatortemperatur und damit den Stromverbrauch der Wärmepumpe zu reduzieren, ist der Nachheizbereich im Pufferspeicher in zwei Zonen für Warmwasser (konstante Solltemperatur von 50 °C) und für die Raumbeheizung (variable Solltemperatur entsprechend der Heizkurve) eingeteilt. Zusätzlich ist die Anbindung der Wärmepumpe an den Pufferspeicher bzgl. Anschlusshöhen, Solltemperaturen, Sensorpositionen und Kondensatormassenstrom nach den Empfehlungen aus [5] realisiert worden, um eine hohe Leistungsfähigkeit der Wärmepumpe zu ermöglichen.

Neben der Wärmepumpe werden auch Systeme mit einem Gaskessel als Nachheizung betrachtet. Hierbei wurde auf Systemsimulationen mit einem Kesselmodell verzichtet, stattdessen ist der Energieverbrauch anhand der simulierten Wärmeabgabe der Wärmepumpe und typischer Kesselnutzungsgrade ermittelt worden. Die in Abhängigkeit der Speichertemperatur berechneten Kesselnutzungsgrade basieren auf Wirkungsgradmessungen, die für zwei Gasbrennwertkessel im Labor durchgeführt wurden [5].

Die Regelung nimmt eine wichtige Rolle ein, da sie entscheidet, ob der Sonnenkollektor betrieben wird und auf welche Art die solare Wärme genutzt wird. Im Falle der Puffersysteme ist ein einfacher Zweipunktregler ausreichend. In den direkten Systemen kann der Sonnenkollektor auf zwei Wärmesenken (Pufferspeicher und Direktheizung) mit unterschiedlichen Temperaturniveaus betrieben werden. In diesen Systemen ermittelt der Regler die potentiellen Kollektorzustände für jede Senke im Voraus. Durch Vergleich der potentiellen Kollektoraustrittstemperatur und der derzeitigen Temperatur der Wärmesenke (z. B. untere Speichertemperatur) entscheidet der Regler, ob eine Beladung sinnvoll ist. Falls eine Beladung von beiden Senken möglich ist, muss der Regler anhand eines Algorithmus entscheiden, welche der Wärmesenken beladen werden soll. Statt einer einfachen Priorisierung verwendet der Regler hierzu die potentiellen Kollektorleistungen, die sich mithilfe der potentiellen Kollektoraustrittstemperaturen errechnen lassen. Die direkte Beladung der Raumheizung erfolgt dann, wenn die zu erwartende Leistung höher ist als bei Beladung des Pufferspeichers. Dabei wird ein Wichtungsfaktor berücksichtigt, mit dem eine höhere Priorisierung von einer der Senken vorgenommen werden kann. Eine optimale Einstellung dieses Faktors führt zum geringsten Energieverbrauch im System und hängt vom jeweiligen Systemkonzept ab. Mithilfe von Simulationen sind die optimalen Faktoren für alle hier betrachteten Systeme ermittelt worden. Weitere Details zu diesem Verfahren finden sich in [7].

3. Methodik

Die Systeme aus Abbildung 1 sind unter den Randbedingungen nach Tabelle 1 in TRNSYS simuliert worden.

Tabelle 1: Randdaten und eingesetzte TRNSYS-Modelle

Typ	Daten	TRNSYS Type/Modell
Standort		
Wetterdaten	Zürich	Nach Meteonorm [8]
Gebäude		
Nutzfläche	180 m²	Type 56 [4]
Wärmebedarf	7600 kWh/a bei Luftwechselrate 0,4 1/h, Raumsolltemperatur 20 °C	
Auslegungstemperaturen der Raumheizelemente (bei -14 °C)		
Radiatoren	55 °C / 45 °C	Type 362 [9]
Fußbodenheizung	35 °C / 30 °C	Active layer innerhalb Type 56
Bauteilaktivierung	27 °C / 24 °C	
Warmwasserbereitung		
WW-Bedarf	2200 kWh/a	Zapfprofil in Anlehnung an [10]
Kollektor		
Typ	Selektiver Flachkollektor	Type 832 [11]
Fläche/Ausrichtung	32 m², 45 °, Süd	
Speicher		
Volumen	1000 l / 3000 l	Type 340 [12]
Wärmeverlust	0,1 m Dämmung mit 0,037 W/mK Wärmeverlustkoeffizient 4,1 W/K	
Wärmepumpe		
Arbeitspunkt B0/W35 (DIN EN 255)	Wärmeleistung 8,1 kW Leistungszahl 4,8	Type 401 [13] und Type 292 für Massenstromkorrektur [14]
Volumenströme	1,9 m³/h Verdampfer, 0,7 m³/h Kondensator	
Dynamik	Aufheizkonstante 30 s, Abkühlkonstante 5 min, min. Ausschaltzeit 10 min	
Elektrischer Heizer	Leistung 7 kW	
Wärmequelle	70 m Erdwärmesonde	Type 557 [15] mit Vorschaltrohr

Für jedes System wird der Gesamtenergieverbrauch inkl. Pumpen und Regler ermittelt, im Falle der Systeme mit Wärmepumpe ist dies allein ein Stromverbrauch. In den Systemen mit Heizkessen tritt sowohl ein Gasverbrauch als auch ein Stromverbrauch durch die Zirkulationspumpen auf. Zum besseren Vergleich der Ergebnisse erfolgt eine Summenbildung, in der die elektrischen Energiemengen aller Systeme mit dem Faktor 2,5 multipliziert werden.

Die Berechnung der solaren Deckung nach Formel (1) berücksichtigt den Solarertrag bei Beladung des Pufferspeichers und der direkten Raumbeheizung.

$$f_{Sol} = \frac{Q_C}{Q_C + Q_{HP}} = \frac{Q_{C,Storage} + Q_{C,Direct}}{Q_{C,Storage} + Q_{C,Direct} + Q_{HP}} \qquad (1)$$

Diese Berechnungsmethode führt zu höheren Werten des solaren Deckungsanteils im Vergleich zu Definitionen, die den Raumheizbedarf des Gebäudes bei konstanter Innentemperatur beinhalten. Höhere Raumtemperaturen durch solaren Wärmeein-

trag werden somit als zusätzlicher Nutzen aufgrund eines höheren Komforts gewertet.

4. Ergebnisse

4.1 Systeme mit Wärmepumpe

Abbildung 1 zeigt die solare Deckung und den Stromverbrauch der sieben Systeme in Abhängigkeit von der Kollektorfläche. Dabei ist das Speichervolumen festgelegt auf 3000 l in den Puffersystemen und auf 1000 l sowohl in den direkten Systemen als auch im System Rad + BTA. Die direkte solare Beheizung ist in diesen Systemen bis zu einer Raumtemperatur von 24 °C aktiv, siehe hierzu Abschnitt 4.3.

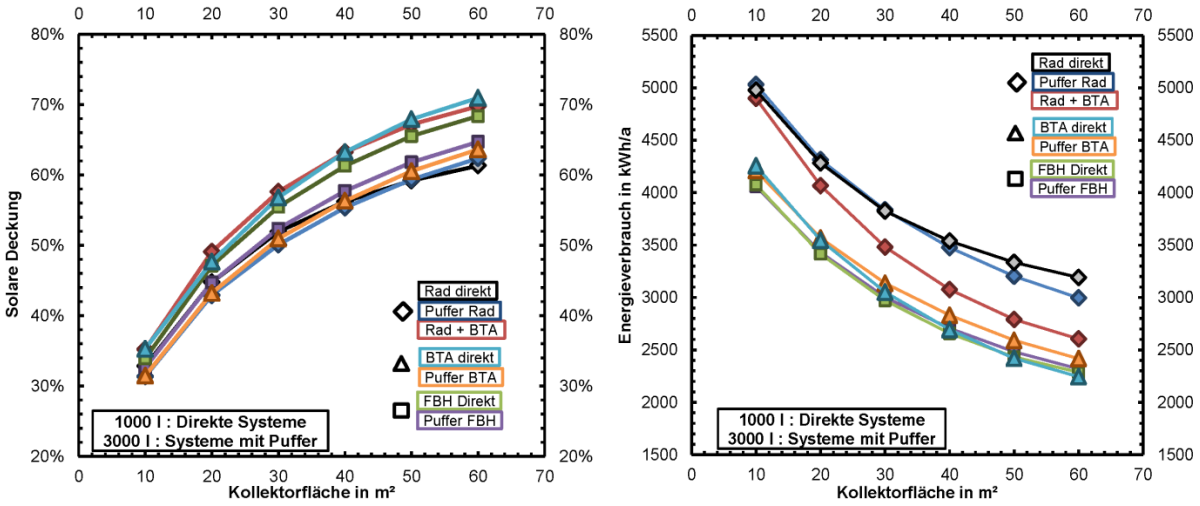


Abbildung 2: Solare Deckung (links) und Energieverbrauch (rechts) der Systeme mit unterschiedlichen Kollektorflächen und konstantem Speichervolumen, Energieverbrauch im Referenzsystem ohne Sonnenkollektoren und Pufferspeicher von 300 l: 6550 kWh (Radiatoren), 5700 kWh/a (FBH), 5920 kWh (BTA), Energieverbrauch beinhaltet Strom mit dem Faktor von 2,5

Die Diagramme in Abbildung 2 ermöglichen einen Vergleich der Systemkonzepte:

- Die solare Deckung ist höher in den direkten Systemen, obwohl der Speicher nur ein Drittel des Volumens der Puffersysteme aufweist. Eine Ausnahme sind die Systeme mit Radiatoren, die aufgrund des höheren Temperaturniveaus zu einem geringen Solarertrag im direkten Modus führen. Das Raumheizelement und dessen Temperaturniveau haben somit einen großen Einfluss auf den Solarertrag in den Systemen mit direkter Solarheizung, der deutlich weniger stark in den Puffersystemen ausgeprägt ist.
- Der Solarertrag in den direkten Systemen wird zu einer Erhöhung der Raumtemperatur über den Sollwert von 20 °C genutzt. Die mittlere Temperatur in den thermischen Zonen (nicht in den Diagrammen dargestellt) liegt beispielsweise im Falle der Fußbodenheizung während der Heizperiode Oktober bis April bei 20,5 °C bis 20,6 °C im Puffersystem und bei 20,6 °C bis 21,8 °C in den direkten Systemen, jeweils abhängig von der Kollektorfläche (10 bis 60 m²). Da höhere Raumtemperaturen auch die Wärmeverluste des Gebäudes erhöhen, kann der Solarertrag nur

teilweise zur Reduktion des Energieverbrauchs genutzt werden. Beispielsweise werden in der Variante „FBH direkt“ bei 30 m² Kollektorfläche 3400 kWh durch die Solaranlage direkt in die FBH eingebracht, der Raumheizbedarf reduziert sich dadurch jedoch nur um 2000 kWh, dies sind etwa 60 % des direkten Solarertrags.

- Bei einer Kollektorfläche von 10 m² gibt es nur eine kleine Verbesserung durch die direkte solare Beheizung, aber schon bei Kollektorflächen oberhalb von 20 m² schneiden die direkten Systeme deutlich besser ab als die Puffersysteme mit gleichem Raumheizelement und gleicher Kollektorfläche.
- Bei Verwendung einer FBH ist der Energieverbrauch von Puffer- und direkten System nahezu gleich. Ausgehend von einem System mit 1000 l Pufferspeichervolumen kann der Energieverbrauch durch einen dreimal größeren Speicher im selben Maße gesenkt werden, wie durch Integration der direkten solaren Beheizung. Im Falle der BTA führt die direkte Beheizung sogar zu geringeren Energieverbräuchen, vor allem bei großen Kollektorflächen.
- Bei Verwendung von Radiatoren tritt in den direkten Systemen ein geringerer Solarertrag und ein höherer Energieverbrauch auf als in den Puffersystemen. Das System „Rad + BTA“ weist dagegen eine sehr hohe solare Deckung aus. Allerdings ist der Energieverbrauch deutlicher höher als in den Systemen mit alleiniger Beheizung durch FBH oder BTA. Dies liegt an den durch den Pufferspeicher versorgten Radiatorheizelementen, deren hohes Temperaturniveau zu entsprechend hohen Temperaturen am Kondensator der Wärmepumpe und damit zu geringen Jahresarbeitszahlen führt.

4.2 Systeme mit Gaskessel

Im Vergleich zu Wärmepumpen weisen Heizkessel eine weitaus geringere Abhängigkeit vom lastseitigen Temperaturniveau auf. Damit wirken sich die Art der Raumheizung und dessen Betriebstemperaturen anders auf den Energieverbrauch aus. Mithilfe der in Abschnitt 2 erläuterten Methode ist auf Grundlage der Simulationsergebnisse der Energieverbrauch für die einzelnen Systemkonzepte ermittelt worden, wenn als Nachheizung ein Gasbrennwertkessel eingesetzt wird. Abbildung 3 zeigt die solare Deckung und den Energieverbrauch für die System unter den gleichen Bedingungen wie Abbildung 2. Da die Berechnungsmethode nur für den Energieverbrauch Anwendung findet, sind die solaren Deckungsanteile identisch.

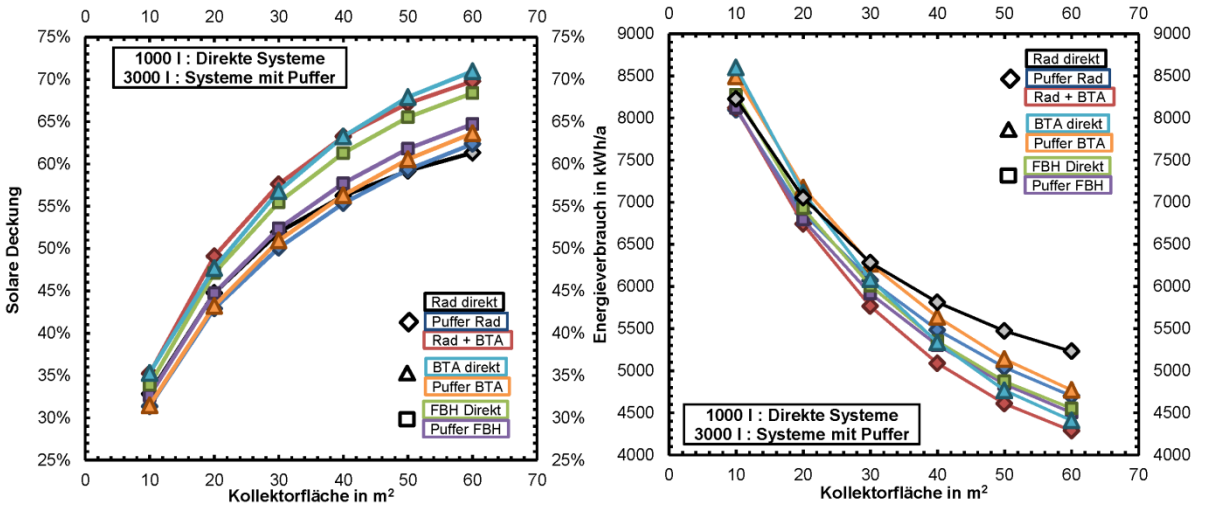


Abbildung 3: Solare Deckung (links) und Energieverbrauch (rechts) mit unterschiedlichen Kollektorflächen und konstantem Speichervolumen und Einsatz eines Gaskessels, Energieverbrauch im Referenzsystem ohne Sonnenkollektoren und Pufferspeicher von 300 l: 11060 kWh (Radiatoren), 11320 kWh/a (FBH), 11660 kWh (BTA), Energieverbrauch beinhaltet Strom mit dem Faktor von 2,5

Die Abbildung zeigt deutliche Unterschiede im Vergleich zu den Systemen mit Wärmepumpe:

- Der Energieverbrauch ist höher, da keine Umweltwärme aus dem Erdreich genutzt wird, sondern der Nachheizbedarf vollständig aus dem Brennstoff bezogen werden muss. Bei Verwendung von Radiatoren beträgt der Anstieg 60 %, während der Energieverbrauch im Falle von FBH und BTA um 100 % höher ist. Der Energieverbrauch ist dabei deutlich weniger durch das Temperaturniveau der Raumheizelemente beeinflusst, dies reduziert die Unterschiede zwischen den einzelnen Systemkonzepten.
- Der Raumheiztyp beeinflusst sowohl die solare Deckung als auch den Wärmebedarf des Raumheizkreises. Diese Effekte sind hier deutlich dominanter als in den Systemen mit Wärmepumpe, da sich die Vorlauftemperaturen im Raumheizkreis weniger auf den Erzeugernutzungsgrad auswirken. Beispielsweise hat im Puffersystem das geringere Temperaturniveau bei Einsatz einer BTA nur einen geringen Einfluss und der höhere Wärmebedarf des Heizkreises führt zu einem Anstieg des Energieverbrauchs im Vergleich zum gleichen System mit Radiatoren.
- Wie in den Wärmepumpensystemen weist das direkte System mit Radiatoren die geringste solare Deckung und den höchsten Energieverbrauch auf. Im Gegensatz dazu ergeben sich für das System Rad + BTA aufgrund des höchsten Kollektorertrages die geringsten Energieverbräuche bei Kollektorflächen oberhalb von 10 m². Die hohen Betriebstemperaturen der Radiatoren wirken sich nur wenig auf den Kesselnutzungsgrad aus.

Die Ergebnisse zeigen, dass der Heizkessel weniger durch das Temperaturniveau im Raumheizkreis beeinflusst wird. Dies wirkt sich vor allem positiv auf die Systeme mit Radiatoren aus. Allerdings beeinflusst die Raumheiztemperatur auch hier den Kollektorertrag, vor allem in den direkten Systemen. Dies zeigt sich beispielsweise in den vergleichsweise hohen Energieverbräuchen der direkten Systeme mit Radiatoren

und großen Kollektorflächen. Werden Radiatoren zur Raumbeheizung genutzt, führt statt einer direkten solaren Beladung der Radiatoren eine solar beheizte BTA (System Rad + BTA) zu einer weitaus größeren Reduktion im Energieverbrauch, der auch geringer ist als wenn das Speichervolumen auf 3000 l erhöht wird (Puffersystem mit Radiator).

4.3 Raumtemperaturerhöhung

Systeme mit direkter solarer Beheizung nutzen das Gebäude als zusätzlichen Speicher für die solare Wärme, indem sie die Temperatur in den Räumen und der Gebäudemasse erhöhen. Ein Überhitzen der Räume wird zum einen durch eine maximale Eintrittstemperatur in die Raumheizung vermieden (z. B. im Falle der BTA 35 °C), was zusätzlich die thermische Belastung der Raumheizelemente reduziert. Bei höheren Kollektortemperaturen wird dieser Sollwert durch Beimischung aus dem Raumheizrücklauf sichergestellt. Zum anderen wird die direkte Beladung nur bei Raumtemperaturen unterhalb eines Maximalwertes durchgeführt, dieser beträgt im Basisfall 24 °C. Durch eine höhere Temperaturgrenze kann die Menge an gespeicherte solarer Wärme erhöht werden, während ein geringerer Grenzwert den direkten Solarertrag reduziert. Diese Effekte werden durch Variation der maximalen Raumtemperatur zwischen 20 °C und 27 °C analysiert, dabei entsprechen 20 °C der Raumsolltemperatur für die herkömmliche Beheizung aus dem Pufferspeicher. Abbildung 4 zeigt beispielhaft die Ergebnisse der Variation für die Systeme FBH direkt und Rad + BTA, jeweils mit 30 m² Kollektorfläche und einem Pufferspeichervolumen von 1000 l.

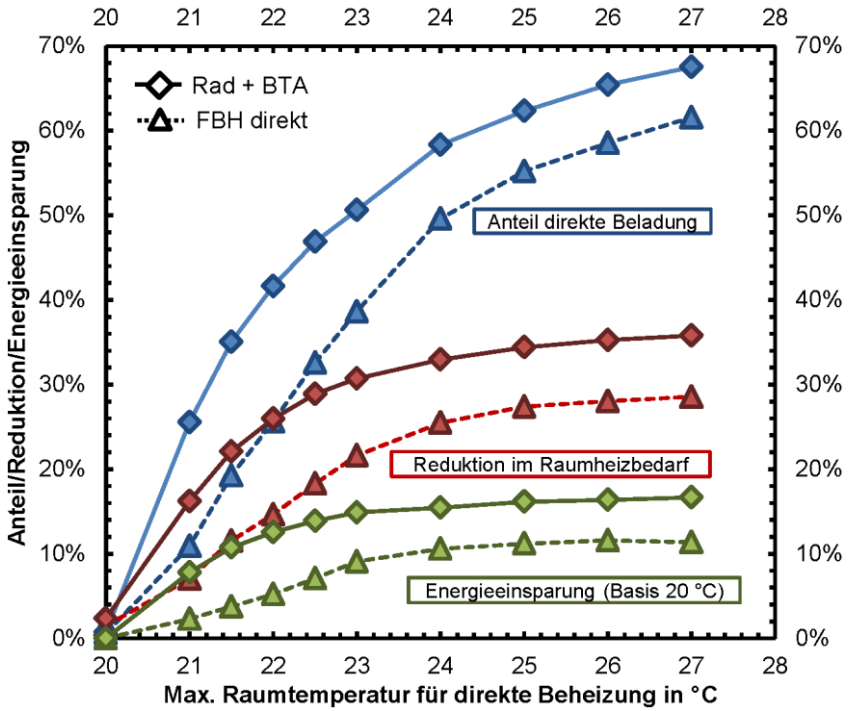


Abbildung 4: Variation der maximalen Raumtemperatur für die direkte Beladung in den Systemen „FBH direkt“ und „Rad + BTA“: Anteil der direkten Beladung am gesamten Kollektorertrag, Reduktion im Raumheizbedarf aus dem Pufferspeicher im Vergleich zu einem System ohne direkte Beladung und Energieeinsparung im Vergleich zur max. Temperatur von 20 °C

Das Diagramm zeigt einen steigenden Anteil der direkten solaren Beheizung bei höheren Raumtemperaturgrenzwerten. Im Maximum erreicht der Anteil der solaren Direktheizung mehr als 60 % im Falle des Systems „FBH direkt“ und fast 70 % im System „Rad + BTA“. Letzteres hat einen höheren Ertrag in die Heizung, da die BTA unabhängig von den Radiatoren betrieben wird und nicht zeitweise ein hohes Temperaturniveau durch Beheizung aus dem Pufferspeicher aufweist.

Obwohl der Anteil der solaren Direktheizung bei Grenzwerten oberhalb von 24 °C zunimmt, wirkt sich dies nur wenig auf den Raumheizbedarf aus, d.h. die zusätzliche Temperaturerhöhung über 24 °C findet in Zeiträumen statt, in denen die gespeicherte Wärme nicht im Anschluss daran genutzt werden kann. Ebenso steigt die Energieeinsparung bis zu einer Maximaltemperatur von 24 °C an, bei höheren Werten verändert sich der Energieverbrauch kaum. Allerdings nimmt die Anzahl an Überhitzungsstunden (Zeiträume mit Raumtemperaturen oberhalb von 27 °C) zu, wenn eine Temperaturgrenze vom mehr als 24 °C eingestellt wird, während diese bis 24 °C gleich bleibt. Die Festlegung eines Grenzwertes von 24 °C stellt somit eine sinnvolle Obergrenze der solaren Beheizung im Gebäude dar.

5. Diskussion und Schlussfolgerungen

Mithilfe der Simulationen wird in Abschnitt 4 der Energieverbrauch von Systemen mit direkter Solarheizung mit üblichen Konzepten solarthermischer Kombisysteme verglichen. Das Konzept der direkten Integration der solaren Wärme in das Gebäude ist in der Lage, die solare Deckung deutlich zu erhöhen, wenn ein Raumheizelement mit geringer Betriebstemperatur verwendet wird. Im Falle von Radiatoren und höheren Betriebstemperaturen ist dagegen die direkte Beheizung nur eingeschränkt zu empfehlen, z. B. bei kleineren Kollektorflächen.

Im Vergleich zum Puffersystem erhöht die direkte Beheizung den Solarertrag vor allem bei kleineren Pufferspeichervolumen. Bei größeren Volumen besteht eine starke Konkurrenz zwischen den beiden Speichern und der zusätzliche Solarertrag durch die Direktheizung sinkt. Soll eine hohe solare Deckung erreicht werden, ist dies aber mit einem deutlich kleineren Speichervolumen möglich, wenn eine direkte Solarbeheizung eingesetzt wird. Abbildung 2 zeigt z. B., dass ausgehendend von einem Puffersystem mit 30 m² und 1000 l Speichervolumen eine solare Deckung von 50 % erreicht werden kann, wenn der Speicher auf 3000 l vergrößert oder alternativ die direkte solare Beheizung in das System integriert wird. Im Vergleich dazu führt ein System mit beiden Maßnahmen – ein 3000 l Pufferspeicher und eine direkte Beheizung – nur zu einer geringfügigen Steigerung der Energieverbrauchsreduktion.

Bei Einsatz eines Gasbrennwertkessels für die Nachheizung hat die Betriebstemperatur der Raumheizung einen geringen Einfluss auf den Nutzungsgrad und damit auf den Gesamtenergieverbrauch. Aus diesem Grund führt hier das System Rad + BTA zum geringsten Energieverbrauch. Das System weist den höchsten Solarertrag im

Direktbetrieb auf, da das solar beladene Raumheizelement unabhängig von der restlichen Raumbeizung ist.

Neben dem Energieverbrauch ist es sinnvoll, die Konzepte auch hinsichtlich anderer Faktoren wie Systemkosten, Komplexität und Komfort zu bewerten. Im Sommer kann die Solaranlage beispielsweise den Komfort durch höhere Raumtemperaturen beeinflussen. Bei der solaren Direktheizung werden hohe Raumtemperaturen durch eine Maximaltemperaturgrenze bei der solaren Beheizung verhindert (siehe Abschnitt 4.3). Außerdem findet diese nur in der Heizperiode statt, die auf die Zeiträume festgelegt ist, in denen die Außenlufttemperatur im 24 h-Mittel einen Maximalwert (hier: 15 °C) unterschreitet. Im Gegensatz dazu treten die Wärmeverluste des Pufferspeichers im gesamten Jahr auf und erreichen ihren Höchstwert im Sommer, wenn der Speicher vollständig geladen ist. Je größer das Speichervolumen, umso wahrscheinlicher ist eine durch die Wärmeverluste des Speichers hervorgerufene sommerliche Überhitzung des Gebäudes bzw. deren Verschärfung. Systeme mit kleinem Pufferspeichervolumen sind hier somit im Vorteil gegenüber großen Volumina, zumal sie sich auch besser in thermisch vom restlichen Gebäude getrennten Technikräumen unterbringen lassen.

Der Wohnkomfort in der Heizperiode wird in den hier untersuchten Systemkonzepten nur durch das jeweilige Raumheizelement beeinflusst. FBH und vor allem BTA weisen durch ihre Trägheit eine schlechtere Regelbarkeit auf. Auf der anderen Seite wird diese Art der Beheizung über große Flächen mit geringer Übertemperatur in der Regel als angenehmer empfunden als bei Wärmeabgabe über Radiatoren, die dafür aber eine bessere Regelbarkeit aufweisen und den Raum schneller aufheizen können.

Die Komplexität des Systems ist ein Indikator für den Installationsaufwand und beeinflusst die Wahrscheinlichkeit von Fehlern während der Installation und im Betrieb. Die Komplexität wird durch die hydraulische Verschaltung und die Regelung festgelegt. Die Hydraulik im Puffersystem ist einfach aufgebaut und benötigt im Solarkreis als wesentliche Komponente einen Wärmeübertrager. Der zusätzliche Aufwand in den direkten Systemen ist nur etwas höher, da lediglich eine Verteilung nach dem Wärmeübertrager, eine zweite Umwälzpumpe sowie ein Umschaltventil vor dem Raumheizkreis notwendig ist. Im Gegensatz dazu ist die Regelung in den direkten Systemen aufwendiger, da diese nicht nur die Kollektorkreispumpe ansteuern muss, sondern auch entscheidet, welche der Wärmesenken überhaupt genutzt wird. Diese höhere Komplexität und die größere Anzahl an Regelparametern und Eingangsgrößen kann die Fehleranfälligkeit erhöhen. Während die Regelung im System „Rad + BTA“ ähnlich zu der der direkten System ist, ist die Hydraulik komplexer, da zwei Heizkreise installiert werden müssen.

Hydraulik und Regelung beeinflussen neben dem Installationsaufwand auch die Systemkosten. In den Puffersystemen ist der Speicher selbst eine der entscheidenden Komponenten in der Kostenberechnung. Um in diesen Systemen eine hohe solare

Deckung zu erreichen, ist ein entsprechend großes Volumen notwendig. Zur Erreichung von 50 % muss der Speicher z.B. mindestens ein Volumen von 3000 l V aufweisen. Ein solcher Speicher ist teuer und meist nicht einfach in das Gebäude einzubringen – neben der Integration eines großen Speichern in das Gebäude selbst ist eine Speicherkaskade möglich, die aber Systemkomplexität und Wärmeverluste erhöht. In den direkten Systemen kann der Speicher für die gleiche solare Deckung deutlich kleiner ausfallen und damit die Kosten reduzieren. Die Kosten der zusätzlich notwendigen hydraulischen Komponenten sind gering, nur die aufwendigere Regelung und deren Sensoren fallen etwas teurer aus. Ein kleines Speichervolumen wirkt sich auch im System „Rad + BTA“ positiv aus, allerdings führen hier die beiden Raumheizelemente zu wesentlich höheren Kosten als die der direkten Systeme.

6. Danksagung

Die Untersuchungen wurden durchgeführt im Rahmen der Projekte „SH-T-Opt“, FKZ 0325981, und „SH-T-Opt Exp“, FKZ 032559, die mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert wurden/werden. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt ausschließlich bei den Autoren.

7. Referenzen

[1] Papillon, P. Solar combisytems promotion and standardisation, Final Report of Combisol, 2010.

[2] Chèze, D. und Papillon, P., Report on solar combisystems modeled in Task 26, Appendix 2: Generic System #3a: Advanced direct solar floor, 2002

[3] Glembin, J. et al., Verbrauchen geht vor Speichern – Sonnenhäuser mit Bauteilaktivierung und kleinem Pufferspeicher, Tagungsband 24. Symposium Thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, 2014

[4] Klein SA et al. TRNSYS 17, A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory University of Wisconsin, Madison, 2009.

[5] Glembin, J. et al., 2015. Thermal storage tanks in high efficiency heat pump systems – optimized installation and operation parameters, Energy Procedia 73, 331-340

[6] Glembin, J. et al. Simulation and evaluation of different boiler implementations and configurations in solar thermal combi systems, Energy Procedia 30, pp. 601-610, 2012.

[7] Glembin, J. et al. New control strategy for solar thermal systems with several heat sinks, Proceedings EuroSun 2014, Aix-les-Bains

[8] Remund J. and Kunz S. Meteonorm Data (Worldwide), METEOTEST, Bern, Switzerland, 2003

[9] Holst S. Type 362 Dynamic radiator model with pipes (Type 162), Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung e.V., München, Germany, 2010.

[10] Dott R, et al. 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 Deliverable C2.1 Part C, International Energy Agency, 2012.

[11] Haller M. and Perers B. Type 832, Dynamic Collector Model, Institut für Solartechnik, Hochschule für Technik Rapperswil, Zurich, Switzerland, 2012.

[12] Drück H. Type 340, MULTIPORT Store - Model for TRNSYS, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW), University of Stuttgart, Stuttgart, Germany, 2006.

[13] Afjei T and Wetter M. Type 401,Compressor heat pump including frost and cycle losses, Zentralschweizerisches Technikum Luzern, Ingenieurschule HTL, Zurich/Luzern, Switzerland, 1997.

[14] Institut für Solarenergieforschung Hameln ISFH. TRNSYS Type 292: Component for heat pump to correct for different flow conditions in condenser or evaporator, 2013

[15] TESS. Component Libraries General Descriptions, Tess Thermal Energy System Specialists, Madison, Wisconsin, USA, 2011

Conference Proceedings

EuroSun 2016
Palma de Mallorca (Spain), 11 - 14 October 2016

ISES EuroSun 2016

Annual Performance of a Solar Active House Prototype – Comparing Measurement and Simulation

Jan Steinweg[1] and Gunter Rockendorf[1]

[1] Institut für Solarenergieforschung Hameln, Am Ohrberg 1, 31860 Emmerthal

Abstract

A new concept for solar active houses is being tested under practical conditions. While conventional solar house concepts combine large collector areas with large storage volumes (up to 10 m³ in a single family house) in order to achieve solar fractions above 50 %, our new concept only needs small storage volumes (1 m³). To substitute the lack of storage capacity, the new system design uses thermally activated concrete elements directly fed by the solar collector. After having been dimensioned and tested by several simulation studies, a prototype building, equipped with the new heating system, has been constructed and extensively monitored.

The first year of operation already revealed the concept´s functionality. During a first monitoring period from April 2015 to March 2016 the recorded data exhibit good agreement with the simulations (based on historical weather data) while storage heat losses are identified as too high. Nonetheless, the annual overall end energy demand for domestic hot water and space heating is 8 kWh/m². This contribution analyses the first year of operation, also covering a peak load test.

Keywords: *solar active house, energy storage, thermally activated concrete elements, TABS, ground heat exchanger, heat pump, experimental study, prototype measurement*

1. Introduction

Previous solar active house concepts combine large collector areas (30…40 m²) and storage tanks (up to 10 m³) with wood stoves as auxiliary heater in order to achieve a combination of high solar thermal fraction (> 50 %) and low primary energy consumption. The new concept presented in this work is aiming at the same high energy efficiency at largely reduced buffer storage volume towards common sizes of about 1 m³, thus allowing buffer installations in the utility rooms, which is particularly favorable in case of energetic retrofit of buildings. As a matter of fact, this approach saves expensive building space, and any maintenance is now possible since all system components fit into standard utility rooms.

The resulting lack of storage capacity is substituted by direct solar thermal activation of already existing masses in the building's concrete slabs. This approach of direct solar thermal room heating has already been evaluated in the 1990´s by Papillon (1993) and generates significant advantages. Due to the characteristically low operation temperature of thermally activated building slabs (TABS), a high collector efficiency even at low irradiance levels can be achieved, which is important during the winter months.

The backup heat is provided by a heat pump (HP) coupled to a slender ground heat exchanger (GHX) which receives regeneration by solar thermal heat. Moreover, the GHX is used for the prevention of stagnation during the summer months, thus permanently obtaining the collector's energy delivery readiness. The concept is covering an innovative control strategy for temperature optimized solar heat distribution which has been

designed regarding component and system simulations by Glembin (2012, 2013, and 2014) who has theoretically proven the concept's functionality. For practical testing of this concept, a test building has been planned, built and equipped with the system hydraulics developed according to the outcomes of the simulation studies. The present paper reports results of the first measurement period from April 2015 to March 2016 considering function and performance at monthly and annually scales.

2. System concept and prototype building

Fig. 1 displays the designed energy flows of the solar thermal collector, the heat pump and the different sinks for solar and backup heat. In contrast to simple solar thermal systems, the collector supplies heat to three different heat sinks. A new control strategy developed within the project is applied to utilize the heat fluxes with respect to an optimal effect on the system´s end energy savings, see Glembin (2014). According to this strategy both TABS and storage tank may experience positive demand signals, for example during the transitional periods of spring and autumn. The controller then determines the appropriate sink for which the collector is able to gain maximum efficiency. In this case, this may be either a sink provided with a higher priority or a lower demand temperature. As a result of this, the collector can be conducted with very low temperatures starting at 20 °C in cases where the TABS are supplied, and even lower temperatures down to 5 °C in cases of GHX regeneration.

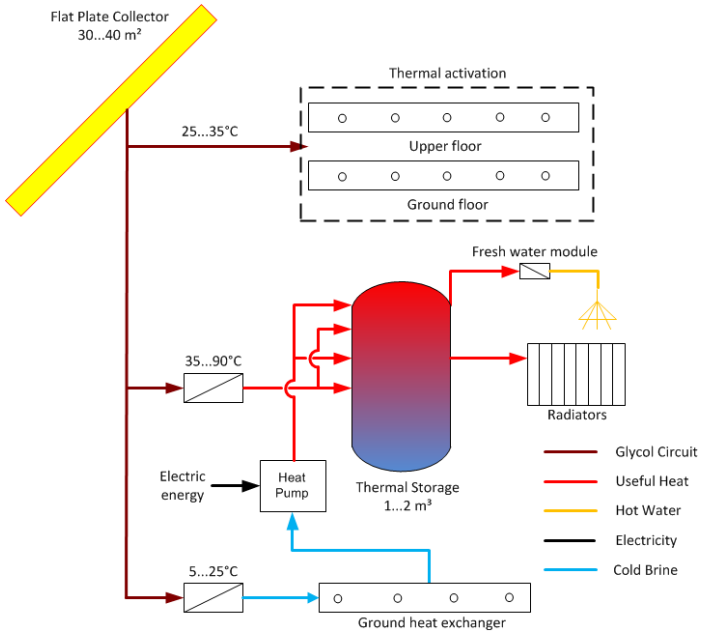


Fig. 1: Scheme of the solar thermal heating system (the lines indicate energy flows)

The test building is located in the urban area of Hanover, Germany, comprising a heated area of 270 m² on three floors; basement (BA) ground (GF) and first floor (FF), and with a nominal annual space heat demand of 39 kWh/m². The building is equipped with a solar collector area of 30 m², facing south with an inclination of 45°. TABS layers, which have been designed for maximum performance with minimum effort using component simulations according to Glembin (2012), are placed in GF and FF. To keep them highly efficient and cost effective, only one distribution loop with central temperature control is used for each floor. The utility room houses a simple buffer storage of 1 m³ from which the domestic hot water preparation (DHW) as well as the space heating demand (SH) are supplied, the letter via conventional radiators. The buffer storage is fed by the solar collector as well as an auxiliary heater, which is a ground coupled compression heat pump. A small horizontal ground heat exchanger with an area of 170 m² serves both as the heat source for the HP and the heat sink for the solar collector´s overcapacities during summer. Accordingly, the solar collector can remain in standby for further heat production throughout the summer and experiences almost absent stagnation. Correspondingly, the ground heat exchanger experiences intense regeneration. Therefore, it can be dimensioned significantly smaller than compared to standard design, e.g. due to the German guideline VDI 4640 (2010). A sketch of the concept and a picture of the realized building is displayed in Fig. 2.

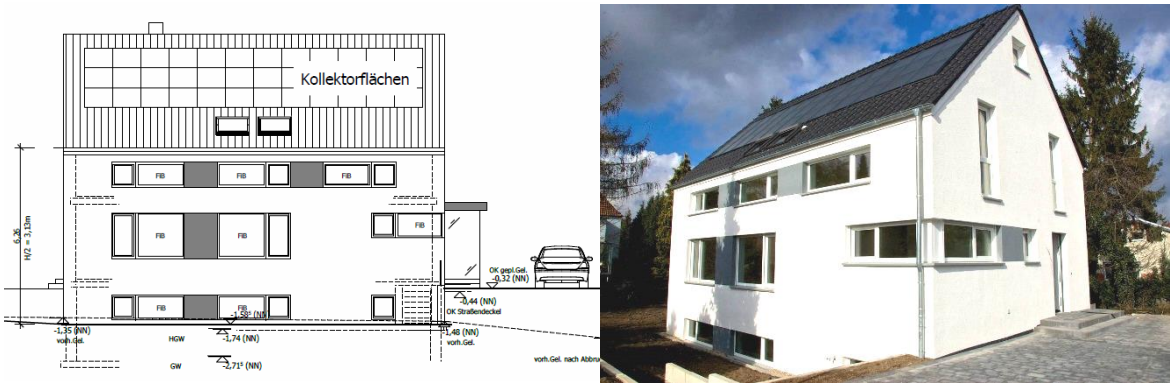


Fig. 2: Sketch of the experimental building during conception (left) and photo of the competed building after the commissioning in January 2015

A central ventilation unit has not been installed so it is up to the inhabitants to set the air change rate by window ventilation. The windows of the GF are equipped with non-automatic external mounted shading elements on the south, east and west façade, as well as the bath and sleeping room windows at the eastern and western façades of the FF. The other windows are (partially) equipped with self-mounted internal shadings. Throughout the phase of measurement, the experimental building has been inhabited by two persons. Further facts of the most important components are given in Tab. 1

Tab. 1: Generic parameters of the main system components of the experimental house

Solar thermal collector	Roof integrated, south, 45° inclination, aperture area 30 m²
Heat pump (HP)	Brine water compression HP, 8 kW nominal power at 2 kW compressor power
Ground heat exchanger (GHX)	170 m² area with four distribution circuits (excluding supply pipes), polyethylene pipes with 0.5 m distance
Thermally activated building slabs (TABS)	Approx. 160 m crosslinked polyethylene pipe per slab (ground and upper floor) with 0.5 m distance, bifilar installation, direct connection to glycol circuit of solar collector

3. Measurement and analysis

Measurement concept

The monitoring concept is regarding 65 sensors placed inside and outside the test building and its hydraulic system to gain information about the building´s boundary conditions as well as the heating system´s performance. The recorded data is evaluated firstly to prove the technical integrity of the concept, including the system controller, the component´s interaction and the identification of system and installation issues. Secondly, the system performance will be analyzed by means of indicators such as solar yield Q_{sol} and solar fraction f_{sol}, end energy demand Q_{EE} and the seasonal performance factor *SPF* of the HP. These quantities are defined by:

$$Q_{sol} = Q_{St} + Q_{TABS,GF} + Q_{TABS,FF} + Q_{GHX} \quad \text{(eq. 1)}$$

$$f_{sol} = \frac{Q_{St} + Q_{TABS,\mathrm{GF}} + Q_{TABS,FF}}{Q_{St} + Q_{BTA,EG} + Q_{BTA,OG} + Q_{HP,St}} \quad \text{(eq. 2)}$$

$$Q_{EE} = W_{el,HP,con} + W_{el,HP,aux} + W_{el,Pump} + W_{el,c} \quad \text{(eq. 3)}$$

$$SPF = \frac{Q_{HP,St}}{W_{el,HP,con} + W_{el,HP,aux}} \quad \text{(eq. 4)}$$

Q_{sol}	Solar energy gain from collector in kWh
Q_{St}	Solar energy to storage tank in kWh
$Q_{TABS,GF/FF}$	Solar energy to TABS in GF and FF in kWh
Q_{GHX}	Solar energy to GHX in kWh
$Q_{HP,St}$	Energy of HP to storage tank in kWh
$W_{el,HP,con}$	Electrical energy consumption of HP compressor in kWh
$W_{el,HP,aux}$	Electrical energy consumption of HP auxiliary heater in kWh
$W_{el,Pump}$	Electrical energy consumption of the hydraulic pumps in kWh
$W_{el,c}$	Electrical energy consumption of the controller, including energy for all valves in kWh

The system components, the overall hydraulic scheme and the system boundaries regarded by the energy balances are provided in Fig. 3. Technically, the energy flux is balanced through combined mass flux and temperature measurements, calibrated as pairs. The heat sinks (space heating and hot water preparation, blue areas in Fig. 3) are measured by heat meters and the electricity demand of the heat pump, all hydraulic pumps, valves and controllers is measured by electric meters. The thermal comfort of the building is rated through temperature sensors in representative rooms as well as CO_2 and moisture sensors on each floor as indicators for the level of air change due to window ventilation. The data scan interval for all sensors is set to 30 seconds.

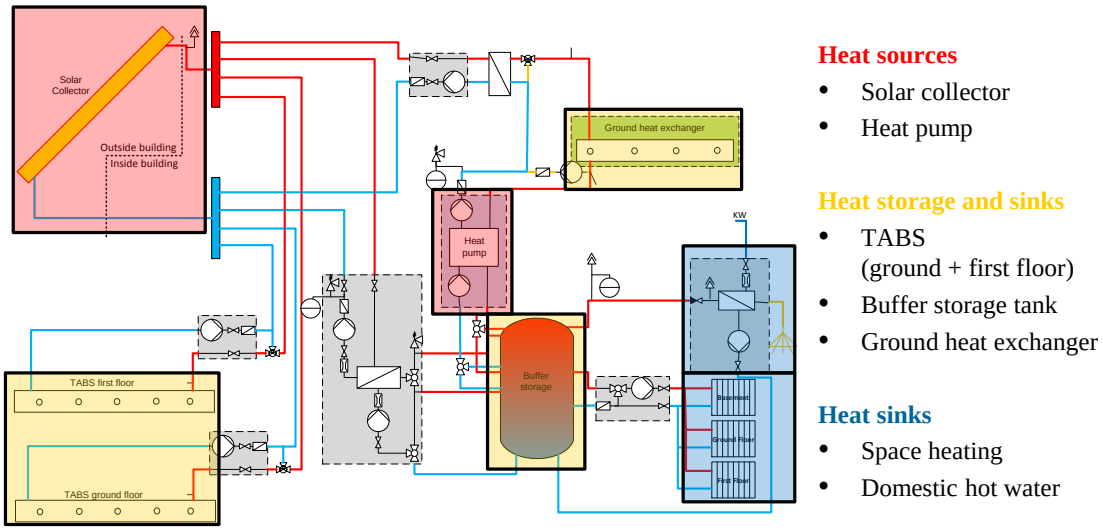


Fig. 3: Scheme of the hydraulic concept of the experimental building including the main components energy balance rooms.

Data analysis concept

We present the system indicators measured during the time period between April 2015 and March 2016 at annual and monthly scales. For further analysis, measurements will be compared to the results of system simulations based on a set of equivalent, historical weather data which had been identified from measurements in the same region during 1989 - 2001. This approach was mandatory for the following reasons:

- Some meteorological data required for the simulation were not measured with the test building, e.g. the ratio of diffuse and direct irradiation, sky temperature, wind speed and ground temperatures.
- Over the course of a year, partially shading of the solar collector and the irradiation sensor occurs, effecting localized signals to sensors and the collector.
- Missing reliable data for the inhabitant's behavior. Room temperatures are not measured building-wide, air change or shading cannot be registered directly at all.

- Some sensor values are considered to be representative for a large area or a component with a wide spread. Examples are again room temperatures but also the core temperatures of the buildings slabs, which are measured with a single sensor and assumed to be equal for the whole room or component.

Hence, to provide consistent simulation parameters, suitable historical weather data are used. As similarity indicators the annual irradiation (on the 45° south inclined surface), the mean ambient temperature and the degree-day numbers are employed and the similarity of the historical and in-situ data are judged by means of least square fit. As result, the best fit was assigned to the weather data of year 1994 which also shows good comparability at monthly scale; hence the 1994 weather data is used as climate environment for the simulations in the sequel. The respective similarity indicators are given in Tab. 2. The remaining differences between the two periods is small indeed, but has to be kept in mind when concluding the results.

Tab. 2: Comparison of the indicator values of the measured year 2015/16 and the historical weather data of Hanover 1994

	Measurement 2015/16	Hanover 1994
Irradiation (45°)	1146 kWh/m²	1185 kWh/m²
Degree-day number	3382 Kd	3312 Kd
Mean temperature	10,3 °C	10,7 °C

The useful energy demand, i.e. the energy emitted via the radiators and the domestic hot water, applied to the simulations is adjusted to the measured useful energy of the test building. The simulated space heating energy demand is adapted based on a mean room temperature. To compensate for the situation of partially heating of the building during the monitoring period, the simulations regard a slightly reduced indoor temperature of 19.1 °C. The resulting useful energy demand for space heating (via the radiators) is 5360 kWh/a. The amount of tapped hot water has not been measured. Instead the existing standard domestic hot water demand profile according to IEA Task 44 in Weiss (2003) and Dott (2012) has been adapted to match the respective energy demands of measurement and simulation. Again to adjust to the situation of reduced building usage, the demand profile was scaled by a factor of 0.46 (original data refer to four inhabitants). The resulting energy demand for domestic hot water preparation is 995 kWh.

4. Measurement and simulation results

The following analysis considers measurement and simulation outcomes of the new solar house concept. The comparison is conducted following the method described above. In the first step, annual calculations of the main indicators are compared. In the second part further details are outlined at monthly scale. The following section also concludes the experiences of the peak load tests, which were conducted during February and March 2016.

Annual results

Tab. 3 compares some of the main indicators of both the measured and the simulated building concept which characterize the system performance.

While the overall annual collector yield of ca. 275 kWh/m²a differs slightly only (by 1 %) between measurement and simulation, the spatial supply distribution of the produced solar heat exhibits some differences. The measured energy delivered to TABS contributes by 48 % to the overall solar heat produced, while in the simulation the same share is 64 % (a difference of about 1300 kWh). Analysis of the test building´s runtimes shows that TABS are fed by the collector about 25 % shorter than in the simulation. The reasons might be a lower collector performance, larger dead band temperatures or more frequent lock waits due to room temperatures exiting the controller´s high limit cut out during the measurement phase.

The lower energy input in TABS in the test building is then compensated by a higher energy input to the storage tank. Consequently, a respective difference of 1300 kWh occurs between measured and simulated storage input, too, such that in sum, the overall energy transfer between TABS and storage input are compensated. The remaining difference of the overall annual data of 1% is leveled by a slightly higher amount

of energy transferred to the GHX while runtimes are almost equal. The stagnation time of the solar collector is 48 h for the simulated system. This only occurs in rare events of GHX outlet temperatures exceeding 25 °C (which is the maximum evaporator inlet temperature of the HP). Since the collector temperature has not been measured, stagnation hours could not be detected directly during the monitoring period.

Tab. 3: Annual results of measurement from April 2015 to March 2016 and simulation based on Hanover weather data of 1994 for the new solar house concept

	Measurement 2015/16	Simulation 1994	Difference
Total solar collector yield	8525 kWh (274 kWh/m²)	8610 kWh (276 kWh/m²)	+1 %
To TABS ground floor	1949 kWh (23 %)	2893 kWh (34 %)	+48 %
To TABS first floor	2150 kWh (25 %)	2593 kWh (30 %)	+21 %
To storage	2844 kWh (33 %)	1573 kWh (18 %)	-45 %
To GHX	1295 kWh (15 %)	1094 kWh (13 %)	-16 %
Solar fraction	52 %	54 %	+4 %
Energy HP → Storage	6438 kWh	6006 kWh	-7 %
Total electricity demand	2173 kWh	1875 kWh	-14 %
SPF	3,45	3,69	+7 %

Little deviations exists for the solar gains. The difference between solar fraction of measured and simulated test house is 4%. Slight difference occurs for the energy delivered to the storage by the HP (-7%). Accordingly, the SPF of the HP is 7 % higher in reality than simulated and for the same reason, the total electricity demands differ by 14 %. The difference of the SPF can be explained by the following reasons:

- During October and November 2015, the system controller caused a problem which lead to unnecessary HP running on high temperature level. A major part of that energy got lost via the solar collector to ambient which may explain the 400 kWh higher storage input.
- As of Tab. 2 there are some residual differences in the weather data used for simulation. The mean annual ambient temperatures differ by 0.4 K only, however, between October and March the differences are slightly higher (about 0.7 K). This influences the demand of SH energy and also affects the GHX temperatures.
- The space heating zone inside the storage tank exhibits a mean temperature which is 3.8 K higher during the monitoring 2015/16 as compared to the simulations. This is most likely caused by a lower stratification efficiency of the real storage tank compared to its model. Additionally, the slightly lower ambient temperature mentioned above also has a little impact on the demand supply temperature level of the SH which is calculated with regard to the ambient temperature.

All despite this, the remaining energy demand is very low, especially when considering the sometimes imperfect performance of the system during the first year due to its commissioning. The overall electricity demand (including all electric loads necessary for the annual heat supply) is 2173 kWh or 8 kWh per m² of heated area. Considering primary energy demand, this is passive house level although the measurement period includes commissioning tests and dysfunctions during the first months in 2015 as well as peak load tests during February and March 2016.

Monthly results

To rationalize why a significantly higher share of solar energy is delivered to the storage and how this affects the system performance, Fig. 4 displays diagrams of the monthly solar energy yield distributed to the storage tank and the TABS.

The diagram on the left refers to simulation results which have been concluded in Tab. 3. These are based on a specific parameterization of the storage tank through the design heat loss rate of 5.2 W/K and also taking into account heat losses by thermal bridges and internal recirculation flows according to Wilhelms (2008). The diagram of Fig. 4 (left) shows a pronounced deviation of storage energy inputs between measurement and

simulation during the summer months: here, the measured energy input is 45 % higher between May and August than simulated. Since in this time period the only heat demand results from DHW tapping, which is the same amount at measurement and simulation, the difference must be the consequence of significantly deviating heat losses of the storage tank.

As consequence of this, the test house´s storage heat loss rate has been calculated to 7.8 W/K. Some physical reasoning for this could be identified: Considerably circulating flows between the storage tank and its adjacent components (HP and fresh water unit) were located. These flows have been detected with help of the analysis of detailed measurement data and occurred despite the installation of heat traps at the related storage connections. Although further evaluation of thermal bridges supported by thermography did not show any additional indications, other heat loss paths cannot be excluded completely, either. Given by the adverse position of the temperature and mass flow sensors, heat losses of the solar heat transfer unit and the piping are also included in the measured energy delivered to the storage. In consequence to that, the simulation model has been adapted considering these additional heat losses.

The measured overall energy delivered to TABS according to Tab. 3 is almost 1400 kWh lower than in the simulation. As Fig. 4 displays, this difference essentially occurs during the spring and autumn months. This deviation may be rationalized by taking into account passive solar gains and air change rates. The simulated building has an automatic external shading of all east, south and west oriented windows with a threshold total irradiation of 300 W. The air change rate is 0.4 h^{-1} with an optional night ventilation of 2 h^{-1} once the room temperature exceed 26 °C. The monitored test building, in contrast, has to be shaded manually and additional, not all of the windows are equipped with effective external shadings. On the other hand, the real air change is low as a consequence of the reduced building usage. As consequence, the simulated passive solar gains are underestimated while the heat losses due to ventilation are overestimated. Though, the TABS threshold room temperature in both cases is 24 °C. If the temperature hysteresis between room and threshold room temperature is lowered by higher solar gains and lower air change the potential for energy delivery by TABS is lowered as well. In sum, this explains the higher active solar energy input to the simulated building.

Taking into account adjusted storage heat losses, improved simulation results are displayed in the right diagram of Fig. 4. We see that the mean deviation between measured and simulated solar energy inputs to the storage tank from May to August has now decreased to 10 %. The measured system performance indicators used in Tab. 3 are again given in Tab. 4 and compared to the new simulation results of the model with matched storage heat losses including the losses of the solar heat transfer station.

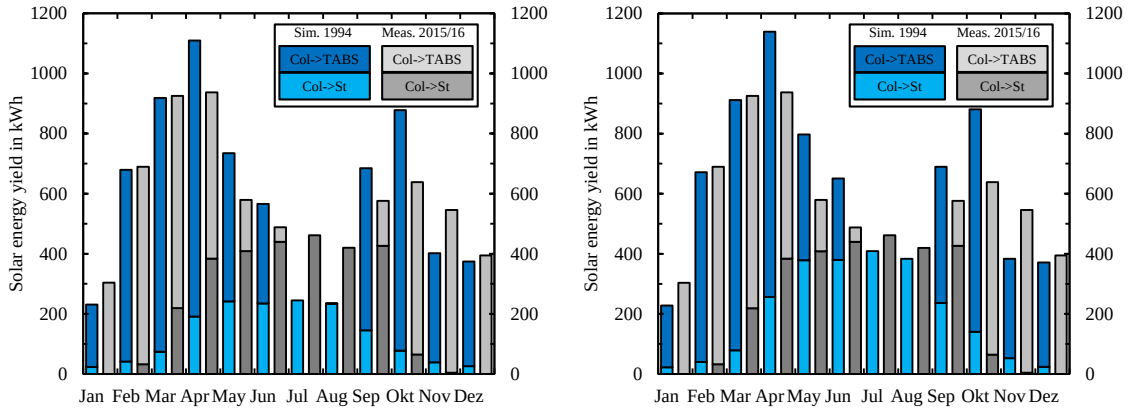


Fig. 4: Comparison of monthly solar energy distribution to storage (St) and TABS for simulation (blue bars) and measurement (grey bars), simulated with design storage heat loss rate (5.2 W/K, left diagram) and heat loss rate of the measured storage (7.8 W/K, right diagram) including heat losses of the solar heat transfer unit

When comparing Tab. 3 and Tab. 4 a slight increase of the solar collector yield is visible. Also the distribution of the solar heat to TABS and storage has changed. The improved results indicate TABS get a 6 % lesser share while the storage supply rises by 9 %. Due to elevated heat losses regarded by the new parameters, the heat transferred to the storage by heat pump also increases by more than 250 kWh. Together with a slight decrease of HP efficiency, the total electricity demand rises by 100 kWh. The solar fraction of eq. 2, in this case it yet

rises to 55 % since the solar yield rises stronger than the heat supplied by HP.

Compared to the measurements, it can be concluded that the difference in solar collector yield increases while the distribution of the solar energy to the different sinks now fits much better. With a solar yield now being a little higher than measured, the performance of the HP, its heat delivered to the storage tank and the total annual electricity demand moves closer to the measured results. Although the shares of the solar heat sinks do not fit perfectly, the order of the heat distribution can be approximated quiet well by the simulation. The remaining difference is most likely caused by the different shading and air change parameters.

Tab. 4: Annual results of measurement 2015/16 and simulation (Hanover, 1994) for the new solar house concept with matched storage heat losses

	Measurement 2015/16	Simulation 1994 (matched storage losses)	Difference
Total solar collector yield	8525 kWh (274 kWh/m²)	8891kWh (285 kWh/m²)	+4 %
To TABS ground floor	1949 kWh (23 %)	2610 kWh (29 %)	+34 %
To TABS first floor	2150 kWh (25 %)	2503 kWh (28 %)	+16 %
To storage	2844 kWh (33 %)	2402 kWh (27 %)	-16 %
To GHX	1295 kWh (15 %)	920 kWh (10 %)	-29 %
Solar fraction	52 %	55 %	+6 %
Energy HP → Storage	6438 kWh	6260 kWh	-3 %
Total electricity demand	2173 kWh	1974 kWh	-9 %
SPF	3,45	3,66	+6 %

Peak load tests

From February 23rd to March 29th, the new solar active house system of the test building has been stressed by a peak load test. It was aiming at the evaluation of the remaining thermal backup of the system, especially of the HP and its GHX source as auxiliary heat supply, under practical conditions. A higher load shall be obtained by increasing the room set temperature on the one hand while reducing the available GHX area by 50 % to about 85 m² on the other. This leads to a more frequent HP operation while the heat pump´s energy source is significantly smaller.

For the realization of a higher room set temperature the inhabitants have been instructed to adjust the radiator´s thermostats by a certain amount. The remaining heating circuit parameters have not been changed, so the threshold room temperature of the TABS remains 24 °C. The resulting mean daily room temperatures of BA, GF and FF during the peak load test are displayed in the right diagram of Fig. 5.

The distribution of the room temperatures remains the same as before the peak load tests. Due to the higher temperature of the utility room situated in the basement, this floor shows the highest temperatures, followed by the GF. As only few rooms of the FF are heated, it has the lowest temperature level. The mean overall temperature ($T_{r,m}$) increases by almost 2.5 K to 22 °C. A related simulation study reveals that this higher room temperature means an increase of the energy demand for SH of 36 %.

The diagram on the right of Fig. 5 displays the soil temperatures ($T_{soil,m}$) measured between the GHX pipes, the daily minimum of the GHX in- and outlet temperatures ($T_{GHX,in,min}$ and $T_{GHX,out,min}$) and the ambient temperature (T_{amb}) during the peak load test. The beginning of the test is clearly remarkable since the daily minimum temperatures of GHX in- and outlet decrease by almost 2 K. Both minimum temperatures remain below zero for the whole test period. While the mean runtime of the HP remains around 20 minutes, the number of cycles of HP operation increases. The reduced GHX area has been achieved by a reduced number of parallel circuits has also been reduced from four to two. This leads to a higher mass flow through the remaining circuits which, in combination with the lower heat exchanger area, also leads to a decrease of fluid temperatures. It is remarkable that the mean soil temperature measured right between the GHX pipes which are arranged with a distance of 0.5 m shows hardly no affection by this temperature decrease. Its temperature runs in closer

accordance to the ambient temperature.

However, the soil temperature at the beginning of the peak load test is almost exactly the same as at the end of the test which most reasonably is caused by the further increasing ambient temperature at the beginning of March. The grey area of the right diagram shows the slowly decreasing amount of energy which is withdrawn from the GHX while the blue area of the left diagram indicates that a significant share of SH energy is already delivered by TABS. In effect, the system withstands the higher thermal loads despite the significantly smaller GHX area very well. Nonetheless, it has to be concluded that the test has been performed quite late in the heating season and with insufficient load demand for a significant stress of the auxiliary heater to its limit. Anyway, the test clarified that the system concept provides considerably heating reserves, which corresponds to recent outcomes of system.

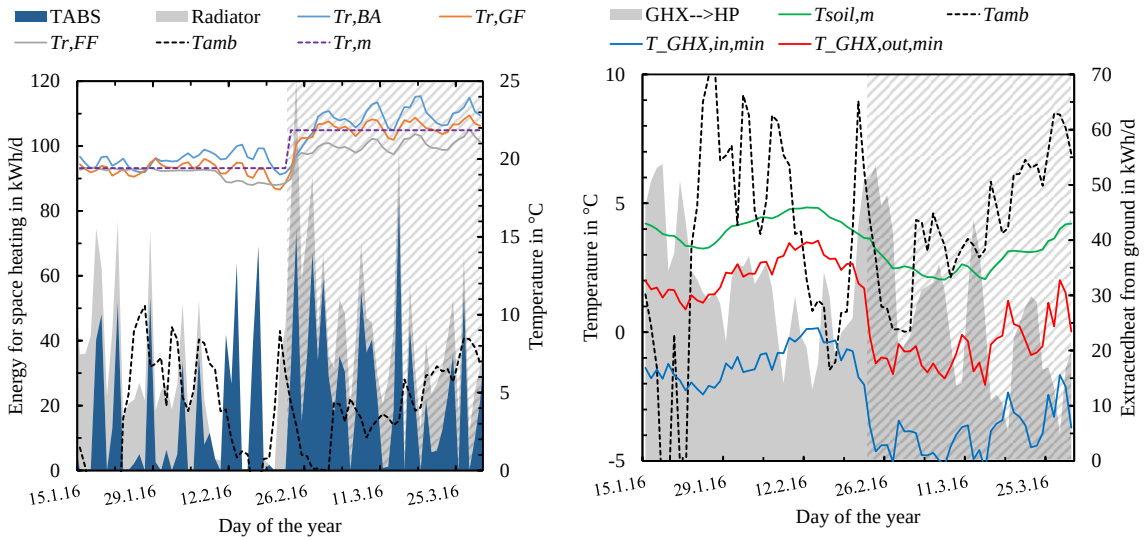


Fig. 5: Room and GHX temperatures during the peak load test, test period in both diagrams marked with hatching Room temperatures during peak load tests (left): Energy transferred to space heating from TABS and radiators, room temperatures in basement (*Tr,BA*), ground floor (*Tr,GF*), first floor (*Tr,FF*) and mean temperature (*Tr,m*), Ground temperatures during peak load tests (right): Energy transferred from GHX to HP (GHX→HP), mean soil temperature (*Tsoil,m*), ambient temperature (*Tamb*), minimum in- (*T_GHX,in,min*) and outlet temperature (*T_GHX,out,min*)

Conclusion and outlook

The measurement results of the first year show that the new solar active house concept is already working very satisfying although several initial malfunctions and issues which had to be solved lowered the systems performance. The measured solar fraction of 52 % is already within the expectations. With a remaining overall electricity demand of 8 kWh/m² the primary energy demand is very low. The comparison to system simulations shows a good correspondence but also reveals higher storage heat losses than expected. The losses can mainly be affiliated to unwanted circulating flows through heat pump and fresh water unit. Though heat traps have been provided by the installer as well as a good pipe and component insulation, backflow preventers in the prefabricated components hydraulics were missing almost completely.

The peak load test which has been performed at the end of the heating season was not intensive enough to show the backup heaters limit. Anyway, the current system configuration appears to be well prepared for seasons with higher energy demands. The GHX area might prospectively be further reduced which should be object of further simulation studies.

The missing backflow preventers have now been added, the improvements of controller algorithms, parameters, hydraulics and different performance tests are finished. The GHX temperature has been fully recovered after the end of the peak load test within two months. Since June 2016 a second measurement period is running. The aim is to get results of a full year´s period with optimized system performance and no further interference to identify the concepts full potential under practical conditions.

5. Acknowledgement

The project SH-T-Opt Exp (FKZ 032559) is funded by the German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy based on a decision of the German Federal Parliament. Project partners of the ISFH are *HELMA Eigenheimbau AG, Lehrte* and *RESOL Elektronische Regelungen GmbH, Hattingen*. The authors are grateful for the financial support. The content of this paper is in the responsibility of the authors.

6. References

Dott, R. et al., The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38, PartB: Buildings and Space Heat Load, a technical report of subtask C, Report C1 Part B, University of Applied Sciences Nordwestschweiz, Muttenz, 2012

Glembin et al., Development of a Concept for the Temperature-Optimized Heat Production in Solar Active Houses, Proceedings of Eurosun Conference, September 18th-20th 2012, Rijeka, Croatia

Glembin et al., Solar Active Building with Directly Heated Concrete Floor Slabs, SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, September 23rd-25th 2013, Freiburg, Germany

Glembin et.al., New Control Strategy for Solar Thermal Systems with Several Heat Sinks, Proceedings of Eurosun 2014 Conference, September 16th-19th 2014, Aix-les-Bains, France

Palillon P., Souyri B., Achard G., A new concept for the direct solar floor heating system, proceedings of ISES Solar World Congress, 23.-27. August, Budapest, pp 2328/2234, 1993

Verein Deutscher Ingenieure, VDI 4640 Blatt 1 - Thermische Nutzung des Untergrunds - Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, Dezember 2011

Weiss, W. (ed.). Solar Heating Systems for houses, a design handbook for solar combisystems, James & James Ltd, London, 2003

Wilhelms, C., et al.: Serienverschaltung von Solarspeichern - eine sinnvolle Systemtechnik?, 18. Symposium OTTI Solar-thermie, Bad Staffelstein, 2008

Erstes Betriebsjahr eines neuartigen Sonnenhauskonzepts - Messergebnisse und Simulationen

J. Steinweg

Institut für Solarenergieforschung GmbH Hameln (ISFH)

Am Ohrberg 1, D-31860 Emmerthal

Tel.:+49-(0)5151-999-647 Fax:+49-(0)5151-999-600

E-Mail: steinweg@isfh.de

Internet: www.isfh.de

1. Einleitung

Aktuelle Sonnenhauskonzepte kombinieren große Kollektorflächen (30…40 m²) und Pufferspeicher (bis zu 10 m³ und mehr im Einfamilienhaus) mit Holzfeuerung als Nachheizung. So erreichen sie sowohl hohe solare Deckungen (>50 %) als auch einen geringen Primärenergiebedarf. Das in diesem Beitrag beschriebene neue Konzept hat gleiche Ansprüche an die Energieeffizienz, bei deutlich reduziertem Speichervolumen von etwa 1 m³. Dadurch kann der Speicher komplett im Heizungsraum untergebracht werden, was das Konzept auch für die energetische Sanierung von Bestandsgebäuden attraktiv macht. Dieser Ansatz spart nicht nur kostenintensiven umbauten Raum im Gebäude sondern ermöglicht auch eine deutlich bessere Zugänglichkeit der gesamten Systemkomponenten für Wartungs- und Instandsetzungsarbeiten.

Das entstehende Defizit an Speicherkapazität wird teilweise durch den Einsatz einer direkt solarthermischen Aktivierung der bereits im Gebäude vorhandenen Bauteilmassen kompensiert. Dieser Ansatz ist bereits in den 1990er Jahren durch (Papillon 1993) untersucht worden und bietet signifikante Vorteile. Aufgrund der sehr geringen Betriebstemperaturen der Bauteilaktivierung (BTA), typischerweise kaum höher als die Raumsolltemperatur, kann ein bedeutender Kollektorertrag bereits bei geringer Einstrahlungsintensität generiert werden. Dies ist besonders in den einstrahlungsschwachen Wintermonaten von großem Vorteil.

Die Nachheizenergie wird von einer Kompressionswärmepumpe (WP) geliefert, die einen sehr klein dimensionierten Erdwärmekollektor (EWK) als Quelle nutzt. Eine Verbindung von Sonnen- und Erdwärmekollektor ermöglicht die frühjährliche Regeneration mittels solarthermischer Wärme. Im Gegenzug kann der EWK dazu beitragen die sommerliche Stagnation des Solarkollektors zu verhindern, sodass dieser stets in Betriebsbereitschaft bleibt. Das neue Konzept umfasst auch eine innovative Regelstrate-

gie zur temperaturoptimierten Verteilung der Sonnenwärme auf die drei unterschiedlichen Senken, deren Entwicklung durch Komponenten- und Systemsimulationen maßgeblich vorangetrieben wurde (Glembin 2012, 2013 und 2014). Für praxisnähere Untersuchungen ist ein Testgebäude geplant, gebaut und mit den Systemkomponenten entsprechend der Ergebnisse der Simulationsstudien ausgestattet worden. Dieser Beitrag präsentiert Messergebnisse des ersten Betriebsjahrs von April 2015 bis März 2016, mit einem Fokus auf der Funktionsfähigkeit und Leistungsfähigkeit des Systems, durch monatliche und jährliche Bilanzen.

2. Systemkonzept und Testgebäude

Abbildung 1 zeigt die vorgesehenen Energieströme des Solarkollektors, der Wärmepumpe und der unterschiedlichen Senken für Solar- und Nachheizwärme. Im Gegensatz zu üblichen Sonnenhaussystemen mit einem zentralen Speicher als einzige Senke muss der Kollektor auf drei verschiedene Senken arbeiten können. Ein im Forschungsprojekt neue entwickelter Regelungsalgorithmus (Glembin 2014) verteilt die vom Kollektor gelieferte Energie temperaturoptimiert mit dem Ziel der Maximierung der Endenergieeinsparung. Dieser Strategie folgend können sowohl BTA als auch Pufferspeicher positive Bedarfssignale senden. Der Regler ermittelt in diesem Fall die jeweilige Senke, auf die der Kollektor zum aktuellen Zeitpunkt mit maximaler Leistung arbeiten kann. Dies kann sowohl die Senke mit höherer Ladepriorität als auch geringerer Bedarfstemperatur sein. So kann der Kollektor oft gezielt auf sehr geringen Betriebstemperaturen ab 20 °C arbeiten, wenn z.B. die BTA Bedarf meldet, oder sogar mit noch geringeren Temperaturen bis 5 °C für den Fall der Erdreichregeneration im Winter.

Das Testgebäude ist mit einer Wohnfläche von 270 m² auf drei Geschossen (Keller, Erd- und Obergeschoss) im Stadtgebiet von Hannover errichtet worden. Der Raumheizbedarf beträgt gemäß Energieausweis 39 kWh/m²a. Das Gebäude ist mit einer thermischen Kollektorfläche von ca. 30 m², südorientiert und um 45° geneigt, ausgestattet. Die BTA, die auf maximale Leistungsfähigkeit bei minimalem Aufwand als Grundlastheizung entsprechend der Simulationsstudien aus (Glembin 2012) ausgelegt wurde, ist in den jeweiligen Zwischendecken Keller/Erdgeschoss und Erd-/Obergeschoss integriert. Ebenfalls aus Kostengründen ist jede Zwischendecke auch nur einkreisig mit zentraler Temperaturregelung ausgestattet. Im Heizraum ist ein einfacher Pufferspeicher mit 1 m³ Speichervolumen installiert, der den Trinkwarmwasserbedarf und die konventionelle Raumheizung über den zusätzlichen Radiatorheizkreis bedient. Der Speicher kann sowohl über die Solaranlage als auch über eine WP beheizt werden. Ein klein dimensionierter horizontaler EWK mit einer Gesamtfläche von 170 m² dient sowohl als Quelle der WP als auch als Wärmesenke für den Solarkollektor für sommerliche Überkapazitäten. Durch diese synergetische Kombination können Stagnationsstunden auf nahezu null reduziert und der Kollektor den ganzen Sommer durch

in Betriebsbereitschaft gehalten werden. Im Gegenzug wird der EWK bereits im Frühling vollständig regeneriert und kann deutlich kleiner dimensioniert werden als üblicherweise nach VDI 4640 (VDI, 2010) empfohlen. Abbildung 2 zeigt eine Konzeptskizze des Gebäudes und ein Foto nach Fertigstellung.

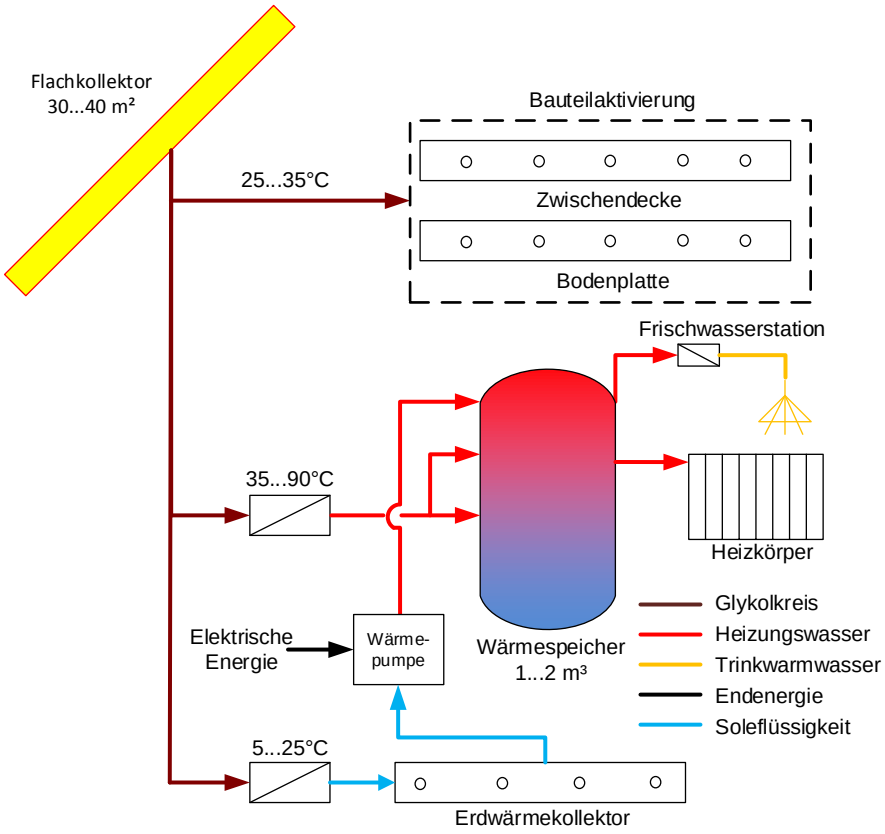


Abbildung 1: Schematische Darstellung des neuen Wärmeversorgungskonzepts (die Linien symbolisieren Energieflüsse)

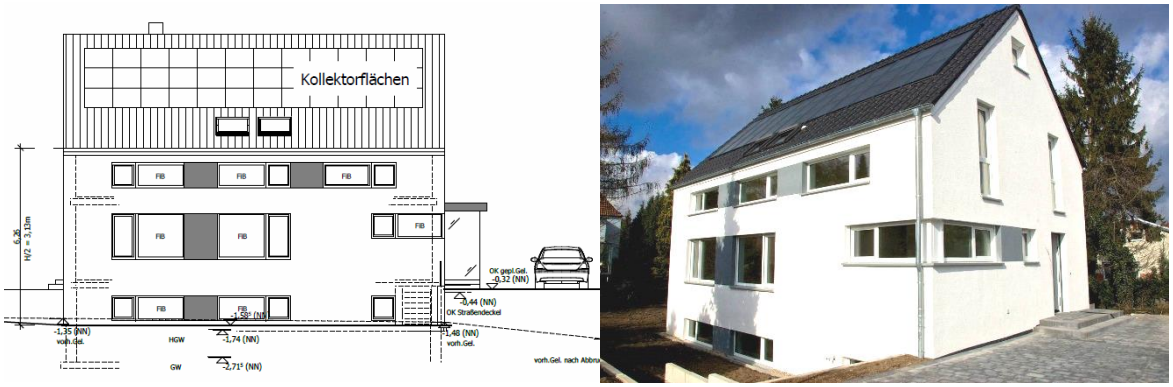


Abbildung 2: Zeichnung des Testgebäudes während der Konzeptphase (links) und Foto des fertigen Gebäudes nach der Inbetriebnahme im Januar 2015 (rechts)

Eine mechanische Lüftung ist nicht vorgesehen worden, stattdessen wird auf Fensterlüftung durch die Bewohner gesetzt. Die Fenster des EG auf der Süd-, Ost- und Westfassade sowie die Bad- und Schlafzimmerfenster des OG sind mit außenliegenden Verschattungselementen ausgestattet (manuelle Steuerung). Die anderen Fenster besitzen teilweise von innen durch die Bewohner angebrachte Verschattungselemente.

Während der gesamten Messphase ist das Gebäude von 2 Personen bewohnt. Weitere Parameter der wichtigsten gebäudetechnischen Komponenten sind in Tabelle 1 enthalten.

Tabelle 1: Allgemeine Parameter der wesentlichen Systemkomponenten des Testgebäudes

Solarthermischer Kollektor	Dachintegriert, 45° geneigt und nach Süden ausgerichtet, 30 m² Aperturfläche
Wärmepumpe	Sole-Wasser WP, 8 kW thermische Leistung bei 2 kW Kompressorleistung
Horiz. Erdwärmekollektor	170 m² Fläche in vier Kreisen (ohne Erschließungsleitungen), PE-Rohr mit 0,5 m Verlegeabstand
Solarthermische Bauteilaktivierung	Ca. 160 m PEX-Rohr je Etage mit 0,5 m Verlegeabstand, bifilare Verlegung, direkt an den Glykolkreis des Solarkollektors angeschlossen

3. Messung und Auswertung

3.1 Messkonzept

Insgesamt ermöglichen 65 Sensoren innerhalb und außerhalb des Gebäudes eine detaillierte Erfassung der Umgebungsbedingungen und Betriebszustände sowie der Leistungsfähigkeit des Konzepts. Die aufgenommenen Daten werden dabei zuerst verwendet, um die technische Funktionsfähigkeit des Systems und aller Komponenten zu ermitteln und ggf. Fehlfunktionen zu identifizieren. Des Weiteren werden anhand der Messdaten verschiedene Auswertegrößen berechnet, die Auskunft über die Leistungsfähigkeit des Systems geben. Dazu gehören der Solarertrag Q_{sol}, die solare Deckung f_{sol}, der Endenergiebedarf Q_{EE} und die Jahresarbeitszahl der WP JAZ_{WP}. Die Berechnungen sind wie folgt definiert:

$$Q_{sol} = Q_{St} + Q_{BTA,EG} + Q_{BTA,\mathrm{OG}} + Q_{EWK} \quad (1)$$

$$f_{sol} = \frac{Q_{St} + Q_{BTA,\mathrm{EG}} + Q_{BTA,\mathrm{OG}}}{Q_{St} + Q_{BTA,EG} + Q_{BTA,OG} + Q_{WP,St}} \quad (2)$$

$$Q_{EE} = W_{el,WP,\mathrm{Kon}} + W_{el,WP,\mathrm{Aux}} + W_{el,P} + W_{el,\mathrm{R}} \quad (3)$$

$$SPF = \frac{Q_{WP,St}}{W_{el,WP,\mathrm{Kon}} + W_{el,\mathrm{WP},Aux}} \quad (4)$$

Q_{sol}	Solarertrag des Kollektors in kWh
Q_{St}	An Speicher gelieferte Solarenergie in kWh
$Q_{TABS,\frac{EG}{OG}}$	An BTA (EG/OG) gelieferte Solarenergie in kWh
Q_{EWK}	An EWK gelieferte Solarenergie in kWh
$Q_{WP,St}$	Von WP an den Speicher gelieferte Energie in kWh
$W_{el,WP,\mathrm{Kon}}$	Elektrische Energieaufnahme des WP Kompressors in kWh
$W_{el,WP,Aux}$	Elektrische Energieaufnahme des WP Heizstabs in kWh
$W_{el,P}$	Elektrische Energieaufnahme der Pumpen in kWh
$W_{el,R}$	Elektrische Energieaufnahme des Systemreglers, inkl. aller Ventile, in kWh

Die Systemkomponenten, deren hydraulische Verschaltung und die Systemgrenzen der Energiebilanzierung sind in Abbildung 3 dargestellt. Die thermischen Energieströme werden durch Bilanzierung von Massenströmen und Temperaturdifferenzen vorgenommen, die entweder als Wärmemengenzähler oder kalibriert als Messpaare zusammengestellt worden sind. Die Wärmesenken (Raumheizung und Trinkwarmwasserbereitung, blau markiert in Abbildung 3) werden durch Wärmemengenzähler erfasst. Die elektrische Leistungsaufnahme der WP, der Pumpen, Ventile und Regler werden durch Leistungsmessgeräte gemessen. Der thermische Komfort in repräsentativen Wohnräumen im KG, EG und OG des Gebäudes wird durch kombinierte Temperatur-, Luftfeuchte- und CO2-Sensoren erfasst. Dies ermöglicht eine qualitative Bewertung des Luftwechsels und der Luftqualität im Gebäude. Die Erfassung der Messdaten erfolgt alle 30 Sekunden.

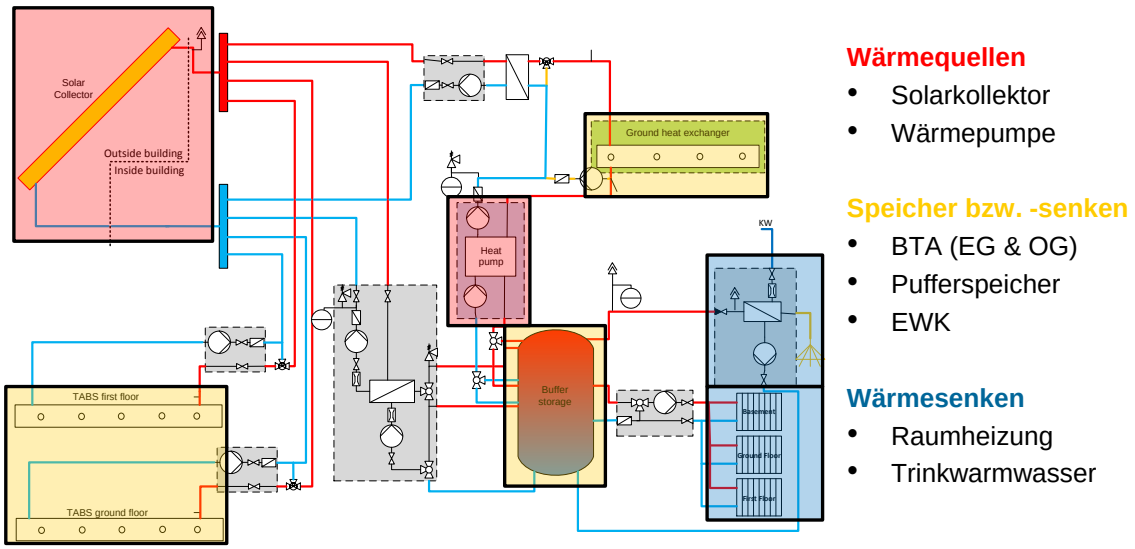


Abbildung 3: Hydraulikskizze des Systemkonzepts im Testgebäude mit den wesentlichen Komponenten für die Energiebilanzierung

3.2 Auswertungskonzept

Der Beitrag zeigt Bewertungsgrößen, deren Messdaten im Zeitraum von April 2015 bis März 2016 in monatlichen und jährlichen Auflösungen bilanziert werden. Für eine weitergehende Analyse werden zudem Messdaten mit Systemsimulationsergebnissen vergleichen. Die Wetterdaten für den Standort Hannover als Input des Simulationsmodells basieren nicht auf den am Testgebäude gemessenen Daten, sondern auf einem vergleichbaren, historischen Wetterdatensatz, der aus einer Auswahl von zwölf Jahren (1989-2001) bestimmt wurde. Dieses Vorgehen war aus den folgenden Gründen notwendig:

- Einige für die Simulationsmodelle wichtige Daten sind am Testgebäude nicht gemessen worden. Dazu zählen Diffus- und Direktstrahlungsanteile, Himmelstemperatur, Windgeschwindigkeit und Erdreichtemperaturen.

- Der Strahlungssensor am Testgebäude ist im Laufe des Jahres mehrfach und abweichend vom Kollektorfeld partiell oder vollständig verschattet gewesen.

- Messwerte einiger Sensoren müssen z.T. als repräsentativ für große Bereiche oder Komponenten angenommen werden, beispielsweise Raumtemperaturen, die an einer Stelle im Raum gemessen wurden und repräsentativ für die gesamte Etage angenommen werden, Erdreichtemperaturen am EWK oder die Bauteiltemperatur der thermisch aktivierten Elemente.

Um trotzdem konsistente Simulationsrandbedingungen zu bekommen sind historische Wetterdaten eingesetzt worden. Als Bewertungsgrößen für die Vergleichbarkeit sind monatliche Einstrahlungssummen, mittlere Außentemperaturen und Gradtagzahlen herangezogen und über die Summen der quadratischen Abweichung bewertet worden. Aus diesem Vorgehen resultiert die Auswahl des Wetterdatensatzes aus dem Jahr 1994, die Bewertungsgrößen als Jahreswerte sind in Tabelle 2 den Werten aus der Messperiode 2015/16 gegenübergestellt. Die verbleibenden Abweichungen der Wetterdaten von 2015/16 und 1994 sind zwar klein, müssen jedoch stets beim Auswerten der Ergebnisse bedacht werden.

Tabelle 2: Vergleich der Bewertungsgrößen der Messperiode 2015/16 mit dem historischen Wetterdatensatz Hannovers für 1994

	Hannover 2015/16	**Hannover 1994**
Einstrahlung (45°)	1146 kWh/m²	1185 kWh/m²
Gradtagzahl	3382 Kd	3312 Kd
Mittlere Außentemp.	10,3 °C	10,7 °C

Die Nutzenergiebedarfe in der Simulation, also die an das Gebäude gelieferte Heizwärme sowie die für die Trinkwasserbereitung verwendete Energie, sind an den im Testgebäude gemessenen Bedarf angepasst. Der simulierte Raumheizbedarf ist dabei durch eine Anpassung der durchschnittlichen Soll-Raumtemperaturen angeglichen worden. Durch die zeitweise nicht vollständige Beheizung der Räume bedeutet das eine über die Heizperiode gemittelte Raumsolltemperatur von 19,1 °C. Der resultierende Heizwärmebedarf (der Radiatorheizung) beträgt 5360 kWh/a. Die gezapfte Warmwassermenge ist nicht messtechnisch erfasst worden. Stattdessen ist ein standardisiertes Zapfprofil aus dem IEA Task 44 nach (Weiss 2003) und (Dott 2012) als Grundlage über eine Skalierung an den tatsächlichen Energiebedarf angepasst worden. Das ursprünglich für einen Vierpersonenhaushalt gemachte Zapfprofil ist daher mit dem Faktor 0,46 skaliert worden. Der resultierende Energiebedarf für die Warmwasserbereitung beträgt 995 kWh/a.

4. Mess- und Simulationsergebnisse

Die folgende Analyse vergleicht Mess- und Simulationsergebnisse des neuen Sonnenhauskonzepts. Der Vergleich folgt dabei dem oben beschriebenen Ansatz. Im ersten

Schritt werden Bewertungsgrößen auf Basis von Jahresbilanzen verglichen. Im zweiten Schritt werden weitere Details auf Basis von Monatswerten herausgearbeitet. Nachfolgend werden ebenfalls Erfahrungen eines Stresstests des Systems erläutert, der während der Messperiode im Februar und März 2016 stattfand.

4.1 Ergebnisse auf Basis von Jahresbilanzen

Tabelle 3 vergleicht die oben definierten Bewertungsgrößen aus den Messdaten des Testgebäudes mit denen der Systemsimulation.

Tabelle 3: Jahreswerte des neuen Sonnenhauskonzepts aus Messung 2015/16 und Simulation 1994 für den Standort Hannover im Vergleich

	Messung 2015/16	**Simulation 1994**	**Differenz**
Solarertrag gesamt	8525 kWh (274 kWh/m²)	8610 kWh (276 kWh/m²)	+1 %
An BTA EG	1949 kWh (23 %)	2893 kWh (34 %)	+48 %
An BTA OG	2150 kWh (25 %)	2593 kWh (30 %)	+21 %
An Speicher	2844 kWh (33 %)	1573 kWh (18 %)	-45 %
An EWK	1295 kWh (15 %)	1094 kWh (13 %)	-16 %
Solare Deckung	52 %	54 %	+4 %
Energie WP→Speicher	6438 kWh	6006 kWh	-7 %
Strombedarf gesamt	2173 kWh	1875 kWh	-14 %
JAZ	3,45	3,69	+7 %

Während der spezifische Kollektorertrag von etwa 275 kWh/a zwischen Messung und Simulation nur um 1 % abweicht, zeigt die Verteilung der Solarwärme auf die verschiedenen Senken doch deutliche Unterschiede. Die an die BTA gelieferte Solarenergie macht laut Messung 48 % des gesamten Solarertrags aus, während laut Simulation der Anteil bei 64 % liegt (ein Unterschied von 1.300 kWh). Eine Analyse der im Testgebäude aufgezeichneten Betriebszeiten der BTA zeigen, dass die BTA Beladung in Summe etwa 25 % weniger Betrieb aufweist als in den Simulationen. Gründe können geringere Kollektorleistung, größere Ein- und Ausschalthysteresen oder häufigere Sperrzeiten für den BTA Betrieb durch hohe Raumtemperaturen über der Ausschaltschwelle des Reglers sein.

Die geringere Energielieferung in die BTA des Testgebäudes wird durch eine größere Energielieferung in den Pufferspeicher kompensiert. Tatsächlich liegt hier der Unterschied ebenfalls bei etwa 1.300 kWh/a. Verbleibende Unterschiede werden durch die leicht höhere Energielieferung an den EWK im Testgebäude kompensiert, während hier die Laufzeiten etwa vergleichbar ausfallen. Die jährliche Stagnationszeit des Solarkollektors in den Systemsimulationen beträgt 48 h. Stagnation kann hier nur zu den seltenen Zeiten eintreten, an denen die EWK Austrittstemperatur 25 °C überschreitet (hier handelt es sich um die maximale Eintrittstemperatur in den Verdampfer der WP). Da die Kollektortemperatur im Testgebäude nicht erfasst wird, können die Stagnationsstunden dort nicht beziffert werden.

Auch die Abweichungen der solaren Deckung in Messung und Simulation sind mit 4 % gering. Etwas höher (7 %) ist die im Testgebäude von der WP gelieferte Energie an

den Speicher. In Kombination mit der ebenfalls schlechteren Performance der WP (7 % geringere JAZ) resultiert ein um 14 % höherer Gesamtstrombedarf für die Wärmeversorgung des Testgebäudes gegenüber der Simulation. Der Unterschied der JAZ lässt sich dabei wie folgt begründen:

- Während der WP Betriebszeit im Oktober und November 2015 hat ein Problem mit dem Systemregler einen WP Betrieb bei unnötig hohen Temperaturen verursacht. Ein großer Teil dieser Energie ging zudem über den Solarkollektor an die Umgebung verloren. Allein dies kann die etwa 400 kWh unterschied erklären, wenngleich die Auswirkungen nicht eindeutig bilanziert werden können.

- Wie in Tabelle 2 gezeigt entstehen Abweichungen durch die Unterschiede in den Wetterdaten des Standorts. Wenngleich sich die Jahresmitteltemperatur nur um 0,4 K unterscheidet, ist diese Abweichung während der Heizperiode (Oktober bis März) mit 0,7 K noch etwas größer. Dies beeinflusst sowohl den anfallenden Raumheizbedarf als auch die Temperaturentwicklung im Erdreich.

- Die mittlere Temperatur der Raumheizzone im Pufferspeicher ist bei den Messungen 3,8 K höher als in der Simulation. Dies ist auf eine geringere Schichtungseffizienz des Puffers im Vergleich zu seinem theoretischen Modell zurückzuführen. Zusätzlich führt die bereits genannte leicht geringere Außentemperatur bei der Messung zu einer minimal höheren Speichersolltemperatur, welche der außentemperaturgeführten Vorlauftemperatur der Raumheizung folgt.

Alles in allem ist der verbleibende Energiebedarf zur vollständigen Wärmeversorgung des Gebäudes sehr gering, besonders unter Berücksichtigung des zeitweise fehlerhaften Systembetriebs und der Phase der Erstinbetriebnahme. Der Gesamtstrombedarf für Wärmepumpe und sämtliche Hilfsenergien beträgt 2.173 kWh/a oder 8 kWh/a bezogen auf die beheizte Wohnfläche. Dieses Ergebnis liegt damit gleichauf mit Sonnenhauskonzepten, die mit primärenergetisch günstigeren Biomassenachheizungen ausgestattet sind.

4.2 Ergebnisse auf Basis von Monatsbilanzen

Der Frage nachgehend, warum im Testgebäude ein signifikant höherer Anteil der Solarenergie an den Speicher geliefert wird und wie sich das auf die Systemleistung auswirkt, zeigt Abbildung 4 Diagramme, die die Aufteilung der Solarenergie auf BTA und Speicher monatlich aufschlüsseln.

Das linke Diagramm bezieht sich dabei auf die Simulationsergebnisse, wie sie in Tabelle 3 den Messergebnissen gegenübergestellt sind. Diese basieren auf einer spezifischen Parametrisierung des Speichermodells mit den nominellen Wärmeverlusten entsprechend den Herstellerangaben von 5,2 W/K. Zusätzlich sind in diesem Wert bereits effizienzmindernde Effekte wie Wärmebrücken und Zirkulationsströmungen in An-

schlussleitungen nach (Wilhelms 2008) berücksichtigt. Die Balken des Diagramms zeigen eine starke Abweichung des Speicher-Energieinputs zwischen Simulation und Messung während der Sommermonate: Zwischen Mai und August ist die Energielieferung an den Speicher bei der Messung um 45 % höher als in der Simulation. Da in dieser sommerlichen Phase die einzige zu versorgende Senke die Trinkwarmwasserbereitung ist und diese in der Simulation angeglichen ist, muss der Unterschied in deutlich abweichenden Wärmeverlusten begründet sein.

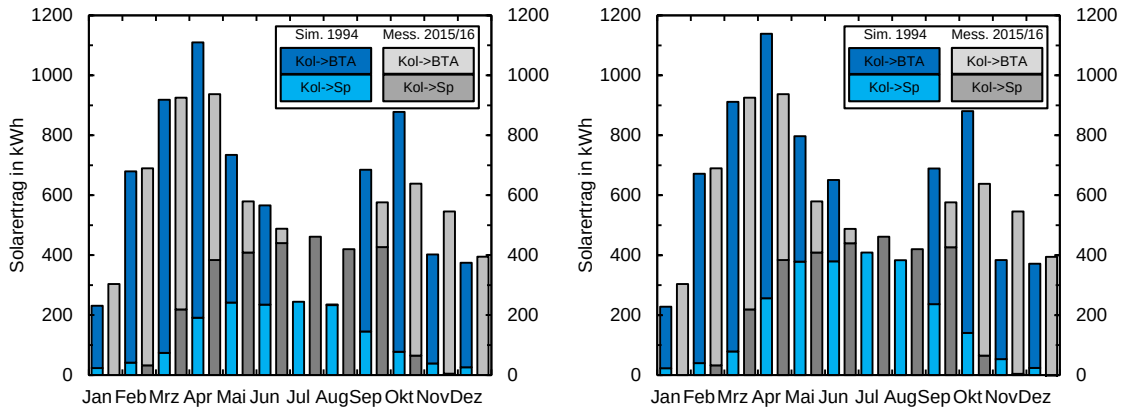


Abbildung 4: Vergleich der monatlichen Solarenergielieferung an Speicher (Sp) und BTA in Simulation (blaue Balken) und Messungen (graue Balken), simuliert mit berechneter Speicherwärmeverlustrate nach Datenblatt (5,2 W/K, linkes Diagramm) und mit gemessener Wärmeverlustrate (7,8 W/K, rechtes Diagramm) inkl. Verlustrate der permanent temperierten Frischwasserstation

Darauf ist die Wärmeverlustrate des Speichers im Testgebäude auf Basis der Messdaten ermittelt worden. Sie liegt bei 7,8 W/K. Einige Gründe für diesen deutlich erhöhten Wert konnten gefunden werden: Trotz siphonierter Anschlussführung sind besonders in den Sommermonaten beachtliche Zirkulationsströmungen über einige angeschlossene Komponenten (WP und Frischwasserstation) festgestellt worden, an denen z.T. keine Rückflussverhinderer installiert waren. Die Zirkulationsströmungen waren deutlich mithilfe der Temperatursensoren an den Speicheranschlüssen zu identifizieren. Später zeigte sich zudem, dass die Frischwasserstation über eine nicht deaktivierbare Komfortfunktion verfügt, mit der der Wärmeübertrager durch taktenden Betrieb der Primärkreispumpe auf Temperatur gehalten wird. Durch für diesen Fall ungünstige Positionierung der Sensoren ist eine separate Bestimmung der Wärmeverluste der Frischwasserstation nicht möglich gewesen. Als Folge daraus werden die geschätzten Wärmeverluste der Frischwasserstation im Simulationsmodell den Speicherverlusten zugeschlagen.

Die an die BTA gelieferte Energiemenge ist laut Messung fast 1.400 kWh geringer als in der Simulation. Wie Abbildung 4 zeigt, resultiert der Unterscheid vornehmlich aus Abweichungen in den Übergangsmonaten. Dies kann erklärt werden, wenn man Auswirkungen unterschiedlich angenommener passiver Solargewinne und Lüftungsraten mit in Betracht zieht. Das simulierte Gebäude hat eine automatisch gesteuerte externe Verschattung aller ost-, west- und südwärts orientierten Fenster mit einer Schaltschwelle von 300 W/m² Einstrahlung. Die Luftwechselrate beträgt konstant 0,4 h^{-1} mit

sommerlich optionaler Nachtlüftung mit 2 h^{-1} wenn die Raumtemperatur 26 °C überschritten hat. Das Testgebäude hat im Gegensatz dazu manuell gesteuerte Verschattungseinrichtungen, jedoch nicht an allen Fenstern der relevanten Ausrichtungen. Durch die geringe Belegung des Gebäudes mit nur zwei Bewohnern ist gleichzeitig die Lüftungsrate im Vergleich zur Simulation geringer. Insgesamt werden dadurch die passiven Energiegewinne unterschätzt, während die Energieverluste durch Fensterlüftung überschätzt werden. Sowohl im Testgebäude als auch im Simulationsmodell schaltet die BTA jedoch die Versorgung ab 24 °C Raumtemperatur ab. Wenn das effektiv nutzbare Temperaturband zwischen Raum- und Abschalttemperatur durch höhere passive Solargewinne und geringere Luftwechsel verkleinert wird, sinkt auch das Potential für durch die BTA gelieferte aktive Solarwärme für die Gebäudebeheizung. In Summe kann dies die geringere Energielieferung durch die BTA erklären.

Die Simulationsergebnisse im rechten Diagramm der Abbildung 4 sind unter Berücksichtigung der höheren Speicherverluste errechnet worden. Es ist zu erkennen, dass die mittlere Abweichung zwischen simulierter und gemessener Solarenergielieferung an den Speicher zwischen Mai und August von 45 % auf etwa 10 % zurückgegangen ist. Die aus den Messungen errechneten Bewertungsgrößen der Tabelle 3 sind in Tabelle 4 erneut den Simulationen mit den geänderten Speichermodellparametern (Ergänzung um die Wärmeverluste der Frischwasserstation) gegenübergestellt.

Tabelle 4: Jahreswerte des neuen Sonnenhauskonzepts aus Messung 2015/16 und Simulation 1994 für den Standort Hannover im Vergleich, jetzt mit angepassten Speicherwärmeverlusten

	Messung 2015/16	**Simulation 1994**	**Differenz**
Solarertrag gesamt	8525 kWh (274 kWh/m²)	8891kWh (285 kWh/m²)	+4 %
An BTA EG	1949 kWh (23 %)	2610 kWh (29 %)	+34 %
An BTA OG	2150 kWh (25 %)	2503 kWh (28 %)	+16 %
An Speicher	2844 kWh (33 %)	2402 kWh (27 %)	-16 %
An EWK	1295 kWh (15 %)	920 kWh (10 %)	-29 %
Solare Deckung	52 %	55 %	+6 %
Energie WP→Speicher	6438 kWh	6260 kWh	-3 %
Strombedarf gesamt	2173 kWh	1974 kWh	-9 %
JAZ	3,45	3,66	+6 %

Beim Vergleich von Tabelle 3 und Tabelle 4 wird ein leicht erhöhter Solarertrag sichtbar. Auch die Energieverteilung auf Speicher und BTA hat sich verändert. Die veränderten Parameter führen zu 6 % geringerem Ertrag in die BTA in der Simulation, während der Speicher 9 % mehr Wärme bekommt. Durch die höheren Speicherverluste steigt nun auch die Wärmelieferung der WP an den Speicher um mehr als 250 kWh. Kombiniert mit einem leichten Rückgang der JAZ steigt der Gesamtstrombedarf um 100 kWh. Die solare Deckung steigt leicht an, da der Solarertrag stärker steigt als der Strombedarf der Wärmepumpe.

Vergleichen mit den Messungen kann festgehalten werden, dass die Verteilung der Solarenergie nun besser passt. Mit leicht erhöhtem Solarertrag insgesamt nähern sich die Leistungsfähigkeit der WP, ihre Wärmelieferung an den Speicher und der Gesamt-

strombedarf stärker den Messergebnissen an. Auch wenn die Anteile der Solarenergielieferung nicht perfekt passen, kann die wesentliche Charakteristik doch wiedergegeben werden. Die verbleibenden Abweichungen sind den unterschiedlichen Lüftungs- und Verschattungssituationen zuzuschreiben, die in weiteren Simulationen angepasst werden müssen.

4.3 Stresstests

Zwischen dem 23.02.2016 und dem 29.03.2016 ist das Testgebäude durch höhere Lastanforderungen einem Stresstest unterzogen worden. Ziel der Messung war es, die verbleibenden thermischen Reserven des Systems und insbesondere der Nachheizung zum Ende einer Heizperiode unter praxisnahen Einsatzbedingungen zu ermitteln. Die höhere Last ist durch eine Anhebung der mittleren Raumtemperaturen im Gebäude erreicht worden. Zusätzlich wird gleichzeitig die Fläche des EWK um nochmals 50 % seiner realisierten Größe auf etwa 85 m² reduziert. Diese Maßnahmen führen zu häufigerem WP Betrieb bei deutlich unterdimensionierter Wärmepumpenquelle.

Zur Erhöhung der Raumtemperatur sind die Bewohner angehalten worden, die Thermostatventile der Heizkörper entsprechend einzustellen. Die weiteren Parameter der Raumheizung sind nicht geändert worden, sodass die Abschalttemperatur der BTA weiterhin 24 °C beträgt. Die resultierenden mittleren täglichen Raumtemperaturen im KG, EG und OG sind im rechten Diagramm der Abbildung 5 dargestellt.

Das Verhältnis der Raumtemperaturen zueinander bleibt etwa dasselbe wie vor dem Stresstest. Wegen der höheren Raumtemperatur im Heizungsraum, der sich im KG befindet, ist diese Etage die wärmste, direkt gefolgt vom EG. Da nur einige der Räume im OG geheizt werden hat es die geringste Temperatur. Die Raumtemperatur, über alle Sensoren gemittelt, erhöht sich um knapp 2,5 °C auf 22 °C. Ein Vergleich mit einer Simulationsstudie unter gleichen Randbedingungen zeigt, dass dies für das Testgebäude einen Anstieg des Heizwärmebedarfs um 36 % nach sich zieht.

Das Diagramm auf der rechten Seite der Abbildung 5 zeigt die Temperatur des Erdreichs ($T_{erde,m}$), gemessen mittig zwischen den Rohren des EWK, das Minimum der EWK Ein- und Austrittstemperaturen ($T_{EWK,in,min}$ und $T_{EWK,aus,min}$) und die Umgebungstemperatur (T_u) während der Stresstests. Der Beginn der Stresstestperiode ist durch die prompte Abnahme der Ein- und Austrittstemperaturen um knapp 2 K deutlich erkennbar. Beide Temperaturen bleiben für die gesamte Dauer des Tests unter null. Während die mittlere Laufzeit der WP mit etwa 20 Minuten gleich bleibt, nimmt die Taktzahl zu. Die Reduzierung der EWK Fläche ist durch Abschaltung von zwei der vier parallelen Erdreichkreise erfolgt. Dies führt zu einem größeren Durchfluss durch die verbleibenden Parallelkreise und in Kombination mit der ebenfalls kleiner gewordenen Wärmetauscherfläche zu einer Abnahme der mittleren Fluidtemperatur. Bemerkenswert ist, dass die mittlere Erdreichtemperatur, gemessen zwischen den Rohrschlangen (Abstand ca. 25 cm) keine sichtbare Beeinflussung durch den Temperaturabfall zeigt.

Seine Temperatur folgt im Wesentlichen der Umgebungstemperatur mit einigen Tagen Versatz.

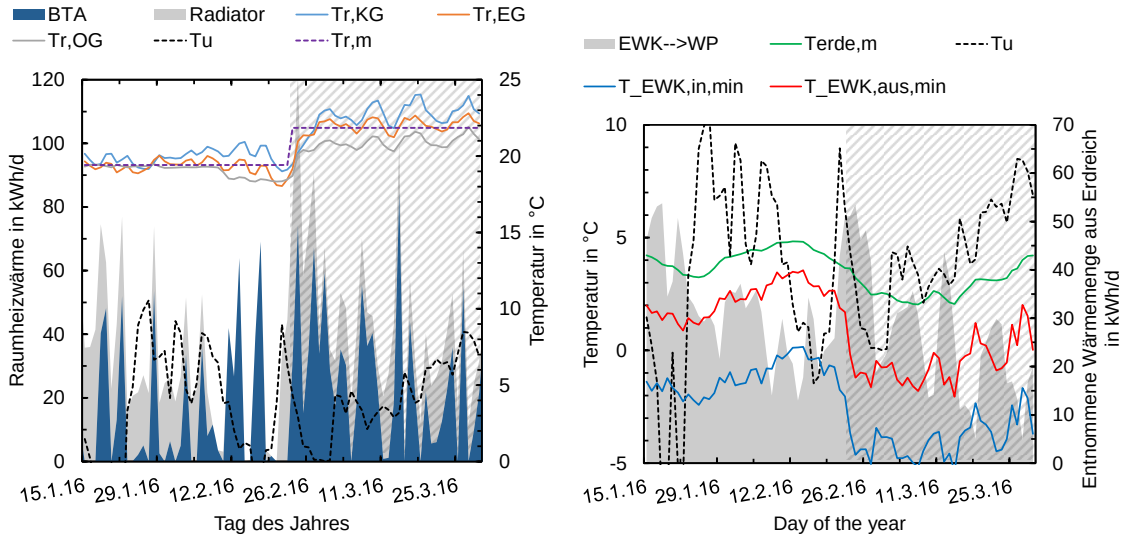


Abbildung 5: Raum- und EKW Temperaturen während des Stresstests, Testperiode in beiden Diagrammen durch Schraffierung markiert
Raumtemperaturen während des Stresstests (links): durch BTA und Radiatoren an den Raum abgegebene Wärme, Raumtemperaturen im KG (Tr,KG), EG (Tr,EG), OG (Tr,OG) und mittlere Raumtemperatur (Tr,m)
Erdreichtemperaturen während des Stresstests (rechts): Wärmelieferung vom EWK an die WP (EWK→WP), mittlere Erdreichtemperatur (Terde,m), Umgebungstemperatur (Tu), minimale Ein- (T_EWK,in,min) und Austrittstemperatur (T_EWK,aus,min)

Schlussendlich ist die Erdreichtemperatur am Ende des Stresstests auf fast exakt dem gleichen Temperaturniveau wie zu Beginn. Ursache hierfür ist die im Mittel steigende Außentemperatur Anfang März. Die graue Fläche im Hintergrund zeigt die langsam abnehmende Energiemenge, die dem Erdreich entnommen wird. Die blaue Fläche zeigt die schon erhebliche Heizwärmemenge, die bereits durch die solarthermische BTA gedeckt werden kann. Das System begegnet den hohen Belastungen ungeachtet der nochmals deutlich reduzierten EWK Fläche souverän. Gleichermaßen sei darauf hingewiesen, dass der Test zu sehr später Zeit am Ende der Heizsaison durchgeführt worden ist, sodass die Heizlast nicht ausreichte um Erdreich und WP tatsächlich an ihre Grenzen zu bringen. Trotzdem konnte der Test zeigen, dass das Systemkonzept trotz schon vorab unterdimensioniertem EWK nennenswerte Leistungsreserven vorhält, was sich auch mit Erkenntnissen aus den Systemsimulationen deckt.

5. Schlussfolgerungen und Ausblick

Die Mess- und Simulationsergebnisse aus dem ersten Betriebsjahr zeigen, dass das neue Sonnenhauskonzept bereits jetzt mit zufriedenstellender Leistung arbeitet, obgleich einige Probleme und Fehlfunktionen zu lösen waren, die die Systemleistung geschmälert haben. Die aus den Messdaten errechnete solare Deckung ist bereits im Erwartungsbereich. Mit einem verbleibenden Gesamtstrombedarf von 8 kWh/m²a ist der Endenergiebedarf bereits sehr gering. Der Vergleich zu Systemsimulationen zeigt

eine gute Übereinstimmung aber auch höhere Speicherverluste als erwartet. Die festgestellten Verluste konnten ungewollten Zirkulationsströmungen in den Anschlussleitungen von WP und Frischwasserstation zugeordnet werden. Obwohl die Anschlussleitungen vom Installateur mit Siphonen und lückenloser Dämmung ausgestattet wurden, fehlten Rückflussverhinderer in den vorgefertigten Hydraulikstationen.

Der Stresstest am Ende der Heizsaison war nicht intensiv genug um die WP bzw. den EWK an die Belastungsgrenzen zu bringen. Deshalb scheint die aktuelle Systemkonfiguration für Wintermonate mit höherem Energiebedarf gerüstet zu sein. Über eine weitere Reduktion der EWK Fläche kann zudem nachgedacht werden.

Die fehlenden Rückflussverhinderer sind vor Beginn des zweiten Messjahrs nachgerüstet worden, Verbesserungen an Regelalgorithmen, Hydraulik und verschiedene Leistungstests sind nun abgeschlossen. Die EWK Temperatur konnte nach dem Stresstest innerhalb von zwei Monaten vollständig regeneriert werden. Seit Juni 2016 läuft eine zweite Messperiode, deren Ziel die Aufnahme einer ungestörten und unverfälschten vollständigen Jahresbilanz der Systemleistung ist. So kann nach erfolgter Optimierung das volle Leistungspotential des Konzepts ermittelt werden. Zum Projektende im Herbst dieses Jahres werden Zahlen zu den Kosten des Systemkonzepts ermittelt und den Kosten eines klassischen Sonnenhauskonzepts gegenübergestellt. Die Ergebnisse aus Kostenbetrachtung und zweitem Messjahr werden auf dem Projektabschlussworkshop am 13. Und 14. September präsentiert.

6. Danksagung

Die Untersuchungen wurden durchgeführt im Rahmen des Projekts „SH-T-Opt Exp“, FKZ 032559, das mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert wird. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt ausschließlich bei den Autoren.

7. Referenzen

Dott 2012 Dott, R. et al., The Reference Framework for System Simulations of the IEA SHC Task44/HPP Annex 38, PartB: Buildings and Space Heat Load, a technical report of subtask C, Report C1 Part B, University of Applied Sciences Nordwestschweiz, Muttenz, 2012

Glembin 2012 Glembin et al., Development of a Concept for the Temperature-Optimized Heat Production in Solar Active Houses, Proceedings of Eurosun Conference, September 18th-20th 2012, Rijeka, Croatia

Glembin 2013 Glembin et al., Solar Active Building with Directly Heated Concrete Floor Slabs, SHC 2013, International Conference on Solar Heating

and Cooling for Buildings and Industry, September 23rd-25th 2013, Freiburg, Germany

Glembin 2014 Glembin et.al., New Control Strategy for Solar Thermal Systems with Several Heat Sinks, Proceedings of Eurosun 2014 Conference, September 16th-19th 2014, Aix-les-Bains, France

Papillon 1993 Palillon P., Souyri B., Achard G., A new concept for the direct solar floor heating system, proceedings of ISES Solar World Congress, 23.-27. August, Budapest, pp 2328/2234, 1993

VDI 2011 Verein Deutscher Ingenieure, VDI 4640 Blatt 1 - Thermische Nutzung des Untergrunds - Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin, Dezember 2011

Weiss 2003 Weiss, W. (ed.). Solar Heating Systems for houses, a design handbook for solar combisystems, James & James Ltd, London, 2003

Wilhelms 2008 Wilhelms, C., et al.: Serienverschaltung von Solarspeichern - eine sinnvolle Systemtechnik?, 18. Symposium OTTI Solar-thermie, Bad Staffelstein, 2008

Neues Sonnenhauskonzept – Verbrauch geht vor Speichern

Testgebäude kurz nach Inbetriebnahme
© ISFH

BTA im EG des Testgebäudes
© ISFH

Ein neuartiges Sonnenhauskonzept wird unter realen Betriebsbedingen messtechnisch geprüft. Während konventionelle Sonnenhäuser auf die Kombination von großem Wärmespeicher (5-10 m³ im Einfamilienhaus) und großem solarthermischem Kollektorfeld (30-40 m²) setzen, verwendet das neue Konzept die Idee der direkten Solarheizung, die erstmals in den 1990ern in Frankreich erforscht wurde. Es kombiniert ein kleines Pufferspeichervolumen (ca. 1 m³) mit der zusätzlichen Erschließung der im Gebäude ohnehin verfügbaren Speichermassen über eine direkt solarthermisch gespeiste Bauteilaktivierung (BTA). Diese kann im Winter und in den Übergangszeiten die konventionelle Raumwärmeversorgung unterstützen oder gar ersetzen und ist dadurch eine wichtige Niedertemperatursenke für den Solarkollektor. Es können auch mit diesem System solare Deckungen von 50 % und mehr erreicht werden. Durch Wegfall des großen Speichers wird die sommerliche Überhitzung durch signifikante, ungeregelte Wärmeeinträge in das Gebäude deutlich entschärft.

Die Nachheizung erfolgt durch eine Kompressionswärmepumpe (WP), deren Quelle ein horizontaler Erdwärmekollektor (EWK) ist. Über einen Wärmetauscher zwischen Solar- und EWK ist sowohl die frühjährliche Regeneration des Erdreichs, als auch ein sommerlicher Stagnationsschutz des Sonnenkollektors möglich. Diese Synergie ermöglicht eine deutlich kleinere Dimensionierung des EWK. Eine EWK-Fläche von 50 % der EnEV-Gebäudenutzfläche hat sich als völlig ausreichend erwiesen. Eine Dimensionierung nach VDI 4640 setzt hier typischerweise die vierfache Fläche an.

Die Auslegung und Abstimmung der Systemkomponenten sind durch umfangreiche dynamische Systemsimulationen erfolgt. Ein neuer Regelungsansatz für Solaranlagen, die mehrere unterschiedliche Senken bei höchstmöglicher Endenergieeinsparung versorgen, wurde entwickelt und erfolgreich implementiert.

Das so optimierte Konzept ist in Form eines Testgebäudes praktisch realisiert und mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet worden. Letztere dient zur Auswertung der Betriebseigenschaften und Leistungsfähigkeit während mehrerer Messjahre.

Zur Bewertung der Messergebnisse wird das vorhandene und bereits validierte Simulationsmodell des Testgebäudes als Referenz herangezogen. Die den Messungen zugrunde liegenden Randbedingungen sowie Wetterdaten des Standorts Hannover sind dafür übertragen worden.

Messungen und Simulationen stimmen hinsichtlich des solaren Gesamtertrags von 275 kWh/m²a gut überein. Etwa die Hälfte des Solarertrags wird direkt an die solarthermische BTA übertragen, mit der diese 43 % des Raumwärmebedarfs decken kann. Durch eine JAZ der WP von 3,45 liegt der Strombedarf für die vollständige Wärmeversorgung bei nur 8 kWh/m²a. Eine aktive Begrenzung der Wärmeeinträge durch die Betriebsparameter der BTA ermöglicht die Reduzierung der sommerlichen Überhitzungsstunden gegenüber Standard-Sonnenhauskonzepten mit großem Speicher und eine gezielte Anpassung des gewünschten Raumkomforts an die Nutzerwünsche.

Jan Steinweg,
Institut für Solarenergieforschung Hameln

Am Ohrberg 1, 31860 Emmerthal
Tel.: +49 5151 999 647
E-Mail: steinweg@isfh.de
Web: www.isfh.de

Weniger ist manchmal mehr - Sonnenhäuser mit Bauteilaktivierung statt großem Speicher

Jan Steinweg[1]

1 Institut für Solarenergieforschung,
Am Ohrberg 1, 31860 Emmerthal
Tel.: +49(0)5151/999-647; Fax: +49(0)5151/999-500;
Email: steinweg@isfh.de

Kurzfassung

Ein vom ISFH neu entwickeltes Sonnenhauskonzept hat nur noch einen kleinen Pufferspeicher, jedoch zusätzlich eine direkt solare Bauteilaktivierung. Damit wird die Gebäudemasse zum Speicher. Die Nachheizung übernimmt eine Wärmepumpe, deren Quelle ein Erdwärmekollektor ist. Durch Regeneration mit sommerlichen Kollektorüberschüssen kann dieser viermal kleiner dimensioniert werden als üblich. Zudem ermöglicht er die Vermeidung sommerlicher Stagnation. Der Beitrag zeigt die über zwei Jahre gemessene Systemperformance eines Testgebäudes in Hannover. Der Gesamtstromverbrauch liegt bei etwa 8 kWh/m² Strom für die vollständige Wärmeversorgung. Ein System- und Kostenvergleich zeigt, dass der Systemprototyp bereits 28 % günstiger ist als klassische Sonnenhauskonzepte. Weitere Systemvereinfachungen erreichen - bei gleicher Endenergieeinsparung - eine Kostenersparnis von bis zu 35 %.

Schlüsselwörter
Sonnenhaus, Bauteilaktivierung, Systemkosten, Gebäude als Wärmespeicher, Messergebnisse, Systemsimulationen

Einleitung

Aktuelle Sonnenhauskonzepte kombinieren große Kollektorflächen (30…40 m²) und Pufferspeicher (bis zu 10 m³ und mehr im Einfamilienhaus) mit Holzfeuerung als Nachheizung. So erreichen sie sowohl hohe solare Deckungen (>50 %) als auch einen geringen Primärenergiebedarf (<15 kWh/m²a). Das in diesem Beitrag beschriebene neue Konzept hat gleiche Ansprüche an die Energieeffizienz, bei deutlich reduziertem Speichervolumen von etwa 1 m³. Dadurch kann der Speicher komplett im Heizungsraum untergebracht werden, was das Konzept auch für die energetische Sanierung von Bestandsgebäuden attraktiv macht. Dieser Ansatz spart nicht nur kostenintensives Speichervolumen und umbauten Raum im Gebäude sondern ermöglicht auch eine deutlich bessere Zugänglichkeit der Systemkomponenten für Wartungs- und Instandsetzungsarbeiten.

Das entstehende Defizit an Speicherkapazität wird durch den Einsatz einer direkt solarthermischen Aktivierung der bereits im Gebäude vorhandenen Bauteilmassen kompensiert. Dieser Ansatz ist bereits in den 1990er Jahren durch (Papillon 1993) untersucht worden und bietet signifikante Vorteile. Aufgrund der sehr geringen Betriebstemperaturen der Bauteilaktivierung (BTA), typischerweise kaum höher als die Raumsolltemperatur, kann ein bedeutender Kollektorertrag bereits bei geringer Einstrahlungsintensität generiert werden. Dies ist besonders in den einstrahlungsschwachen Wintermonaten von großem Vorteil.

Die Nachheizenergie wird von einer Kompressionswärmepumpe (WP) geliefert, die einen sehr klein dimensionierten Erdwärmekollektor (EWK) als Quelle nutzt. Eine Verbindung von Sonnen- und Erdwärmekollektor ermöglicht die frühjährliche Regeneration mittels solarthermischer Wärme. Im Gegenzug kann der EWK dazu beitragen die sommerliche Stagnation des Solarkollektors zu verhindern, sodass dieser stets in Betriebsbereitschaft bleibt. Das neue Konzept umfasst auch eine innovative Regelstrategie zur temperaturoptimierten Verteilung der Sonnenwärme auf die drei unterschiedlichen Senken, deren Entwicklung durch Komponenten- und Systemsimulationen vorangetrieben wurde (Glembin 2012, 2013 und 2014). Für praxisnähere Untersuchungen ist ein Testgebäude geplant, gebaut und mit den Systemkomponenten entsprechend der Ergebnisse der Simulationsstudien ausgestattet worden. Dieser Beitrag präsentiert Messergebnisse des zweijährigen Anlagenbetriebs, mit einem Fokus auf der Funktionsfähigkeit und Leistungsfähigkeit des Systems. Darüber hinaus wird eine Simulationsstudie zum Systemvereinfachungspotential und ein Kostenvergleich zwischen klassischem und neuem Sonnenhauskonzept vorgestellt.

Systemkonzept und Testgebäude

Abbildung 1 zeigt die vorgesehenen Energieströme des Solarkollektors, der Wärmepumpe und der unterschiedlichen Senken für Solar- und Nachheizwärme. Im Gegensatz zu üblichen Sonnenhaussystemen mit einem zentralen Speicher als einzige Senke muss der Kollektor beim neuen Konzept auf drei ganz unterschiedliche Senken arbeiten können. Ein neu entwickelter Regelungsalgorithmus (Glembin 2014) verteilt die vom Kollektor gelieferte Energie temperaturoptimiert mit dem Ziel der Maximierung der Endenergieeinsparung. Dieser Strategie folgend können sowohl BTA als auch Pufferspeicher positive Bedarfssignale senden. Der Regler ermittelt in diesem Fall die jeweilige Senke, auf die der Kollektor zum aktuellen Zeitpunkt mit maximaler Leistung arbeiten kann. Dies kann sowohl die Senke mit höherer Ladepriorität als auch geringerer Bedarfstemperatur sein. So kann der Kollektor gezielt auf sehr geringen Betriebstemperaturen arbeiten, wenn z.B. die BTA Bedarf meldet.

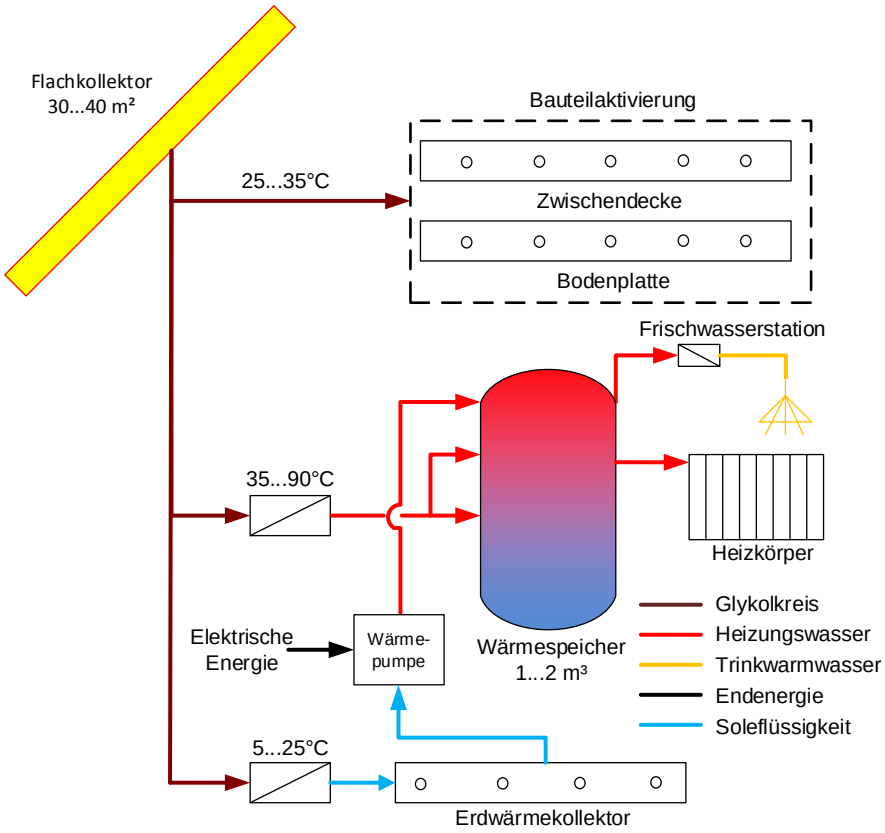


Abbildung 1: Schematische Darstellung des neuen Wärmeversorgungskonzepts (die Linien symbolisieren Energieflüsse)

Das Testgebäude ist mit einer Wohnfläche von 270 m² auf drei Geschossen (Keller, Erd- und Obergeschoss) im Stadtgebiet von Hannover errichtet worden. Der Raumheizbedarf beträgt gemäß Berechnung 39 kWh/m²a. Das Gebäude ist mit einer thermischen Kollektorfläche von 30 m², südorientiert und um 45° geneigt, ausgestattet. Die BTA, die auf maximale Leistungsfähigkeit bei minimalem Aufwand als Grundlastheizung entsprechend der Simulationsstudien aus (Glembin 2012) ausgelegt wurde, ist in den jeweiligen Zwischendecken Keller/Erdgeschoss und Erd-/Obergeschoss integriert. Ebenfalls aus Kostengründen ist jede Zwischendecke einkreisig mit zentraler Temperaturregelung ausgestattet. Im Heizraum ist ein einfacher Pufferspeicher mit 1 m³ Speichervolumen installiert, der den Trinkwarmwasserbedarf und die konventionelle Raumheizung über den zusätzlichen Radiatorheizkreis bedient. Der Speicher kann sowohl über die Solaranlage als auch über eine WP beheizt werden. Ein klein dimensionierter horizontaler EWK mit einer Gesamtfläche von 170 m² dient sowohl als Quelle der WP als auch als Wärmesenke für den Solarkollektor für sommerliche Überkapazitäten. Durch diese synergetische Kombination können Stagnationsstunden auf nahezu null reduziert und der Kollektor den ganzen Sommer durch in Betriebsbereitschaft gehalten werden. Im Gegenzug wird der EWK bereits im Frühling vollständig regeneriert und kann bis zu viermal kleiner dimensioniert werden als üblicherweise nach VDI 4640 (VDI, 2011) empfohlen. Abbildung 2 zeigt eine Konzeptskizze des Gebäudes und ein Foto nach Fertigstellung.

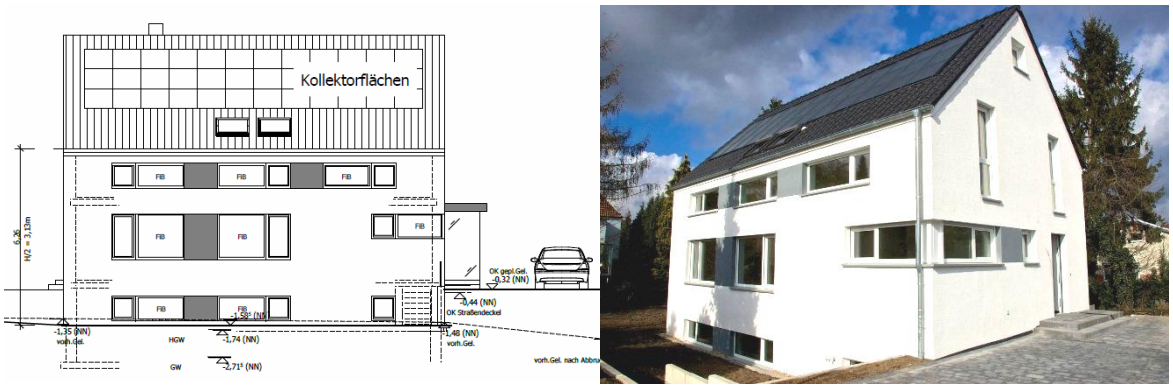


Abbildung 2: Zeichnung des Testgebäudes während der Konzeptphase (links) und Foto des fertigen Gebäudes nach der Inbetriebnahme im Januar 2015 (rechts)

Eine mechanische Lüftung ist nicht vorgesehen worden, stattdessen wird auf Fensterlüftung durch die Bewohner gesetzt. Die Fenster des EG auf der Süd-, Ost- und Westfassade sowie die Bad- und Schlafzimmerfenster des OG sind mit außenliegenden Verschattungselementen ausgestattet (manuelle Steuerung). Die anderen Fenster besitzen teilweise von innen durch die Bewohner angebrachte Verschattungselemente. Während der gesamten Messphase wird das Gebäude von 2 Personen bewohnt. Weitere Parameter der wichtigsten gebäudetechnischen Komponenten sind in Tabelle 1 zusammengefasst.

Tabelle 1: Allgemeine Parameter der wesentlichen Systemkomponenten des Testgebäudes

Solarthermischer Kollektor	Dachintegriert, 45° geneigt und nach Süden ausgerichtet, 30 m² Aperturfläche
Wärmepumpe	Sole-Wasser WP, 8 kW thermische Leistung bei 2 kW Kompressorleistung
Horiz. Erdwärmekollektor	170 m² Fläche in vier Kreisen (ohne Erschließungsleitungen), PE-Rohr mit 0,5 m Verlegeabstand
Solarthermische Bauteilaktivierung	Ca. 160 m PEX-Rohr je Etage mit 0,5 m Verlegeabstand, bifilare Verlegung, direkt an den Glykolkreis des Solarkollektors angeschlossen

Messkonzept

Insgesamt ermöglichen 65 Sensoren innerhalb und außerhalb des Gebäudes eine detaillierte Erfassung der Umgebungsbedingungen und Betriebszustände sowie der Leistungsfähigkeit des Konzepts. Die aufgenommenen Daten werden dabei zuerst verwendet, um die technische Funktionsfähigkeit des Systems und aller Komponenten zu ermitteln und ggf. Fehlfunktionen zu identifizieren. Des Weiteren werden anhand der Messdaten verschiedene Auswertegrößen berechnet, die Auskunft über die Leistungsfähigkeit des Systems geben. Dazu gehören der Solarertrag Q_{sol}, die solare Deckung f_{sol}, der Endenergiebedarf Q_{EE} und die Jahresarbeitszahl der WP JAZ_{WP}. Die Berechnungen sind wie folgt definiert:

$$Q_{sol} = Q_{St} + Q_{BTA,EG} + Q_{BTA,\mathrm{OG}} + Q_{EWK} \quad (1)$$

$$f_{sol} = \frac{Q_{St} + Q_{BTA,\mathrm{EG}} + Q_{BTA,\mathrm{OG}}}{Q_{St} + Q_{BTA,EG} + Q_{BTA,OG} + Q_{WP,St}} \quad (2)$$

$$Q_{EE} = W_{el,WP,\mathrm{Kon}} + W_{el,WP,Aux} + W_{el,P} + W_{el,\mathrm{R}} \quad (3)$$

$$JAZ_{WP} = \frac{Q_{WP,St}}{W_{el,WP,\mathrm{Kon}} + W_{el,\mathrm{WP},Aux}} \quad (4)$$

Q_{sol}	Solarertrag des Kollektors in kWh
Q_{St}	An Speicher gelieferte Solarenergie in kWh
$Q_{TABS,\frac{EG}{OG}}$	An BTA (EG/OG) gelieferte Solarenergie in kWh
Q_{EWK}	An EWK gelieferte Solarenergie in kWh
$Q_{WP,St}$	Von WP an den Speicher gelieferte Energie in kWh
$W_{el,WP,\mathrm{Kon}}$	Elektrische Energieaufnahme des WP Kompressors in kWh
$W_{el,WP,Aux}$	Elektrische Energieaufnahme des WP Heizstabs in kWh
$W_{el,P}$	Elektrische Energieaufnahme der Pumpen in kWh
$W_{el,R}$	Elektrische Energieaufnahme des Systemreglers, inkl. aller Ventile, in kWh

Die Systemkomponenten, deren vereinfachte hydraulische Verschaltung und die Systemgrenzen der Energiebilanzierung sind in Abbildung 3 dargestellt. Die thermischen Energieströme werden durch Bilanzierung von Massenströmen und Temperaturdifferenzen vorgenommen, die entweder als Wärmemengenzähler oder kalibriert als Messpaare zusammengestellt worden sind. Die Wärmesenken (Raumheizung und Trinkwarmwasserbereitung, blau markiert in Abbildung 3) werden durch Wärmemengenzähler erfasst. Die elektrische Leistungsaufnahme der WP, der Pumpen, Ventile und Regler werden durch Leistungsmessgeräte gemessen. Der thermische Komfort in repräsentativen Wohnräumen im KG, EG und OG des Gebäudes wird durch kombinierte Temperatur-, Luftfeuchte- und CO2-Sensoren erfasst. Dies ermöglicht eine qualitative Bewertung des Luftwechsels und der Luftqualität im Gebäude. Die Erfassung der Messdaten erfolgt alle 30 Sekunden.

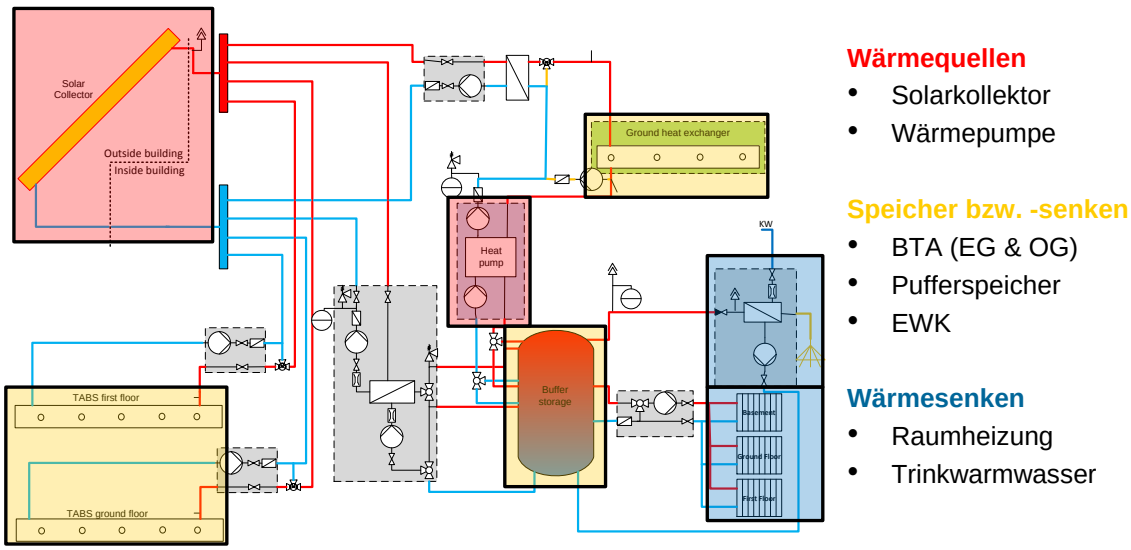


Abbildung 3: Hydraulikskizze des Systemkonzepts im Testgebäude mit den wesentlichen Komponenten für die Energiebilanzierung

Ergebnisse der Messungen

Im Betrieb sind für zwei Messjahre (April 2015 bis März 2016 und April 2016 bis März 2017) Daten aufgenommen worden. Während im ersten Messjahr noch die Einregelung einiger Systemteile sowie einige Versuche vorgenommen wurden, konnte die Anlage im zweiten Messjahr weitestgehend unangetastet arbeiten. Die Bewohner haben keine Anweisungen für ihr Nutzerverhalten bekommen. Nachfolgende Tabelle 2 zeigt den Vergleich der zwei vorliegenden Messjahre 2015/16 und 2016/17 sowie die Jahresmitteltemperatur und Einstrahlung zur Beurteilung der meteorologischen Randbedingungen.

Tabelle 2: Vergleich der Messdaten des Experimentalgebäudes aus dem ersten (2015/16) und dem zweiten (2016/17) Messjahr

	Messung 2015/16	Messung 2016/17	Differenz
Jahresmitteltemperatur	10,3 °C	10,6 °C	+3 %
Einstrahlung (45°)	1146 kWh/m²	1195 kWh/m²	+4 %
Gradtagzahl	3382	3263	-4 %
Solarertrag gesamt (spezifisch)	8525 kWh (274 kWh/m²)	8971 kWh (288 kWh/m²a)	+5 %
In BTA EG	1949 kWh (23 %)	1379 kWh (15 %)	-29 %
In BTA OG	2150 kWh (25 %)	1800 kWh (20 %)	-16 %
In Speicher	2844 kWh (33 %)	3258 kWh (36 %)	+15 %
In GHX	1295 kWh (15 %)	2188 kWh (24 %)	+69 %
Solare Deckung	52 %	47 %	-10 %
Wärme WP → Speicher	6438 kWh	7149 kWh	+11 %
Strombedarf gesamt	2173 kWh	2380 kWh	+10 %
JAZ WP	3,45	3,40	-1 %
Nutzwärme RH (Rad)	5369 kWh	6394 kWh	+20 %
Nutzwärme TWW	994 kWh	885 kWh	-11 %

Zunächst zeigt der Vergleich der Jahresmitteltemperaturen und der Einstrahlungssummen auf die 45° geneigte Ebene, dass die zwei Messjahre im Jahresmittel etwa vergleichbar warm und einstrahlungsreich sind. Bei detaillierterer monatlicher Betrachtung zeigt sich die zweite Messphase 2016/17 in den Wintermonaten November bis Februar deutlich strahlungsärmer und kälter als die erste Messphase 2015/16. Dies schlägt sich jedoch nicht in der Gradtagzahl nieder, u.a. da die Heizperiode durch den überdurchschnittlich warmen September deutlich verkürzt wurde.

Der Solarertrag ist im zweiten Messjahr 5 % höher als im ersten, der spezifische Kollektorertrag steigt auf 288 kWh/m²a. Die Verteilung des Solarertrags auf die drei möglichen Senken gestaltet sich recht unterschiedlich. Im ersten Messjahr wird etwa die Hälfte des gesamten Solarertrags an die BTA geliefert, im zweiten Messjahr ist es nur etwas über einem Drittel. Der Grund hierfür ist die geringere Einstrahlung in den späten Übergangs- und besonders in den Wintermonaten. Zusätzlich führt der extrem warme September dazu, dass hier abweichend zur ersten Messphase noch gar kein Wärmebedarf im Gebäude auftritt. Der Raumwärmebedarf konzentriert sich also stärker auf die Kernwintermonate, in denen die BTA durch die geringere Einstrahlung aber weniger Leistung erbringen kann, als während der ersten Messphase.

Dem gegenüber steht ein Mehrertrag in den Pufferspeicher, der sich eher in einer höheren mittleren Speichertemperatur gegenüber der ersten Messphase wiederspiegelt (56 °C im ersten Messjahr, 63 °C im zweiten) als in einer höheren Wärmeabnahme. Ebenfalls deutlich zugenommen hat die Abgabe von Überschusswärme an das Erdreich. Dies deutet ebenfalls auf den tendenziell höheren sommerlichen Wärmeertrag hin und hängt auch unmittelbar mit dem besonders warmen und strahlungsreichen September zusammen.

Trotz des höheren solaren Gesamtertrags ist die solare Deckung mit 47 % geringer als im ersten Messjahr. Dies begründet sich vor allem durch die ebenfalls gestiegene Wärmelieferung der WP. Die hohe Wärmeabgabe an das Erdreich spielt ebenso eine Rolle, da sie zum Gesamtertrag gezählt, aber nicht in der solaren Deckung berücksichtigt wird (siehe Gleichung (2)).

Der Strombedarf der WP steigt etwa im selben Maße wie die gelieferte Wärmemenge, die JAZ verringert sich geringfügig. Durch den etwas kälteren Winter und die vermutlich gestiegene Wärmeanforderung der Nutzer steigt der Raumheizbedarf des Gebäudes um 20 % während der tendenziell ohnehin geringe Bedarf für Trinkwarmwasser nochmals um etwa 100 kWh fällt. Insgesamt kommt das System mit einem sehr geringen Gesamtstrombedarf von 7,4 kWh/m²a bis 8,1 kWh/m²a aus. Auch primärenergetisch kann dieses Konzept also mit Standard-Sonnenhauskonzepten konkurrieren (13,3 kWh/m²a bis 14,6 kWh/m²a).

Systemvereinfachungen

Die Ergebnisse des Forschungsprojekts zeigen die sehr effiziente Funktion des neuen Sonnenhauskonzepts. Die Erfahrungen im Projektzeigen aber, dass seine Systemkomplexität potentiell höhere Kosten sowie Fehleranfälligkeit bedeuten kann. Hohe Komplexität löst in der Regel auch Berührungsängste beim ausführenden Gewerk aus. Deshalb ist in einer Simulationsstudie von (Glembin 2016) untersucht worden, welches Vereinfachungspotential im Konzept besteht und wie konkurrenzfähig ein vereinfachtes System hinsichtlich der Energieeffizienz gegenüber dem neuen Systemkonzept ist.

Abbildung 4 zeigt stark vereinfacht die Systemkonzepte, die verglichen worden sind. Das neue Sonnenhauskonzept, wie oben beschrieben mit der solaren BTA und parallel dazu dem konventionellen Radiatorheizsystem (Rad), wurde einem klassischen Kombisystem mit Fußbodenheizung (FBH) gegenübergestellt, dass systemtechnisch einfach umgesetzt ist und so dem heutigen Stand der Technik entspricht. Um die Grundidee des direkt solaren Heizens bei minimalem Systemaufwand beizubehalten ist das System „Solar-Direkt-Heizung“ entstanden. Es entspricht in den wesentlichen Punkten dem Kombisystem, bietet jedoch die Möglichkeit solare Wärme über einen Bypass direkt vom Solarkollektor an die Fußbodenheizung zu liefern und so den Speicher zu umgehen. Die direkt solare Fußbodenheizung wird dabei genauso geregelt, wie die BTA im neuen Sonnenhaussystem. Alle drei Systeme sind sowohl mit einer Gastherme als auch einer WP als Nachheizung simuliert worden. Das Pufferspeichervolumen beträgt stets 1 m³.

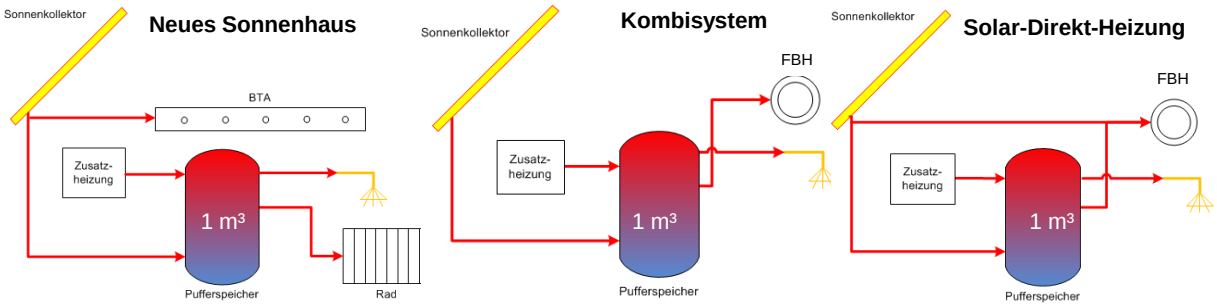


Abbildung 4: Systeme der Vergleichsstudie, links das Konzept des neuen Sonnenhauses, mittig das typische Kombisystem und rechts das Solar-Direkt-System, jeweils als stark vereinfachtes Schema

Abbildung 5 zeigt die Ergebnisse des Systemvergleichs. Die Diagramme zeigen die Endenergiebedarfe der drei Systeme jeweils mit Gaskessel (linkes Diagramm) und WP (rechtes Diagramm) unter Variation der Kollektorfläche.

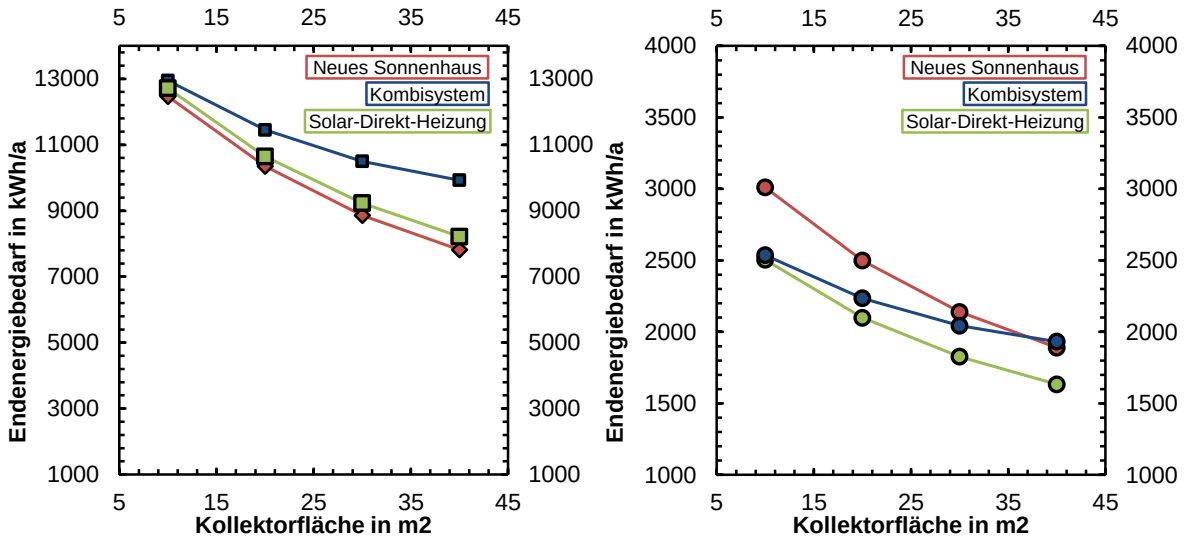


Abbildung 5: Endenergiebedarfe für neues Sonnenhaus, herkömmliches Kombisystem und Solar-Direkt-Heizung mit Gastherme (links) und WP (rechts) als Nachheizwärmequelle

Der Nutzungsgrad des Gaskessels ist weniger stark abhängig vom Betriebstemperaturniveau des Raumheizsystems als jener der WP. Somit ist beim Systemvergleich mit Gaskessel als Nachheizung weniger ausschlaggebend, ob die Beheizung über Radiatoren oder über eine Fußbodenheizung erfolgt. Die maximale Effizienz wird von dem System erreicht, das den maximalen Solarertrag liefert: Das neue Sonnenhaus. Dicht dahinter folgt bereits die Solar-Direkt-Heizung, die durch ihren ebenfalls hohen Solarertrag im endenergetischen Vergleich im Schnitt nur 4 % schlechter abschneidet als das neue Sonnenhauskonzept. Insbesondere bei größeren Kollektorflächen ist das klassische Kombisystem mangels Speicherkapazität weit abgeschlagen.

Bei den Systemen mit WP wird ein wesentlicher Anteil des Wärmebedarfs mit Umweltwärme aus dem Erdreich gedeckt, deshalb der grundsätzlich deutlich geringere Endenergiebedarf gegenüber den Systemen mit Gaskessel. Bei WP Systemen ist die Abhängigkeit der Nachheizeffizienz vom Betriebstemperaturniveau der Raumheizung viel

stärker ausgeprägt als beim Gaskessel. Auch hier liefert das neue Sonnenhauskonzept den höchsten Solarertrag. Dies wird jedoch durch die deutlich schlechtere WP-Performance überlagert, sodass bei kleinen Kollektorflächen sogar das klassische Kombisystem besser abschneidet. Den geringsten Energiebedarf hat die Solar-Direkt-Heizung, die im Schnitt 15 % effizienter abschneidet als das neue Sonnenhauskonzept.

Diese Simulationsstudie verdeutlicht also, dass eine Systemvereinfachung nicht nur möglich ist, sondern - besonders bei Einsatz einer WP - sogar noch eine weitere Effizienzsteigerung bedeuten kann. Durch die Vereinigung von solar betriebenem und konventionellem Heizsystem in einer gemeinsam genutzten Fußbodenheizung sinkt zwar der Solarertrag durch Gleichzeitigkeitseffekte und geringere aktivierbare Speicherkapazität, durch die deutliche Steigerung der WP-Effektivität wird diese Minderung jedoch überkompensiert.

Systemkosten im Vergleich

Zu Beginn des Forschungsvorhabens ist das gemeinsame Ziel formuliert worden, die sonnenhausspezifischen Systemkosten des neuen Konzepts (SH2) gegenüber den klassischen Sonnenhauskonzepten (SH1) um mindestens 25 % zu reduzieren. Zur Ermöglichung des Kostenvergleichs unterschiedlicher Systeme sind zwei voneinander unabhängige Planer damit beauftragt worden, das Testgebäude in Hannover fiktiv mit jeweils dem klassischen und dem neuen Sonnenhauskonzept auszustatten und die dafür entstehenden Systemkosten realistisch zu berechnen. Das klassische Sonnenhauskonzept entspricht dem des Musterhauskonzepts der Firma HELMA und ist mit einem großen, zentralen Wasserspeicher (ca. 7 m³) und einem 20 kW Holzofen ausgestattet. Das neue Systemkonzept entspricht der oben bereits beschriebenen Ausstattung des Testgebäudes. Die Systeme für den Kostenvergleich sind in Abbildung 6 bildlich dargestellt.

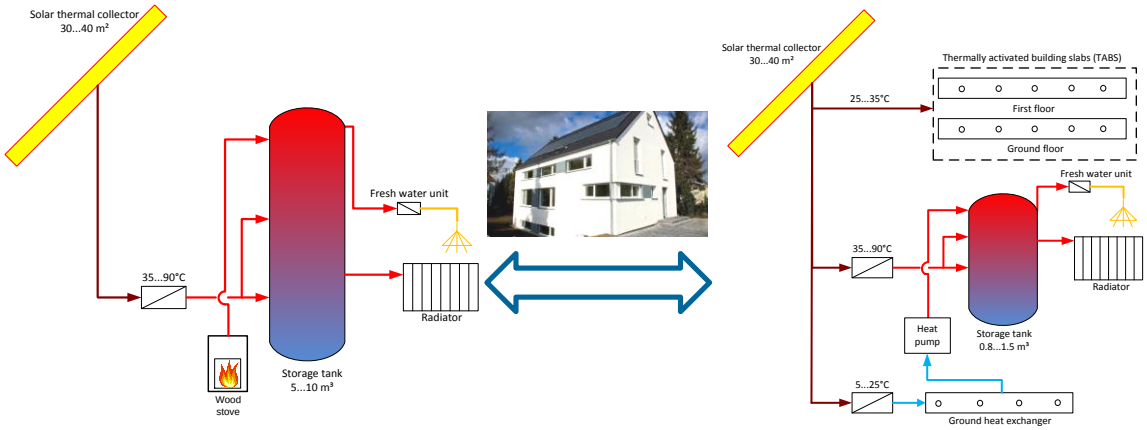


Abbildung 6: Sonnenhauskonzepte im Vergleich der Systemkosten, links das klassische (SH1), rechts das neue Sonnenhauskonzept (SH2)

Abbildung 7 zeigt die relativen Systemkosten der Sonnenhauskonzepte im Vergleich, bezogen auf die Kosten des klassischen Sonnenhaussystems. Das neue Sonnenhauskonzept ist sowohl entsprechend der Umsetzung im Testgebäude als auch in einer optimierten Form kalkuliert worden. Die Optimierung sieht im Wesentlichen die

Zusammenlegung der rein solarthermischen Bauteilaktivierung und des konventionellen Radiatorheizsystems in einer gemeinsam genutzten Fußbodenheizung vor, wie es bereits im vorherigen Kapitel und in (Glembin 2016) beschrieben wird. Das optimierte System ist energetisch mindestens gleichwertig gegenüber dem System im Testgebäude.

Wie die Grafik zeigt, kann bereits das im Testgebäude realisierte Konzept gegenüber dem klassischen Sonnenhaus eine Kosteneinsparung von 28 % erreichen. Die größte Kosteneinsparung wird dabei durch den Verzicht auf den großen Pufferspeicher erreicht, der (inkl. Transport und Aufstellung) um den Faktor 10 teurer ist, als der kleine Standard-Puffer des neuen Sonnenhaussystems. Holzofen und Wärmepumpe (inkl. Erdwärmekollektor) liegen kostentechnisch gleichauf, jedoch kommen beim Holzofen die Kosten für die Abgasführung hinzu. Da beim klassischen Sonnenhaus mit erheblich mehr Stagnation gerechnet werden muss, schlagen sich die höheren Sicherheitsanforderungen in den Kosten für Kollektor und -kreis nieder. Beim optimierten System reduzieren sich die Kosten durch die Zusammenlegung von BTA und Radiatorheizung in einer gemeinsam genutzten Fußbodenheizung. Dieses System erreicht gegenüber dem klassischen Sonnenhauskonzept eine Kosteneinsparung von 35 %.

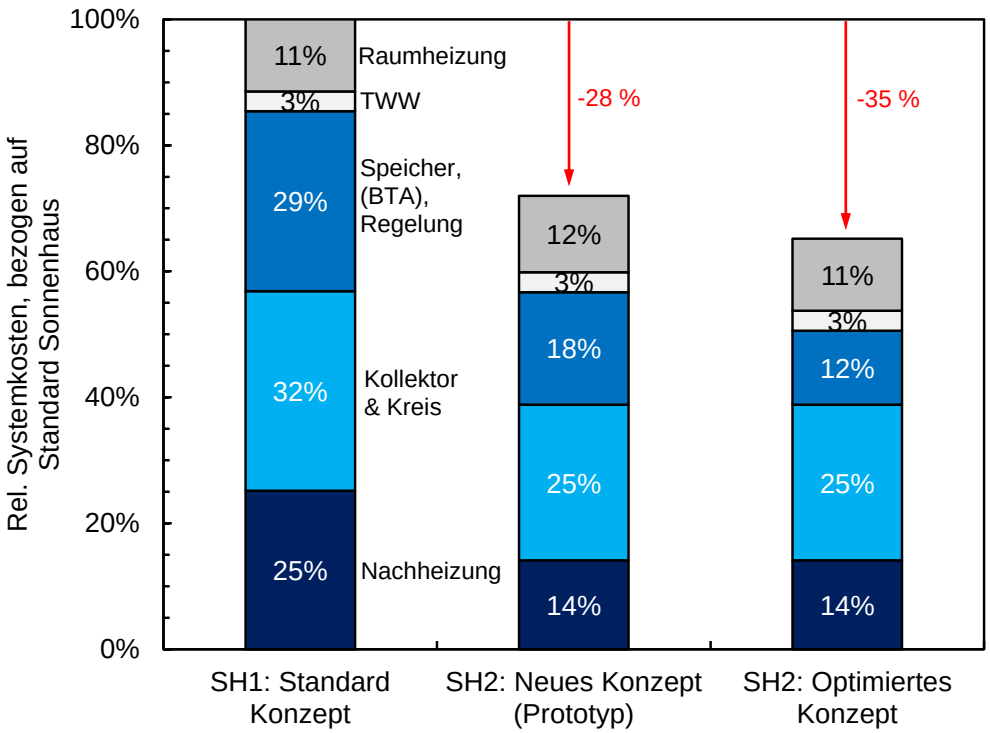


Abbildung 7: Relative Systemkosten, bezogen auf das klassische Sonnenhauskonzept (SH1, links) im Vergleich zum neuen Sonnenhaus (SH2) entsprechend dem Testgebäude (Mitte) und mit optimierter Systemausführung (rechts, entspricht der „Solar-Direkt-Heizung“)

Fazit

Das theoretisch entwickelte Sonnenhauskonzept mit direkt solarthermischer Bauteilaktivierung statt großem Speicher kann auch in der Praxis seine Funktionsfähigkeit unter Beweis stellen. Der gemessene Endenergiebedarf liegt zwischen 7 kWh/m²a und

8 kWh/m²a. Unter Berücksichtigung des aktuellen Primärenergiefaktors für Strom ist das Konzept gleichauf mit der Effizienz konventioneller Sonnhauskonzepte, spart demgegenüber jedoch, abhängig vom Grad der Komplexität, zwischen 28 % und 35 % der sonnenhaustypischen Systemkosten ein.

Die Kombination von Solarthermie und Bauteilaktivierung ist dabei besonders attraktiv, da das geringe Betriebstemperaturniveau der Flächenheizung die mittleren solaren Erträge des Systems in den Wintermonaten um 20 % gegenüber dem Standard Sonnenhaus erhöhen kann. Auch der Kollektornutzungsgrad steigt dadurch um 20% an.

Weiterhin bietet das System Potential für Vereinfachungen, die - bei gleicher oder sogar höherer energetischer Effizienz - dazu beitragen können, nicht nur Kosten sondern auch Berührungsängste und Hemmnisse bei der Markteinführung seitens Handwerkern und Planern zu reduzieren.

Die Idee der Aktivierung ohnehin vorhandener Speichermasse im Gebäude ist ferner nicht nur interessant für die Anwendung im Einfamilienhaus. Der Gedanke lässt sich ohne weiteres auch auf Mehrfamilienhauskonzepte sowie Industrie- und Produktionsgebäude übertragen. Schlussendlich hat das vereinfachte System „Solar-Direkt-Heizung“ sogar Potential für Altbausanierungen. Die erhebliche Steigerung der Kosteneffizienz steigert dabei die Attraktivität für Immobilienbesitzer erheblich. Daher sehen wir nicht nur breite Anwendungsmöglichkeiten sondern auch weiteres Entwicklungspotential in diesem Bereich.

Danksagung

Die Untersuchungen wurden durchgeführt im Rahmen des Projekts „SH-T-Opt Exp“, FKZ 032559, das mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des deutschen Bundestages gefördert wird. Die Autoren danken für die Unterstützung. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt ausschließlich bei den Autoren.

Referenzen

Glembin J., Steinweg J., Rockendorf G., et. al. (2012), Development of a Concept for the Temperature-Optimized Heat Production in Solar Active Houses, Proceedings of Eurosun Conference, September 18th-20th 2012, Rijeka, Croatia

Glembin J., Büttner Ch., Steinweg J., et. al. (2013), Solar Active Building with Directly Heated Concrete Floor Slabs, SHC 2013, International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry, September 23rd-25th 2013, Freiburg, Germany

Glembin J., Büttner Ch., Steinweg J., et. al. (2014), New Control Strategy for Solar Thermal Systems with Several Heat Sinks, Proceedings of Eurosun 2014 Conference, September 16th-19th 2014, Aix-les-Bains, France

Glembin J., Haselhorst T., Steinweg J., et. al., (2016), Nutzung des Gebäudes als Wärmespeicher durch direkte Integration von Sonnenwärme in die Raumheizung, 26. Symposium thermische Solarenergie, 20.-22.04.2016, Bad Staffelstein

Palillon P., Souyri B., Achard G. (1993), A new concept for the direct solar floor heating system, proceedings of ISES Solar World Congress, 23.-27. August, Budapest, pp 2328/2234

Verein Deutscher Ingenieure (2011), VDI 4640 Blatt 1 - Thermische Nutzung des Untergrunds - Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte, Beuth Verlag GmbH, 10772 Berlin