



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr, Energie und
Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Schlussbericht 23. November 2011

EXPERIMENTELLE UND THEORETISCHE UNTERSUCHUNG DES EINFLUSSES VON SCHICHTLADEEINRICHTUNGEN UND OPTIMIERTER HYDRAULISCHER SYSTEMVERSCHALTUNG AUF DEN SOLAREN DECKUNGSGRAD

Auftraggeber:

Bundesamt für Energie BFE
Forschungsprogramm Solarwärme
CH-3003 Bern
www.bfe.admin.ch

Auftragnehmer:

Institut für Solartechnik SPF
Hochschule für Technik HSR
Oberseestr. 10
CH-8640 Rapperswil
www.solarenergy.ch

Autoren:

Robert Haberl, Institut für Solartechnik SPF, robert.haberl@solarenergy.ch
Elimar Frank, Institut für Solartechnik SPF, elimar.frank@solarenergy.ch

BFE-Bereichsleiter: Andreas Eckmanns

BFE-Programmleiter: Jean-Christophe Hadorn

BFE-Vertrags- und Projektnummer: 153803 / 102960

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

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	3
Abstract	4
1. Ausgangslage und Ziel der Arbeit	5
2. Methode.....	5
2.1. Systemtest.....	5
2.1.1. Simulierte und emulierte Komponenten	7
2.1.2. Getestete Komponenten	7
2.1.3. Hydraulische Verschaltung und Regelstrategie der getesteten Systeme	8
2.2. Jahressimulationen.....	13
2.2.1. Erstellen und Validieren der Simulationsmodelle	13
2.2.2. Klimadaten und Kollektorfeldausrichtung	14
2.2.3. Brauchwarmwasserlast	14
2.2.4. Raumheizungslast	14
2.2.5. Referenzsystem.....	15
3. Ergebnisse.....	16
3.1. Ergebnisse der Systemtests.....	16
3.2. Ergebnisse der Jahressimulationen	19
4. Diskussion	20
5. Schlussfolgerungen	22
6. Referenzen	23

Abstract

Für Kombisysteme mit solarthermischer Anlage stehen verschiedene Speicher und entsprechende Be- und Entladekonzepte, z.B. mit internen oder externen Wärmeübertragern und/oder mit internen oder externen Schichtungskonzepten zur Verfügung. In verschiedenen Publikationen wurde der Einfluss des Speicherkonzeptes auf das Gesamtsystem durch Simulationen oder durch vordefinierte Testsequenzen untersucht, die nur einen Teil der in Realität auftretenden Zustände abdecken. Um ein genaueres Bild des Einflusses verschiedener Speicherkonzepte zu erhalten wurde ein Kombisystem in vier verschiedenen Versionen unter realistischen Lastbedingungen im dynamischen Systemtest untersucht. Allen getesteten Systemen gemein sind die Zusatzheizung und die Solarkollektoren sowie das Speichervolumen. Der Unterschied besteht in der hydraulischen Verschaltung der Komponenten sowie den verwendeten Speichern und Be- und Entladekonzepten. Dabei wurden sowohl interne als auch externe Wärmeübertrager untersucht. Es wurden zwei extrem unterschiedliche „Philosophien“ für Speicher ohne interne Wärmeübertrager betrachtet: Einerseits ein Konzept mit einem komplexen Einbau zur vermeintlich annähernd ideal geschichteten Be- und Entladung (so dass die „externen“ Massnahmen wie Leistungsmodulation, geregelte Volumenströme, Umschaltventile für verschiedene Speicherhöhen möglicherweise kaum relevant sind) und ein „leerer“ Speicher ohne Schichtlader, der optional über „externe“ Massnahmen mehr oder weniger geschickt be- und entladen wird. Zudem wurde eine Vergleichsmessung an einem „klassischen“ Kombispeicher mit internen Wärmeübertragern durchgeführt.

Die Testes zeigten einen beträchtlichen Unterschied im jährlichen Ölverbrauch der Systeme (+/- 5% absolut) zur Deckung einer identischen Last, wobei lediglich die Be- und Entladestrategie der Speicher geändert wurde, während die Komponenten zur Wärmebereitstellung identisch waren. Die Integration des kondensierenden Ölkessels in das Gesamtsystem stellte sich als besonders wichtig heraus, da die Nutzung der latenten Wärme (Kondensationswärme) sehr stark von der Rücklauftemperatur des Kessels abhängt.

Desweiteren wurde gezeigt dass auch in einem hydraulisch und regelungstechnisch optimierten System eine Schichteinrichtung im Speicher den Verbrauch an Zusatzenergie um mehr als 2% (absolut) senkt.

Das getestete System mit internem Wärmeübertrager zur Brauchwarmwasserbereitung (Wellrohr) und ohne interne Schichteinrichtung hatte im Vergleich zu den anderen Tests höhere Speichertemperaturen, insbesondere ein besonders grosses Vorhaltevolumen zur Brauchwarmwasserbereitung, um die Komfortbedingungen zu erfüllen. Dies führte zu einem weniger effizienten System (- 5%) im Vergleich zu einem geschichteten Pufferspeicher mit externen Wärmeübertragern.

1. Ausgangslage und Ziel der Arbeit

Das effiziente Funktionieren eines solaren Kombisystems hängt neben der Effizienz der Einzelkomponenten entscheidend von deren Integration in ein Gesamtsystem ab. Eine zentrale Rolle spielt dabei der Speicher und dessen Be- und Entladestrategie. Die verschiedenen Hersteller von Speichern und Gesamtsystemen folgen dabei unterschiedlichen Philosophien. Einige Anbieter setzen möglichst gute (und dann meist auch teure) Schichtladeeinrichtungen ein, die ihre Stärken vor allem bei hohen und wenig bzw. gar nicht geregelten Beladevolumenströmen und –leistungen haben. Andere Konzepte sind von der Auffassung geprägt, dass bei einem hydraulisch optimierten System Schichtladeeinrichtungen im Speicher keine nennenswerten energetischen bzw. exergetischen Vorteile bringen, sondern ggf. sogar eher Nachteile (Kosten, Verschleiss, Exergieverlust durch Wärmeleitung usw.).

In dieser kontrovers geführten Diskussion wird immer wieder auf Simulationen Bezug genommen, die den Einfluss auf den Jahresertrag zeigen sollen. Es ist jedoch unklar, ob hier ein Speicher ohne Schichtbeladeeinrichtungen prinzipiell zu gut gerechnet wird, weil die üblichen Simulationsmodelle in Polysun, TRNSYS etc. die strömungsbedingte Durchmischung nicht detailliert berechnen.

Das Ziel der Arbeit ist eine in erster Linie auf Experimenten basierende Untersuchung verschiedener Speicherkonzepte und deren Vergleich. Dabei sollen nicht einzelne stationäre Zustände, sondern der Einfluss auf den Jahresnutzungsgrad bzw. den solaren Deckungsgrad ermittelt werden. Es müssen also dynamische Messungen durchgeführt werden, wozu der am SPF entwickelte Concise Cycle Test (CCT) genutzt wird. Anhand der 12-tägigen Systemtests sollten die Einflüsse von Schichtladeeinrichtungen und optimierter hydraulischer Systemverschaltung im dynamischen Betrieb in Simulationsmodellen abgebildet werden, so dass Kennwerte auf Jahresbasis ermittelt werden können. Besonderes Augenmerk liegt dabei darauf, identische Rahmenbedingungen zu schaffen. Dazu zählt neben der zu deckenden Last und deren Einfluss auf die Effizienz auch eine für alle Tests gleiche Wärmeerzeugung und -bereitstellung (sowohl die Nachheizung als auch die Kollektoren).

2. Methode

Es wurden verschiedene Systeme auf dem Indoorprüfstand des SPF installiert und mit Hilfe der CCT-Methode getestet [1],[2]. Die Systeme unterscheiden sich im jeweiligen Speicher oder Speicherkonzept, weisen aber identische Komponenten zur Wärmebereitstellung (Ölkessel und Solarkollektoren) und für den Wärmebedarf (Raumheizung und Brauchwarmwasser) auf. Die Messdaten der dynamischen Tests wurden im zweiten Teil der Prüfung dazu verwendet, Simulationsmodelle der Anlagen zu validieren um dann durch Jahressimulationen Kennwerte wie den Verbrauch an Zusatz- und Hilfsenergie und den Nutzungsgrad der Anlagen zu ermitteln.

2.1. Systemtest

Für den Test wird ein komplettes Heizsystem mit Ausnahme der Sonnenkollektoren¹ auf dem Prüfstand installiert. Es sind dies in der Regel: Ein Wärmespeicher, ein Heizkessel, alle Verbindungen zwischen den verschiedenen Komponenten inklusive Solarkreisleitung und,

¹ Die Kollektoren müssen vorgängig geprüft sein.

besonders wichtig, alle Regel- und Steuergeräte. Die Hardware des Prüfstands emuliert während eines 12-tägigen Prüfzyklus sowohl die Last für Raumheizung und Brauchwarmwasser-Bereitstellung in einem Einfamilienhaus als auch die Kollektoren entsprechend einer TRNSYS-Simulation [3] die in Echtzeit parallel zum Test läuft. Die getestete Anlage arbeitet, im Gegensatz zu anderen Laborprüfmethoden, unter absolut realistischen Bedingungen und völlig selbständig. Die Prüfeinrichtung greift nicht in die systemeigenen Funktionen ein. Für die Raumwärmeverteilung bedeutet das: Die Anlage entscheidet selbständig über Durchfluss und Vorlauftemperatur und bestimmt damit auch über den Heizwärmeeintrag selbst. Der Prüfstand liefert die passende Rücklauftemperatur. Da alle Regelgeräte der Anlage in Funktion sind, wird das reale Verhalten des Systems ermittelt. Abbildung 1 zeigt schematisch die Aufteilung zwischen den geprüften und emulierten Anlagenteilen.

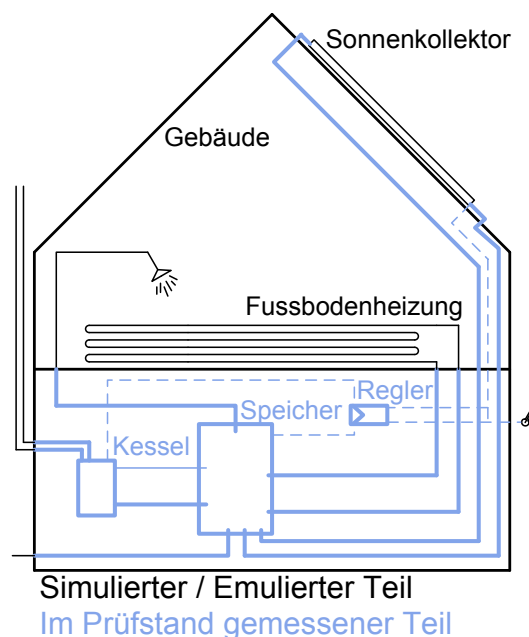


Abbildung 1: Konzept der Laborprüfung. Das Haus mit Heizverteilung und die Kollektoren sind simuliert, bzw. emuliert. Kessel und Speicher, sowie alle Regel- und Steuergeräte sind installiert und werden geprüft.

Die dem gesamten Test zu Grunde liegenden Klimadaten entsprechen einem durchschnittlichen Jahr im Schweizerischen Mittelland. Um eine repräsentative 12-tägige Testphase zu erhalten wurde daraus ein Datensatz extrahiert bzw. erstellt, der in seinem Verlauf demjenigen des gesamten Jahres entspricht. Dabei ist der Wetterdatensatz als Kreislauf ausgelegt, d.h. die Werte an Anfang und Ende stimmen exakt überein.

Der Testzyklus beginnt mit einer Konditionierungsphase um den Speicher zu temperieren. Dazu werden die letzten 18 Stunden des Zyklus verwendet. Daraufhin beginnt ohne Unterbruch die eigentliche 12-tägige Prüfphase. Die Temperaturen am Ende dieser 12 Tage sollten denen zu Beginn des Tests (nach der Konditionierung) entsprechen. Die gesamte Testdauer beträgt also 306 Stunden, wobei 288 Stunden ausgewertet werden. Während der gesamten Zeit muss das getestete Heizsystem im autonomen Betrieb, d.h. ohne Eingriffe von aussen, die Last des Gebäudes decken um die gestellten Komfortanforderungen zu erfüllen. Gemessen werden insbesondere: der Verbrauch an Zusatzenergie (Brennstoff, Gas oder Öl) und der Verbrauch elektrischer Hilfsenergie.

2.1.1. Simulierte und emulierte Komponenten

Durch den Prüfstand werden zum einen die Last für Raumheizung und Warmwasser und zum anderen die Kollektoren emuliert:

Raumheizungslast

Die Last des emulierten Gebäudes entspricht derjenigen eines Einfamilienhauses mit einer Energiebezugsfläche von 200 m², das mässig bis gut gedämmt ist. Die Wärmeverteilung erfolgt mittels einer Fussbodenheizung, d.h. durch den Prüfstand wird die Rücklauf-temperatur entsprechend der Simulation des Gebäudes emuliert. Der Heizenergiebedarf beträgt bei einer idealen Luftheizung rund 45'000 MJ/a. Unter realen Bedingungen mit einer Flächenheizung und hohem Komfort beträgt der Heizenergieverbrauch ca. 56'000 MJ/a.

Brauchwarmwasserlast

Durch den Prüfstand wird entsprechend eines realistischen Zapfprofils Brauchwarmwasser entnommen. Dabei wird das zugeführte Kaltwasser entsprechend der Jahreszeit konditioniert. Die Zapfungen unterscheiden sich in Dauer und Durchfluss. Der Verbrauch während eines Tages beträgt rund 200 Liter bei einer Kaltwassertemperatur von 10°C und einer Warmwassertemperatur von 45°C.

Kollektoren

Auch die Solarkollektoren werden durch den Prüfstand emuliert. Grundlage der Emulation ist analog zur Gebäudesimulation eine in Echtzeit durchgeführte Simulation in TRNSYS die sowohl die Klimabedingungen (Strahlung und Temperatur) als auch die realen Messdaten der Rücklauf-temperatur und des Durchflusses berücksichtigt. Es wird sowohl die Temperatur im Stillstand als auch während des Betriebes emuliert. Die Daten für des 15 m² grosse Flachkollektorfeld betragen (bezogen auf die Brottofläche):

$$\eta_0 = 0.702, a_1 = 3.377 \text{ (W*m}^{-2}\text{*K}^{-1}\text{)}, a_2 = 0.014 \text{ (W*m}^{-2}\text{*K}^{-2}\text{)}$$

2.1.2. Getestete Komponenten

Für den CCT werden komplette Heizsysteme (mit Ausnahme der Kollektoren) auf dem Prüfstand installiert. Die wichtigsten Komponenten der hier vorgestellten Tests sind die Wärmespeicher, ein kondensierender Ölkessel zur Nachheizung sowie das Regelgerät als zentrale Regelung für alle Funktionen des Heizsystems.

Wärmespeicher

Es wurden zwei Speicher eingesetzt, die sich im Volumen und der Wärmedämmung weitestgehend ähnlich sind, aber völlig verschiedene Strategien zur Be- und Entladung verfolgen:

- Speicher A hat keinerlei interne Wärmeübertrager (WÜ). Er ist komplett mit Heizungswasser gefüllt. Die Wärmebereitstellung für den Speicher vom Solarkreis sowie die Wärmebereitstellung vom Speicher für die Warmwasserbereitung erfolgen jeweils mittels eines externen WÜ. Im Speicher A sind aufwändige Einbauten enthalten, die dem optimal geschichteten Einbringen der Volumenströme entsprechend der Temperatur dienen.
- In Speicher B sind die WÜ für die Brauchwarmwasserbereitung und den Solarkreis jeweils im Speicher enthalten.

Die beiden Speicherkonzepte wurden ausgewählt, weil sie jeweils eine der beiden eingangs erwähnten unterschiedlichen „Philosophien“ sehr konsequent repräsentieren. Die Daten der beiden Speicher sind in Tabelle 1 dargestellt.

Tabelle 1: Daten der in den Tests eingesetzten Wärmespeicher.

	Speicher A	Speicher B
Speichergewicht leer	155 kg	224 kg
Material	St 37-2	Kesselstahl
Speicherinhalt (Nenninhalt)	920 l	1000 l
Durchmesser mit Wärmedämmung	990 mm	1060 mm
Durchmesser ohne Wärmedämmung	790 mm	850 mm
Schichteinrichtung	Ja (für alle Anschlüsse)	Nein
Trinkwasser-Wärmeübertrager intern		
Material	–	Edelstahl Wellrohr
Inhalt	–	33 l
Heizfläche	–	7.2 m ²
Solar-Wärmeübertrager intern		
Material	–	Edelstahl Glattrohr
Inhalt	–	14 l
Heizfläche	–	2.1 m ²

Nachheizung

Die Nachheizung erfolgte mittels eines kondensierenden Ölkessels, der die Möglichkeit zur Leistungsmodulation (30..100 %) bietet. Die Leistungsdaten des Gerätes sind nachfolgend in Tabelle 2 dargestellt. Der Beladevolumenstrom der Nachheizung wurde über die regelbare Kesselkreispumpe eingestellt, die Teil des Ölkessels ist.

Tabelle 2: Daten des eingesetzten Ölkessels.

Nennleistung oder Nennleistungsbereich	5 – 15 kW
Zulässige Brennstoffe	Oeko-Heizöl schwefelarm,
Brennwertnutzung (Kondensation)	Ja
Leistung im Test	15 kW
Kesselregelgerät	In Kessel integriert

2.1.3. Hydraulische Verschaltung und Regelstrategie der getesteten Systeme

Insgesamt wurden vier Systemtests durchgeführt. In den Tests #1 bis #3 wurde Speicher A mit verschiedenen hydraulischen Verschaltungen eingesetzt, wobei im dritten Test die Schichteinrichtung im Speicher entfernt wurde, so dass ein komplett leerer Speicher getestet wurde. Test #4 wurde mit Speicher B durchgeführt. Hier wurde das hydraulische Schema entsprechend der Be- und Entlademöglichkeiten des Speichers verändert (keine externen WÜ). In den nachfolgenden Kapiteln sind die hydraulischen Schemata der einzelnen Tests genauer beschrieben. Zur Veranschaulichung werden stark vereinfachte Skizzen der hydraulischen Schemata gezeigt.

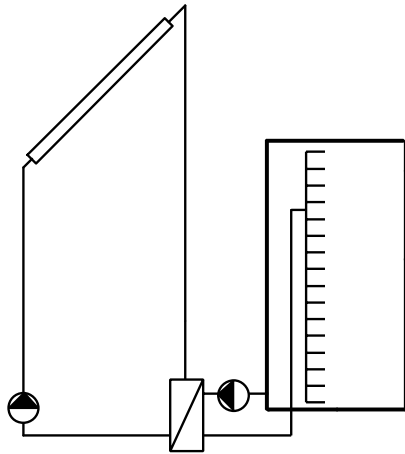


Abbildung 2: Konzept für solaren Eintrag bei **System 1 und System 2**. Der Solarkreis besteht aus zwei Hydraulikkreisen die durch einen WÜ getrennt sind. Der Primärkreis (Kreislauf Solarkollektoren – WÜ) steht im Stillstand und im Betrieb unter Druck und ist mit einem Gemisch aus Wasser und Glykol gefüllt. Die Solarwärme wird über den WÜ dem Speicherwasser zugeführt und dann über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Die Pumpe im Sekundärkreis (Speicherseite) beginnt erst zu arbeiten, wenn der WÜ ausreichend erwärmt ist. Der Volumenstrom der Solarkreispumpe ist matched flow geregelt und die Speicherbeladepumpe ebenfalls, um möglichst hohe Beladetemperaturen für den oberen Speicherbereich zu realisieren.

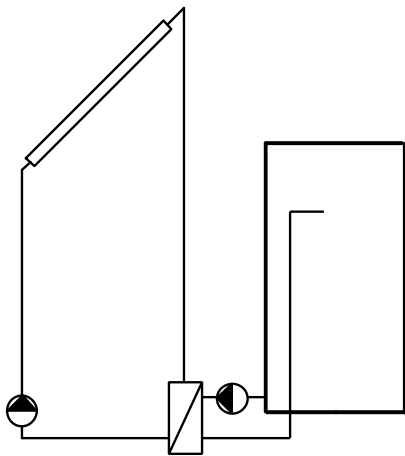


Abbildung 3: Konzept für solaren Eintrag bei **System 3**. Nach wie vor wird die Solarkreispumpe mit matched flow geregelt und die Speicherbeladepumpe ebenfalls, um möglichst hohe Beladetemperaturen für den oberen Speicherbereich zu realisieren. Lediglich die Schichtlade-Einrichtung wurde aus System 1 bzw.2 entfernt.

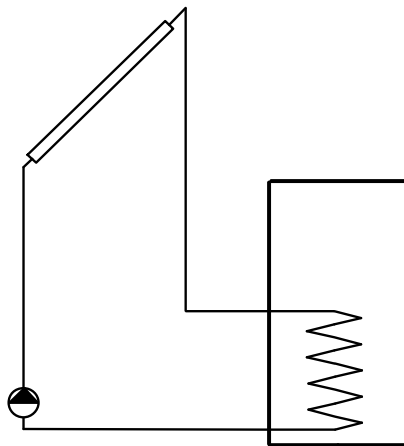


Abbildung 4: Konzept für solaren Eintrag bei **System 4**. Die Solarwärme wird über einen speicherinternen WÜ dem Speicherwasser zugeführt. Der Durchfluss durch den Kollektor wird vom Regelgerät und der drehzahlvariablen Pumpe gesteuert. Die Wärmeträgerflüssigkeit besteht aus einem Gemisch von Wasser und Glykol. Der Kollektorkreis ist dadurch frostresistent. Im Stillstand und im Betrieb steht der Kollektorkreis unter Druck.

System 1

Das in Test #1 verwendete Schema entspricht der Philosophie des Speicherherstellers und ist so einfach gehalten, wie es der eingesetzte Speicher (mit einer komplexen eingebauten Be- und Entladeeinrichtung) erlaubt: Sowohl zur Beladung durch die Kollektoren und die Nachheizung als auch zur Entladung für die Warmwasserbereitung und Raumheizung wurden jeweils zwei Anschlüsse für Vor- und Rücklauf verwendet. Die vorgefertigten Installationsgruppen für den Solarkreis, die Brauchwarmwasserbereitung und die Raumheizung sind an die Dimensionen des Speichers angepasst und wurden an den dazu vorgesehenen Stellen montiert. Die Beladung durch den Solarkreis erfolgt mittels eines externen Platten-WÜ, der den mit Glykol/Wasser-Gemisch gefüllten Solarkreis hydraulisch von dem mit Heizungswasser gefüllten Sekundärkreis trennt. Der Vorlauf wird durch eine im

Speicher integrierte Schichteinrichtung eingebracht (vgl. Abbildung 2). Die Pumpen des Solarkreises werden über die zentrale Regeleinheit so gesteuert, dass die Kollektoren im matched-flow Modus betrieben werden. Das Warmwasser durch eine Frischwasserstation (externer WÜ) erwärmt (vgl. Abbildung 5), die Raumheizung wird aus dem Speicher bedient (vgl. Abbildung 6). Die Beladung durch den Zusatzwärmeerzeuger erfolgt direkt, wobei die Regelung der Nachheizung so eingestellt ist, dass bei einer Anforderung der Speicher mit Nennleistung beladen wird (keine Leistungsmodulation) (vgl. Abbildung 5 und Abbildung 6).

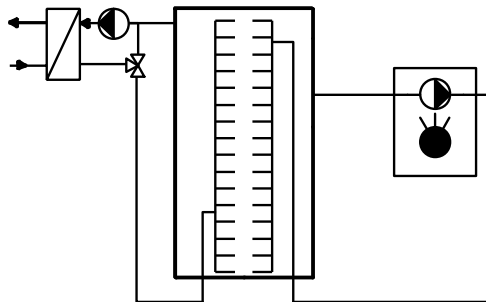


Abbildung 5: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in **System 1** über einen externen WÜ (Plattenwärmeübertrager). Durch eine stufenlos drehzahlgeregelte Pumpe wird auf der heißen Seite thermostatisch gemischtes Speicherwasser durch den WÜ gepumpt. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Das erwärmte Speicherwasser wird dabei über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht.

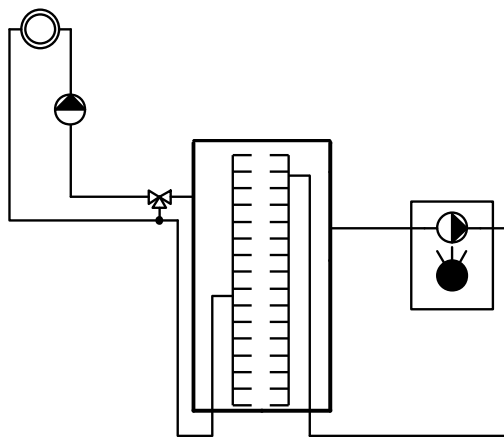


Abbildung 6: Konzept zur Raumheizung in **System 1**. Das erwärmte Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt. Der Rücklauf des Heizkreises wird über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Ist nicht genügend Solarwärme vorhanden, um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt und über eine Schichteinrichtung in den Speicher eingebracht. Die Versorgung der Raumheizung mit Speicherwasser erfolgt dann gleich wie die Raumheizung mit solar erwärmtem Speicherwasser.

System 2

Für Test #2 wurde System 1 übernommen, allerdings wurden zwei Drei-Wege-Ventile ergänzt, die trotz der eingebauten Schichtladeeinrichtung die Wärmeeinspeisung von der Nachheizung in den Speicher (bzw. auf die Schichtladeeinrichtung) in zwei unterschiedlichen Höhen ermöglichen. Auch hier ist also jeder Volumenstrom zur Be- und Entladung über den Speicher geführt, und die Nachheizung kann die Raumheizung nicht direkt bedienen. Die Regelung und Einbindung der Nachheizung wurde im Vergleich zu System 1 so verändert, dass mit den zwei 3-Wege-Ventilen je nach Anforderung für die Raumheizung oder die Warmwasserbereitung

- entweder der obere Teil des Speichers beladen wird (bei einer Anforderung zur Warmwasserbereitung sind die Ventile gemäss der Abbildung 7 so geschaltet, dass der Rücklauf der Nachheizung aus der Speichermitte entnommen wird und der Vorlauf im oberen Teil des Speichers in die Schichtladeeinrichtung eingebracht wird) oder
- bei einer Anforderung zur Raumheizung die Ventile entsprechend der Abbildung 8 so geschaltet sind, dass der Rücklauf im unteren Teil des Speichers entnommen und in der Mitte in die Schichtladeeinrichtung eingebracht wird.

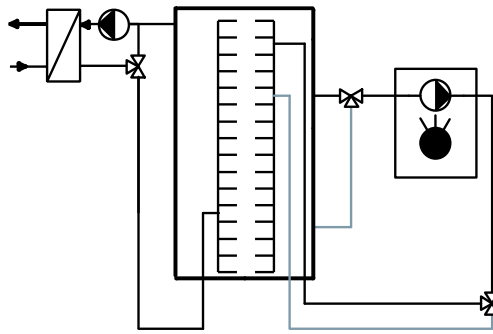


Abbildung 7: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in **System 2**. Die Warmwasserbereitung erfolgt wie in System 1 über einen externen WÜ (Plattenwärmeübertrager). Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – anders als in System 1 in Abbildung 5- zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass zur Brauchwarmwassererwärmung mittels der Nachheizung Speicherwasser aus dem mittleren Teil des Speichers entnommen und gewärmt im oberen Teil des Speichers eingeschichtet wird.

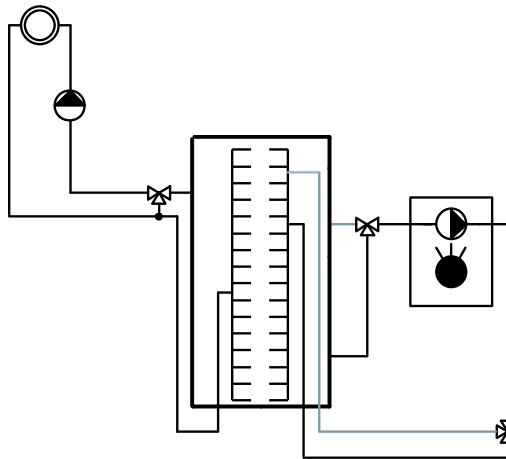


Abbildung 8: Konzept zur Raumheizung in **System 2**. Ist nicht genügend (Solar)Wärme vorhanden, um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – anders als in System 1 in Abbildung 6 - zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass (sofern nicht ausreichend Solarwärme verfügbar ist) Speicherwasser aus dem unteren Teil des Speichers entnommen wird, um dann gemäss der Heizkurve erwärmt im mittleren Teil des Speichers eingeschichtet zu werden.

Die Solltemperatur des Kessels ist für die Warmwasserbereitung auf 62°C gestellt, für die Raumheizung ergibt sich die Solltemperatur gemäss der Heizkurve. Um die Temperatur zu erreichen ist – bei einem fest eingestellten Volumenstrom – die Leistungsmodulation des Kessels freigegeben.

Es gibt also zwei zentrale Unterschiede zum ersten Test: Einerseits wird mit zusätzlichem hydraulischen Aufwand ein Teil der Funktion der Schichtladeeinrichtung übernommen (was bei einer „idealen“ Schichtladeeinrichtung exergetisch zu keinem Unterschied führen dürfte), andererseits wird das Modulieren des Kessels ermöglicht.

System 3

Sowohl das hydraulische Konzept als auch die Regelung aus Test #3 entspricht derjenigen aus Test #2. Die einzige Änderung betrifft den Speicher, bei dem die gesamte Schichteinrichtung entfernt wurde, die bisher für jegliches Einbringen und die Entnahme von Wärme in den bzw. aus dem Speicher verwendet wurde. Der Vorlauf der Nachheizung und des Kollektorkreises sowie der Rücklauf des Heizkreises und der Brauchwarmwasserbereitung werden folglich in fixen Höhen in den Speicher eingebracht. Durch die Integration der 3-Wege Ventile werden die Volumenströme allerdings schon vorab in den der Temperatur entsprechenden Teil des Speichers geführt, d.h. es wird bereits extern geschichtet. In Abbildung 9 und Abbildung 10 sind Schemata abgebildet, welche die einzelnen Betriebszustände veranschaulichen.

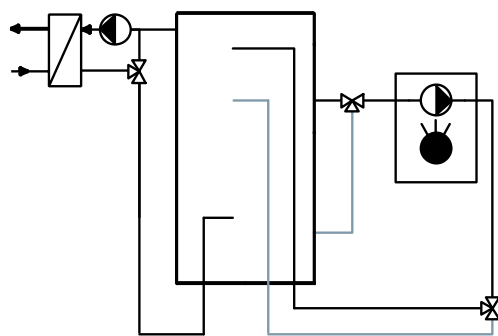


Abbildung 9: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in **System 3** wie in System 2 (vgl. Abbildung 7), aber ohne im Speicher eingebaute Schichteinrichtung. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind – wie in System 2 - zwei zusätzliche 3-Wege Ventile so geschaltet, dass zur Brauchwarmwassererwärmung mittels der Nachheizung Speicherwasser aus dem mittleren Teil des Speichers entnommen und gewärmt im oberen Teil des Speichers eingebracht wird.

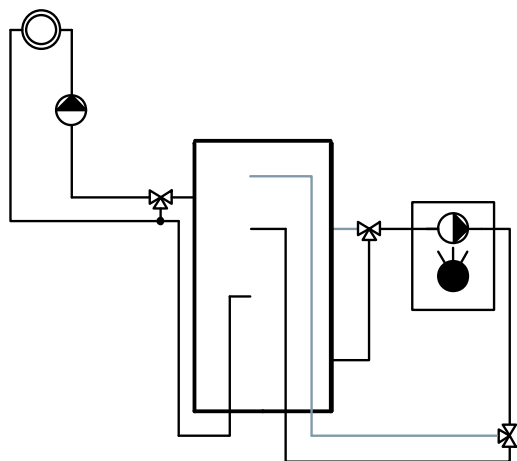


Abbildung 10: Konzept zur Raumheizung in **System 3** wie in System 2 (vgl. Abbildung 8), aber ohne im Speicher eingebaute Schichteinrichtung. Erwärmtes Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt. Ist nicht genügend (Solar)Wärme vorhanden um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten, wird das Speicherwasser durch die Zusatzheizung erwärmt. Dabei sind die beiden 3-Wege Ventile so geschaltet, dass Speicherwasser aus dem unteren Teil des Speichers entnommen wird, um dann gemäss der Heizkurve erwärmt im mittleren Teil des Speichers eingebracht zu werden.

System 4

Für Test #4 wurde ein völlig anderer Speicher verwendet. Dementsprechend ist das hydraulische Schema der Anlage angepasst:

Die Solarwärme wird über einen speicherinternen WÜ dem Speicherwasser zugeführt. Die Solarkreispumpe wird wie in den vorherigen Tests durch die zentrale Regeleinheit im low flow Modus gesteuert. Die Warmwasserbereitung erfolgt durch einen internen WÜ. Ein thermostatisches Mischventil verhindert zu hohe Temperaturen am Austritt. Falls die Temperatur im oberen Teil des Speichers zur Brauchwarmwasserbereitung nicht reicht, wird dieser Teil durch den Ölkessel nachgeheizt. Die Raumheizung wird direkt aus dem Speicher bedient. Falls im mittleren Teil des Speichers die Temperaturen nicht hoch genug sind, um die Raumheizung zu bedienen, wird ebenfalls durch den Ölkessel nachgeheizt, wobei der Vorlauf des Ölkessels mit dem Vorlauf des Heizkreises verbunden ist, so dass die Raumheizung direkt bedient werden kann. Der Rücklauf des Kessels bleibt an derselben Position als zur Brauchwarmwasserbereitung (vgl. Abbildung 11 bis Abbildung 13). Wenn die benötigte Leistung zur Raumheizung kleiner ist als die minimale Kesselleistung, wird die überschüssige Wärme in den Speicher eingebracht, bis die Speichertemperaturen wieder zur Deckung des Wärmebedarfs ausreichen, so dass der Kessel wieder abgestellt werden kann.

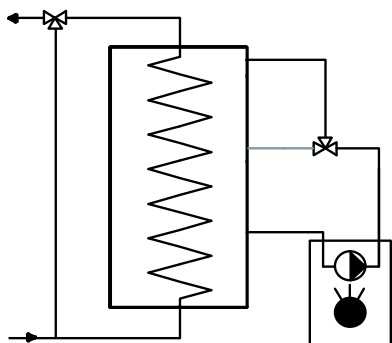


Abbildung 11: Konzept zur Brauchwarmwassererwärmung in **System 4**. Zur Erzeugung von Warmwasser dient ein Spiralwellrohrwärmetauscher, dessen Volumen auch die Speicherung von kleinen bis mittleren Zapfvolumen ermöglicht. Grosse Zapfvolumen werden im Durchlauf erwärmt. Bei fehlender Solarwärme wird der obere Bereich des Speichers durch die Zusatzheizung erwärmt. Ein thermostatisches Mischventil verhindert zu hohe Warmwassertemperaturen beim Benutzer.

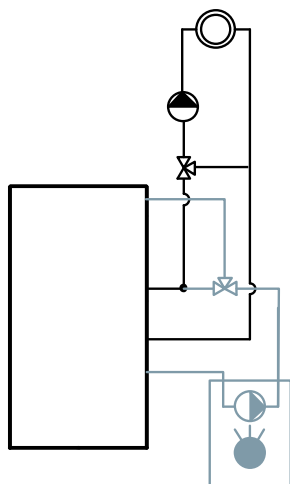


Abbildung 12: Konzept zur Raumheizung in **System 4** mit Sonnenenergie. Solar erwärmtes Speicherwasser wird durch die Raumheizungs-Mischgruppe durch das Wärmeverteilsystem gepumpt und mittels eines Mischventils auf die Solltemperatur gemischt.

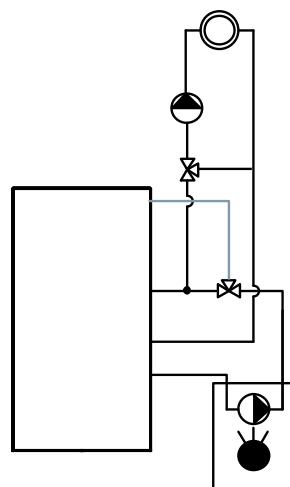


Abbildung 13: Konzept zur Raumheizung in **System 4** mit Zusatzenergie. Ist nicht genügend Solarwärme vorhanden um die Vorlauftemperatur für die Raumheizung zu gewährleisten wird die Raumheizung durch die Zusatzheizung erbracht. Der Vorlauf des Ölkessels wird direkt an das Raumwärmeverteilsystem geliefert, im Fall überschüssiger produzierter Wärme wird der Speicher geladen. Der Rücklauf von beidem, Raumheizung und Zusatzheizung, wird über den Speicher geführt.

2.2. Jahressimulationen

Im zweiten Teil der Prüfung werden die Messergebnisse des 12-tägigen Tests dazu verwendet, ein Simulationsmodell des Gesamtsystems zu validieren, wobei analog zur interaktiven Gebäudesimulation am Prüfstand das Simulationsprogramm TRNSYS verwendet wird. Dieses Modell dient zur Bestimmung von Kennwerten wie dem Verbrauch an Zusatz- und Hilfsenergie und dem Nutzungsgrad der Anlage und einzelner Komponenten.

2.2.1. Erstellen und Validieren der Simulationsmodelle

Das Simulationsprogramm ist modular aufgebaut. Zur Abbildung eines Systems werden alle Komponenten der Anlage integriert und analog der realen Regelung und Hydraulik miteinander verbunden. Das hier verwendete Kesselmodell wurde von Haller et. al entwickelt

[4],[5],[6] und wird in der TRNSYS-Simulationsumgebung als Type 869 eingesetzt. Als weiteres zentrales Element wird Type 340 [7] zur Simulation des Speichers verwendet.

Zur Anpassung des gesamten Systemmodells wurden die an den Schnittstellen zum Prüfstand gemessenen Energieflüsse als Eingabe an das Simulationsprogramm verwendet. Mittels einer Parameteridentifikation werden die Modell-Parameter so weit angepasst, bis die Rechenergebnisse und Messdaten des 12-Tage-Zyklus in engen Grenzen übereinstimmen. Mit diesem validierten Modell werden anschliessend Jahressimulationen durchgeführt.

2.2.2. Klimadaten und Kollektorfeldausrüstung

Die in der Jahressimulation verwendeten Klimadaten entsprechen dem Klima des schweizerischen Mittellandes mit einer mittleren Jahresdurchschnittstemperatur von 9°C. Die Kollektoren sind nach Süden ausgerichtet. Die Neigung des Kollektorfeldes beträgt 45°. Die Solarstrahlungssumme auf die Ebene des Kollektorfeldes beträgt 1250 Kilowattstunden pro Jahr. Den Strahlungsdaten liegen reale Messdaten von ausgesuchten Monaten in Zürich mit hoher zeitlicher Auflösung (10 Minuten) zugrunde. Die Umgebungstemperatur der Kellerinstallationen (Speicher, Kessel, etc.) und der Kollektorkreisleitungen beträgt 20°C.

2.2.3. Brauchwarmwasserlast

Der Energiebedarf für Brauchwarmwasser entspricht einer typischen Situation eines Einfamilienhauses im Schweizerischen Mittelland. Er beträgt rund 2900 kWh/a (10440 MJ/a). Dies entspricht einem Verbrauch von rund 200 Liter pro Tag bei einer Kaltwassertemperatur von 10°C und einer Warmwassertemperatur von 45°C, bzw. einem Verbrauch von rund 170 Liter pro Tag bei einer Warmwassertemperatur von 50°C. Es wird ein realistischer, d. h. von Tag zu Tag verschiedener Bezug mit jahreszeitlichen Schwankungen des bezogenen Warmwasservolumens angenommen. Das Jahres-Zapfprofil wurde unter der Annahme von verschiedenen Wahrscheinlichkeiten von Zapfungen der verschiedenen Kategorien Bad, Dusche, Normalzapfungen (Küche etc.) und Kleinzapfungen generiert, wobei die Volumen von Zapfungen der einzelnen Kategorien ebenfalls statistisch verteilt wurden [8].

Die Kaltwassertemperatur variiert im Test in Abhängigkeit der Jahreszeit und des Volumens pro Zapfung. In den Sommermonaten wurde eine kurze Ferienperiode angenommen. Es gibt 12'200 Warmwasserzapfungen pro Jahr, also im Tagesdurchschnitt rund 33. Die Zapfvolumen sind pro Saison, Tag und pro einzelne Zapfung verschieden. Dies gilt auch für die Dauer der einzelnen Zapfungen bzw. deren Durchflussrate.

Es wird keine Warmwasserzirkulation angenommen.

2.2.4. Raumheizungslast

- Die Wärmebedarfscharakteristik entspricht derjenigen eines Einfamilienhauses mit einer Energiebezugsfläche von 200 m², das mässig bis gut gedämmt ist und moderate passiv solare Gewinne aufweist. Im Bezug auf die thermische Masse liegt das Gebäude zwischen Massiv- und Leichtbau.
- Die Raumwärmeverteilung ist eine moderate Flächenheizung. Die Wärmeabgabeleistung der Wärmeverteilung ist so ausgelegt, dass bei einem bescheidenen Durchfluss von 400 Litern pro Stunde eine Vorlauftemperatur von 41°C ausreicht, um im Auslegungsfall (bei einer Aussentemperatur von -10°C) eine Raumtemperatur von 20°C zu gewährleisten.

- Der Grundluftwechsel beträgt 0.3 pro Stunde. Kühlere Aussenluft vorausgesetzt, wird die Luftwechselrate bei Raumtemperaturen zwischen 21°C und 22°C schwach, zwischen 22°C und 23°C mässig, bis 24°C stark und über 24°C sehr stark erhöht.
- Die Elektroabwärme beträgt 400 W (rund 3500 kWh/a). Die Personenabwärme 200 W (rund 1750 kWh/a).
- Die Fensteröffnungen werden an Wintertagen nicht beschattet (kein Sonnenschutz).
- Die Heizgrenze (Grenztemperatur der Aussenluft zur Aktivierung bzw. Deaktivierung der Raumheizung) beträgt 15°C.
- Der Heizenergiebedarf (Nutzwärmebedarf zur Raumheizung) beträgt unter diesen Bedingungen und bei einer idealen Luftheizung rund 45'000 MJ/a (12'500 kWh/a), bzw. bei einer beheizten Bruttogeschossfläche (Energiebezugsfläche, EBF) von 200 m²: 225 MJ/(a*m²EBF) (62.5 kWh/(a*m²EBF)). Unter realen Bedingungen mit einer Flächenheizungen und hohem Komfort beträgt der Heizenergieverbrauch für Raumheizung 56 GJ/a (15600 kWh/a), bzw. bei einer Energiebezugsfläche von 200 m² 280 MJ/(a*m²EBF). Der Heizleistungsbedarf im Auslegungsfall (-10°C) beträgt 6.5 kW.
- Es wird angenommen, dass die Raumheizverteilung mit einem relativ bescheidenen Durchfluss von rund 550 Litern pro Stunde arbeitet. Thermostatventile reduzieren den Durchfluss vom Auslegungswert auf Null bei Raumtemperaturen zwischen 20°C und 22°C.

2.2.5. Referenzsystem

Der Energieverbrauch der getesteten Solarsysteme wird mit dem Verbrauch eines Referenzsystems verglichen. Die Differenz ist die Energieeinsparung. Sie dient als Mass für die Leistungsfähigkeit. Die relative Zusatzenergieeinsparung gegenüber dem Referenzsystem ist unter dem Begriff „fractional energy savings“ in einer internationalen Norm [ISO 1999] definiert.

Das im Folgenden beschriebene Referenzsystem entspricht dem Stand der Technik im Jahr 2004, zum Zeitpunkt der Publikation der ersten durch das SPF publizierten CCT-Prüfberichte für solare Kombisysteme. Die jährlichen Wärmeverluste des Referenzsystems, ausser den Wärmeverlusten des Heizgerätes selbst, betragen 1'500 kWh. Darin eingeschlossen sind die Wärmeverluste des Speicher-Wassererwärmers von rund 1'000 kWh pro Jahr, basierend auf einem Volumen von 300 Liter und den zulässigen Werten nach schweizerischer Energienutzungsverordnung bei dauernder Beheizung auf 60°C. Das eher grosse Volumen entspricht dem allgemeinen Trend zu hoher Warmwasserbereitschaft und ist für den Vergleich mit solaren Kombisystemen mit ihrem hohen Warmwasserkomfort geeignet. Die Differenz von 500 kWh zu den Gesamtverlusten von 1'500 kWh trägt den Wärmeverlusten von Anschlüssen des Speichers (an den Wärmeerzeuger und an die Warmwasserverteilung) und von Rohrleitungen und Armaturen zur Anbindung des Systems an das Raumwärmeverteilnetz Rechnung.

- Der Energieträger des Referenzsystems ist Heizöl. Es weist einen konventionellen, d.h. nicht kondensierenden Kessel auf. Die Kennwerte des Systems sind:
- Jahresnutzungsgrad: 77%, bezogen auf den oberen Heizwert oder Brennwert (Ho), rund 82% bezogen auf den unteren Heizwert (Hu).
- Gesamter jährlicher Brennstoffbedarf: 26'000 kWh (bezogen auf Ho).
- Jährlicher Hilfsenergiebedarf (elektrische Energie für Hilfsaggregate, wie Pumpen, Regler, Ventile, Ventilator, etc.): 500 kWh (primärenergetisch: 1'500 kWh).
- Gesamtenergiebedarf: 27'500 kWh (26'000 kWh + 1'500 kWh) [9]

3. Ergebnisse

In diesem Kapitel werden sowohl die Ergebnisse der Messungen am Prüfstand als auch die Ergebnisse der Modellrechnungen dargestellt.

3.1. Ergebnisse der Systemtests

Die Ergebnisse der 12-Tages Systemtests sind in Tabelle 3 zusammengefasst. Zum direkten Vergleich der Resultate wurden Systemnutzungsgrade mit und ohne den elektrischen Verbrauch nach Formel 1 und Formel 2 berechnet.

$$\zeta_{S,\text{öl}} = \frac{Q_{\text{SH}} + Q_{\text{DHW}}}{Q_{\text{fuel}}} \quad \text{Formel 1}$$

$$\zeta_{S,\text{öl+el}} = \frac{Q_{\text{SH}} + Q_{\text{DHW}}}{Q_{\text{fuel}} + F_{\text{el}} * E_{\text{el}}} \quad \text{Formel 2}$$

Tabelle 3: Ergebnis der 12-Tages Tests. Der in der Tabelle dargestellte Nutzungsgrad bezieht sich auf den 12-tägigen Prüfzyklus.

		Test #1	Test #2	Test #3	Test #4
Energieeintrag Heizöl ⁽¹⁾	[kWh]	479.1	480.2	507.3	508.2
el. Leistungsaufnahme Gesamt	[kWh]	16.4	18.4	16.8	15.2
Energieverbrauch Raumwärme	[kWh]	507.8	526.2	532.6	514.9
Energieverbrauch Brauchwasser	[kWh]	92.1	92.1	92.1	88.6
Durchschnittliche Speichertemperatur	[°C]	46.2	45.8	45.8	50.5
Anzahl Brennerstarts	[-]	72	53	54	60
Laufzeit Kessel	[h]	37.3	65.4	73.6	68.3
$\zeta_{S,\text{öl}}$ ⁽²⁾	[%]	125.2%	128.8%	123.1%	118.8%
$\zeta_{S,\text{öl+el}}$ ⁽²⁾	[%]	113.5%	115.5%	112.0%	109.0%

⁽¹⁾ Basierend auf dem Brennwert H_s (oberer Heizwert, H_o).

⁽²⁾ Basierend auf dem Heizwert H_i (unterer Heizwert, H_u).

Der experimentelle Teil der Untersuchung zeigt die Funktionalität des getesteten Systems und erlaubt eine genaue Analyse der Betriebsweise. Für einen direkten Vergleich der Ergebnisse der einzelnen Tests muss beachtet werden, dass der kumulierte Energieverbrauch aufgrund der verwendeten Testmethode für die Raumheizung und die Warmwasserbereitung in den einzelnen Tests nicht identisch ist. Die an das Gebäude gelieferte Energie variiert zwischen 508 kWh in Test #1 und 533 kWh in Test #3 (vgl. Abbildung 14). Die resultierende Raumtemperatur verhält sich dementsprechend. Für die Warmwasserbereitung besteht ein Unterschied zwischen dem externen WÜ (Test #1, Test #2 und Test #3 hatten eine identische gelieferte Wärmemenge von 92 kWh) und dem internen WÜ (89 kWh in Test #4). Zur Berechnung des Energieverbrauchs zur Warmwasserbereitung wurde sowohl die Energiemenge gezählt, die bei oder über der geforderten Solltemperatur gezapft wurde, als auch die Energiemenge, die vor dem Erreichen der Solltemperatur entnommen wurde.

Auch der Energieeintrag durch Heizöl und die elektrische Leistungsaufnahme variiert in den verschiedenen Tests deutlich zwischen 479 kWh und 508 kWh (Heizöl) oder von 15 kWh bis 18 kWh (Strombedarf).

Um beides, Energieeintrag und Energieverbrauch, zu berücksichtigen, müssen die berechneten Nutzungsgrade zur Bewertung herangezogen werden. Hier ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Systemen, die Speicher A verwenden, und dem System mit Speicher B zu erkennen (die Komponenten zur Beladung, Solarkollektoren und der Ölkessel sind identisch). Während in den Tests #1 bis #3 Nutzungsgrade ($\zeta_{S,\text{Öl}}$) von 123 % bis 130 % gemessen wurden (mit Speicher A), wurde in Test #4 ein Nutzungsgrad von 119 % erreicht. Unter Berücksichtigung des gewichteten elektrischen Eintrages verringert sich der Unterschied durch den niedrigeren Strombedarf in Test #4 (der eine Pumpe weniger benötigt, da die Brauchwarmwasserbereitung nicht mit einem externen WÜ erfolgt).

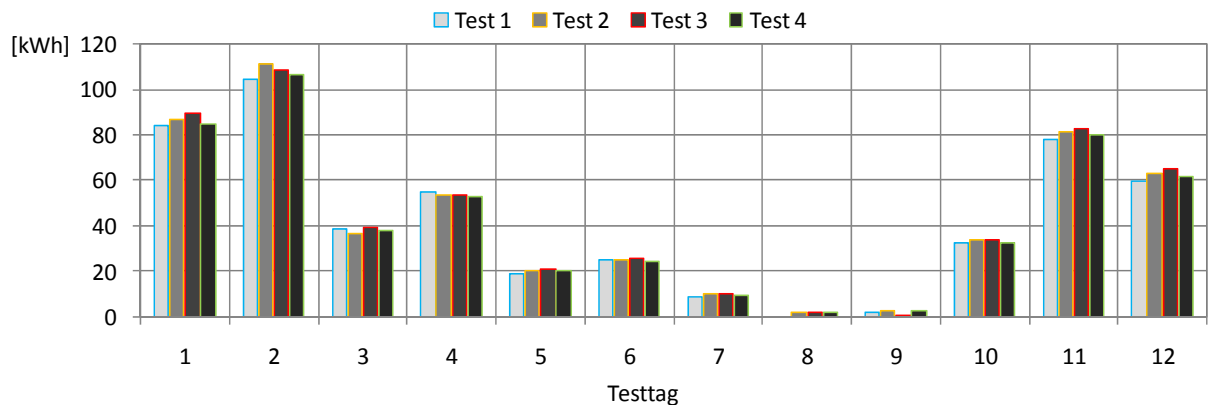


Abbildung 14: Energieeintrag in das simulierte/emulierte Gebäude während der durchgeführten 12-Tages Tests.

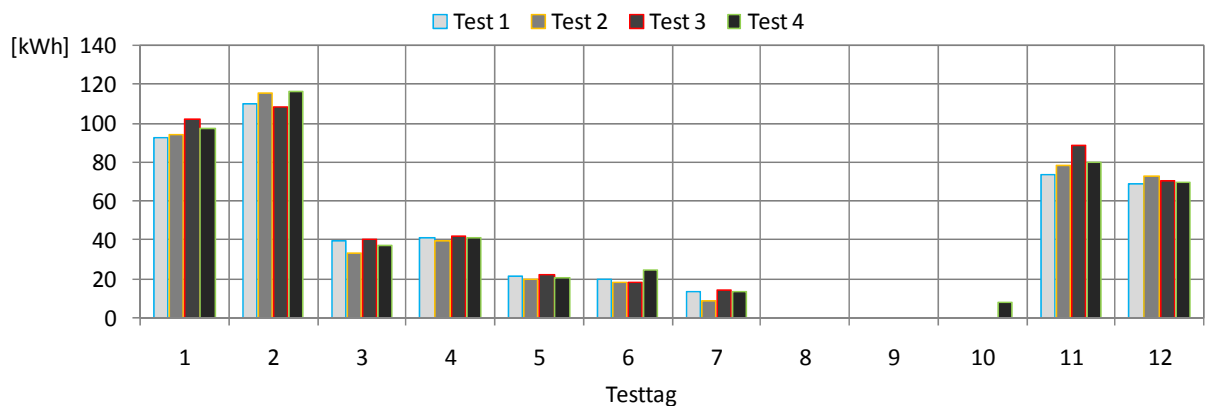


Abbildung 15: Energieeintrag durch Heizöl in den vier durchgeführten 12-Tages Tests.

In Abbildung 16 bis Abbildung 19 sind die während der Tests gemessenen Speichertemperaturen dargestellt. Die Temperaturmessung erfolgte mittels Anlegefühlern, die gleichmässig über die Höhe der Speicher verteilt waren. Die Speichertemperaturen aus Test #1 zeigen eine gute Temperaturverteilung im Speicher mit hohen Temperaturen im oberen, für die Warmwasserbereitung reservierten Teil, und tiefen Temperaturen im unteren Teil des Speichers, so dass ein effizienter Betrieb der Solaranlage gewährleistet ist. Die hydraulische und regelungstechnische Änderung der Einbindung der Nachheizung in den Tests #2 und #3 führt zu einer etwas höheren Speichertemperatur im unteren Teil des Speichers bedingt durch die veränderte Anschlussposition des Ölkessels (der in diesen Varianten kaltes Wasser aus dem unteren Teil des Speichers für den Betrieb der Raumheizung erwärmt). Die Ergebnisse von Test #4 zeigen, dass ein sehr grosses Volumen für die Warmwasserbereitung auf hohen Temperaturen gehalten wird.

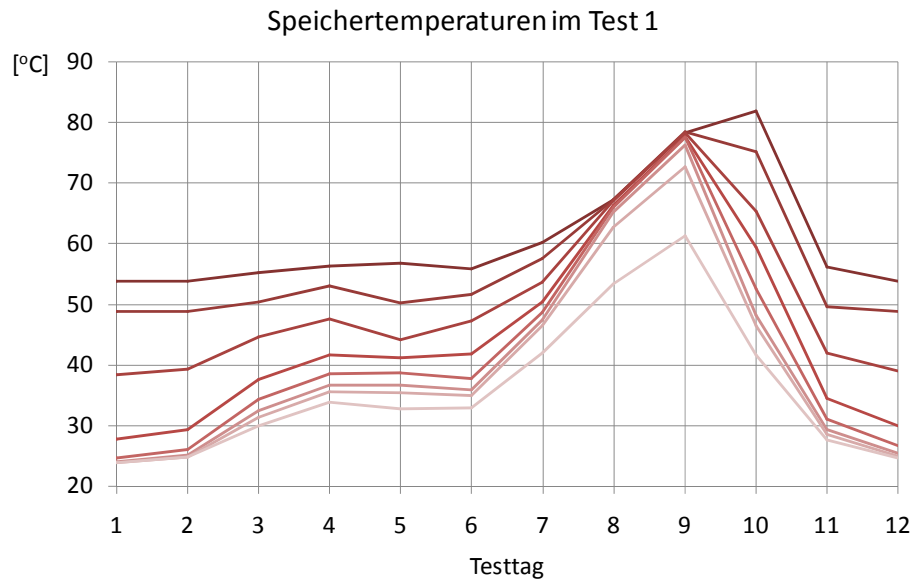


Abbildung 16: Speichertemperaturen während Test #1. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

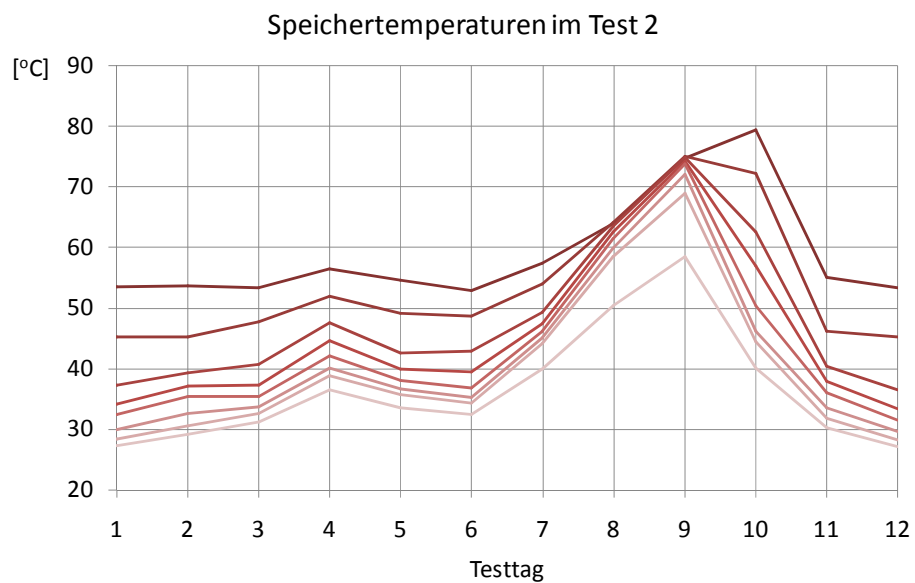


Abbildung 17: Speichertemperaturen während Test #2. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

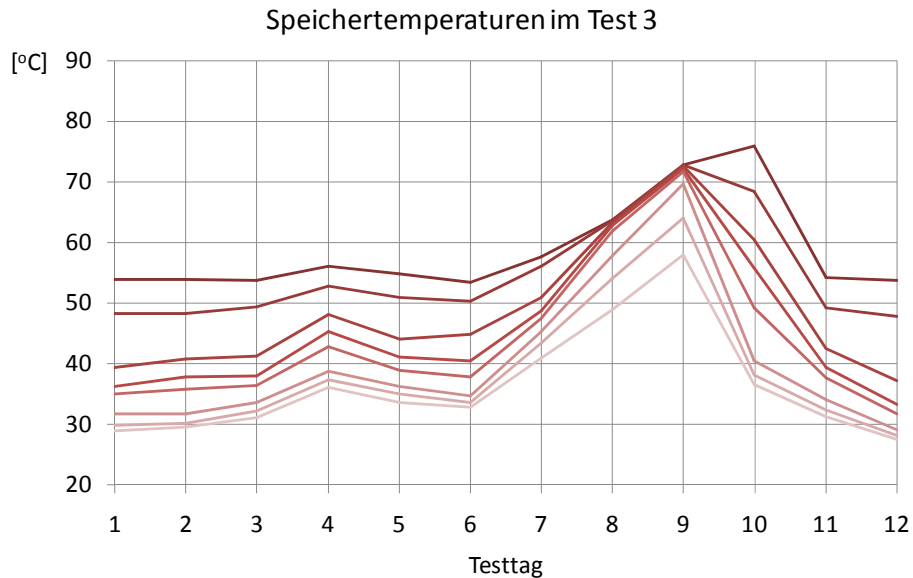


Abbildung 18: Speichertemperaturen während Test #3. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

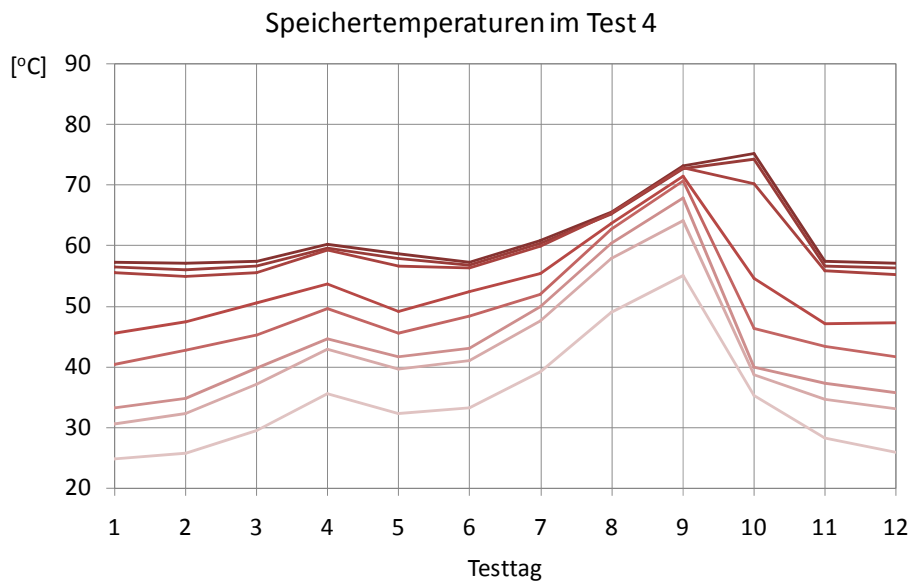


Abbildung 19: Speichertemperaturen während Test #4. Es werden die in regelmässigen Abständen direkt am Speicher gemessenen Temperaturen gezeigt. Jeder der Test-Tage entspricht in etwa den klimatischen Bedingungen eines Monats.

3.2. Ergebnisse der Jahressimulationen

Die Ergebnisse der Jahressimulationen sind in Tabelle 4 dargestellt. Neben dem Systemnutzungsgrad ist hier auch der Kesselnutzungsgrad dargestellt. Dieser wird nach Formel 3 berechnet, wobei Q_{water} die wasserseitig bilanzierte Wärmeleistung des Kessels und Q_{fuel} die mit dem unteren Heizwert gerechnete Verbrennungsleistung des Kessels ist.

$$\zeta_K = \frac{Q_{\text{water}}}{Q_{\text{fuel}}} \quad \text{Formel 3}$$

System 1 (bestehend aus Speicher A mit einfacher hydraulischer Anbindung der Komponenten) erreicht einen Systemnutzungsgrad ($\zeta_{s,\text{öl+el}}$) von 109.9 % bei einem Verbrauch (Heizöl plus Strom) von 17.1 MWh und führt somit zu einer Einsparung von 9.4 MWh absolut gegenüber dem Referenzsystem oder 624 kWh/(m²a) spezifisch, wobei die Einsparung neben der Kollektoren auch durch effizientere Komponenten (kondensierender Ölkessel und effizientere Pumpen) begründet werden kann (vgl. ζ_K).

Der Unterschied zwischen **System 1** und **2** liegt in der Beladung des Speichers durch den Ölkessel. Durch den Einsatz der beiden 3-Wege Ventile in Vor- und Rücklauf des Kesselkreises wurde eine Reduktion des Ölverbrauchs von 1.6 % erreicht. Der Kesselnutzungsgrad verbessert sich durch die niedrigere Rücklaufemperatur im Raumheizungsbetrieb von 97.7 % auf 100.1 %. Damit ergibt sich die höchste spezifische Einsparung gegenüber dem Referenzsystem mit 639 kWh/(m²a).

In **System 3** wurde auf die Schichtladeeinrichtung im Speicher verzichtet, nachdem die hydraulische Optimierung aus Test #2 bereits zu einer Vorabschichtung führte. Dennoch ist der Verbrauch an Heizöl in Test #3 im Vergleich zum (mit Ausnahme der Schichteinrichtung) identischen Test #2 um 2.4 % höher. Der gesamte Energieverbrauch beträgt 17.2 MWh.

Wie bereits im experimentellen Test zeigt die Jahressimulation von **System 4** (mit Speicher B) den niedrigsten Systemnutzungsgrad ($\zeta_{s,\text{öl}}$), obwohl der Kesselnutzungsgrad 99.5 % beträgt. Der gesamte Energieeintrag beträgt 17.7 MWh, was gleichbedeutend mit einer Einsparung von 8.8 MWh ist.

Tabelle 4: Ergebnis der Jahressimulationen des Referenzsystems (Ref) sowie der getesteten Systeme (Sim #1 bis #4). Der in der Tabelle dargestellte Nutzungsgrad bezieht sich auf ein Jahr.

		Ref	Sim #1	Sim #2	Sim #3	Sim #4
Energieeintrag Heizöl ⁽¹⁾	[MWh]	26.0	16.8	16.5	16.9	17.4
el. Leistungsaufnahme Gesamt	[MWh]	0.5	0.3	0.4	0.3	0.3
ζ_K ⁽²⁾	[%]	82.4	97.7	100.1	99.7	99.5
$\zeta_{s,\text{öl}}$ ⁽²⁾	[%]	75.7	116.8	118.7	116.1	113.1
$\zeta_{s,\text{öl+el}}$ ⁽²⁾	[%]	71.3	109.9	110.7	109.3	107.2
Einsparung ⁽³⁾	[MWh]		9.4	9.6	9.3	8.8
Spezifische Einsparung ⁽⁴⁾	[kWh/(m ² a)]		624	639	617	589

(1) Basierend auf dem Brennwert H_s (oberer Heizwert, H_o).

(2) Basierend auf dem Heizwert H_i (unterer Heizwert, H_u).

(3) Einsparung des Solarsystems im Vergleich zum Referenzsystem.

(4) Spezifische Einsparung des Solarsystems bezogen auf die Bruttokollektorfläche).

4. Diskussion

Die Messungen machen deutlich, dass es einen Unterschied in der Brauchwarmwasserbereitung zwischen einem externen WÜ (Frischwasserstation, verwendet in Speicher A bzw. den Tests #1, #2 und #3) und einem internen WÜ (Edelstahl Wellrohr, verwendet in Speicher B bzw. Test #4) gibt. Der gemessene Energiebedarf für die Brauchwarmwasserbereitung im Test #4 mit internem WÜ ist erkennbar niedriger (ca. 4%) als in den anderen Tests, da die nötige Solltemperatur an der Zapfstelle schneller erreicht wurde (vgl. Tabelle 3). Dabei muss allerdings beachtet werden, dass bei Verwendung eines im Speicher integrierten Wellrohres ein grösseres Volumen im Speicher auf der nötigen Temperatur

gehalten werden muss, um auch bei grösseren Zapfmengen noch die Solltemperatur halten zu können. Dies geht dann einher mit erhöhten Verlusten vom Speicher an die Umgebung.

Das Be- und Entladekonzept aus Test #1 mit sehr einfacher externer Hydraulik (vgl. Kapitel 2.1.3) führt wie vom Hersteller vorgesehen trotz vergleichsweise hoher Beladevolumenströme der Nachheizung zu einer durchweg guten Temperaturverteilung im Speicher mit ausreichend grossem Vorhaltevolumen mit hohen Temperaturen im oberen Teil des Speichers und einem grossen Bereich mit niedrigen Temperaturen im unteren Teil des Speichers. Durch die Betriebsweise des Ölkessels wird allerdings dessen Modulationsfähigkeit nicht genutzt, was durch das Regelkonzept für das Gesamtsystem auch so vorgesehen ist².

Mit einem tieferen Anschluss des Rücklaufs des Ölkessels, wie er im Gegensatz zu Test #1 in Test #2 und Test #3 im Raumheizungsbetrieb umgesetzt wurde, ist zusätzlich eine bessere Nutzung der Brennwert-Technik und damit ein höherer Nutzungsgrad des Kessels möglich. Dabei ist zu beachten dass sowohl kondensierende Kessel als auch die Solarkollektoren je effizienter arbeiten je tiefer die Rücklauftemperaturen sind. Durch den Anschluss des Ölkessels im unteren Teil des Speichers werden dort die Temperaturen erhöht. Bei den gegebenen Randbedingungen mit 15 m² Kollektorfläche und einem 1000-Liter-Speicher überwiegt die Steigerung des Kesselnutzungsgrades die niedrigere Effizienz der Kollektoren.

Die Verbesserung, die von Test #1 zu Test #2 allein mit einer konzeptionell verbesserten hydraulischen Anbindung der Nachheizung an den Speicher und der Kesselmodulation erreicht wurde, lässt sich zum grossen Teil auf den verbesserten Nutzungsgrad des Ölkessels zurückführen. Im Hinblick auf den Test #3 (ohne Schichtladeeinrichtung) wurden hier zwei 3-Wege Ventile zur „externen Schichtung“ des Be- und Entlade-Volumenstroms der Nachheizung installiert. Bei Verwendung der Schichteinrichtung ist die Umschaltung der Vorlaufposition auf den Speicher allerdings nicht nötig. Es könnte also auf beide Ventile verzichtet werden und im Unterschied zu Test #1 lediglich die Rücklaufposition des Ölkessels auf die tiefere Position verändert werden (was zu einem höheren Kesselnutzungsgrad führt), während der Vorlauf des Kessels durch die Schichteinrichtung in der richtigen Position in den Speichers eingebracht würde. Dabei muss darauf geachtet werden dass der Durchfluss des Kessels im Betrieb zur Warmwasserbereitung so klein ist dass die nötige Temperaturspreizung von 35 K (bei einer Temperatur von 25°C im untern Teil des Speichers und einer gewünschten Temperatur von 60°C) erreicht werden kann (im hier Untersuchten Fall wären etwa 370 ltr/h nötig).

Neben der hydraulischen Veränderung zwischen Test #1 und Test #2 wurde auch eine regelungstechnische Änderung durchgeführt: Der Ölkessel sollte entsprechend der Anforderung von Brauchwarmwasserbereitung und Raumheizung mit der entsprechenden Vorlauftemperatur arbeiten. Die dazu nötigen Änderungen erwiesen sich als sehr aufwändig, da die Regeleinheit des Kessels keine direkte Temperaturanforderung verarbeiten konnte. Anstatt dessen musste ein Umweg über eine fiktive Aussentemperatur gewählt werden aufgrund derer die Regeleinheit des Kessels die Soll-Vorlauftemperatur berechnen konnte. Eine weitere Möglichkeit wäre die Verwendung von zusätzlichen Temperaturfühlern gewesen die am Speicher und im Aussenbereich (Aussentemperatur) nötig wären. Dadurch könnten allerdings die beiden Regeleinheiten in Konflikt geraten.

² Der Regler gibt nur ein Ein/Aus-Signal an den Kessel.

5. Schlussfolgerungen

Die Prüfung des Kombisystems in der Basisvariante (Test 1) zeigte ein effizientes System, das den Wärmebedarf für Raumheizung und Warmwasser sicher deckt. Die Installation und Inbetriebnahme ist durch das unkomplizierte hydraulische Schema und die übersichtliche Regelung sehr benutzerfreundlich und wenig anfällig für (konzeptionelle) Installationsfehler.

Die hydraulische und regelungstechnische Optimierung führt zu einer deutlichen Verbesserung der Effizienz der Anlage. Insbesondere der Jahresnutzungsgrad des Brennwertkessels konnte durch die veränderte Einbindung der Nachheizung erhöht werden. Hier ist besonders auf die Position des Rücklauf-Anschlusses zu achten, der möglichst tief sein sollte, um mit kalten Temperaturen die Nutzung der Kondensationswärme zu ermöglichen. Die hydraulische und regelungstechnische Optimierung bedeutet jedoch einen erheblichen Mehraufwand bei der Planung und Installation der Anlage und birgt im Vergleich zur Standardvariante zusätzliches Fehlerpotential.

Die Untersuchung von System 3 zeigt, dass auch in einem hydraulisch und regelungstechnisch optimierten System die Schichteinrichtung im Speicher, bei ansonsten identischen Systemen, den Verbrauch an Zusatzenergie um mehr als 2% senkt.

Das Anlagenkonzept aus Test #4 erfordert es, einen grossen Bereich des Speichers auf hohen Temperaturen zur Warmwasserbereitung zu halten, um die Komfort-Anforderungen insbesondere bei grösseren Zapfvolumen erfüllen zu können. In den hier gezeigten Untersuchungen führte dies zu einem weniger effizienten System als die Versionen mit externem WÜ für die Brauchwarmwasserbereitstellung. Eine allgemeingültige Aussage über den Einfluss auf die Systemeffizienz kann allerdings nur dann getroffen werden, wenn unterschiedliche Wärmeverluststraten der Speicher ausgeschlossen werden können.

Die in diesem Bericht dargestellten Untersuchungen leisten einen Beitrag zum besseren Verständnis über den Einfluss von Be- und Entladestrategien von Speichern auf die Effizienz von Gesamtsystemen. Allerdings müssen bei einer umfassenden Bewertung der Anlagen neben den technischen Gegebenheiten auch Einflussfaktoren wie Kosten, Betriebssicherheit, Installationsaufwand und Wartungsmöglichkeiten berücksichtigt werden.

6. Referenzen

- [1] Vogelsanger, P., 2002. The Concise Cycle Test Method - A Twelve Day System Test. IEA SHC Task 26 Technical Report.
- [2] Vogelsanger, P., et al.: Jahresleistungsermittlung von Solarsystemen mit der Concise Cycle Test (CCT) Methode, SPF Institut für Solartechnik , <http://www.solarenergy.ch/publ/systeme/KombiPruefmethodeCCT.pdf>, 2004.
- [3] Klein, S. A. et al., 2000. TRNSYS 16, a transient system simulation program – reference manual. Solar Energy Laboratory University of Wisconsin – Madison, USA, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [4] Haller, M.: TRNSYS Type 869 Boiler Model, Version 5.02, 2009. <http://www.solarenergy.ch/Produkte.56.0.html>
- [5] Haller, M.Y., Paavilainen, J., Konersmann, L., Haberl, R., Dröscher, A., Frank, E., Bales, C. & Streicher, W., 2010. A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part I: Model Development. Journal of Building Performance Simulation, 4: 1, 1 – 18.
- [6] Haller, M.Y., Paavilainen, J., Konersmann, L., Haberl, R., Dröscher, A., Frank, E., Bales, C. & Streicher, W., 2010. A Unified Model for the Simulation of Oil, Gas, and Biomass Space Heating Boilers for Energy Estimating Purposes - Part II: Parameterization and Comparison with Measurements. Journal of Building Performance Simulation, 4: 1, 19 – 36.
- [7] Drück, H., 2006. Multiport Store Model for TRNSYS - Type 340 - V1.99F.
- [8] Jordan, U., Vajen, K., Streicher, W., Letz T.: Performance of Solar Combisystems. In: W. Weiss, Ed. Solar Heating Systems for Houses - A Design Handbook for Solar Combisystems. James & James, London, pp. 125-162, 2003.
- [9] Vogelsanger, P., 2004. Referenzbedingungen: Klima, Wärmelast, Kollektorfeldausrichtung und Referenzsystem zur Leistungsbestimmung von Heizsystemen für Raumheizung und Wassererwärmung, <http://www.spf.ch/Concise-Cycle-Test.192.0.html?&L=QEV3UVuu>.