



یادداشت تحقیقاتی:

بررسی تجربی سیستم گرمایش جدید تک منظوره و دو منظوره خورشیدی

امید نعمت‌الهی^{۱*}، پوریا علمداری^۲ و محمدرضا عساری^۳

^۱ کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک

^۲ کارشناس ارشد، دانشگاه صنعتی اصفهان، دانشکده مهندسی مکانیک

^۳ استادیار، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دانشکده مهندسی مکانیک

تاریخ دریافت: ۱۳۹۱/۱۱/۳۰؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۲/۵/۲۸؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۲/۶/۲۶

چکیده

در این پژوهش یک سیستم گرمایش تک منظوره گرمایش آب با یک سیستم گرمایش دو منظوره گرمایش آب و هوا در شرایط یکسان، بصورت تجربی مقایسه شده‌اند. این سیستم از یک گردآورنده خورشیدی دو منظوره صفحه تخت و یک مخزن ذخیره عمودی آب که در حالت بدون برداشت عمل می‌کند، تشکیل شده است. آب و هوا به ترتیب بصورت طبیعی و اجباری در گردآورنده جریان دارند. هدف از بکارگیری سیستم‌های دو منظوره دستیابی به بازده بیشتر و کاهش اتلاف حرارت می‌باشد. از این سیستم‌ها می‌توان بطور همزمان جهت گرمایش آب و هوا استفاده نمود. از آب گرم می‌توان جهت مصارف خانگی و سیستم‌های گرمایشی استفاده نمود. همچنین از هوای گرم نیز می‌توان برای کاربری در سیستم‌های تهویه مطبوع و خشک‌کن‌ها استفاده نمود. بنابراین استفاده از این گردآورنده‌ها صرفه جویی بالایی در انرژی خواهد داشت. در این پژوهش تغییرات دمای صفحه جاذب، دمای میانگین مخزن ذخیره و بازده سیستم در دو سرعت مختلف هوا در ساعات مختلف آزمایش ارائه شده است. همچنین بازده ساعتی در حالت دو منظوره و تک منظوره مقایسه شده‌اند. نتایج نشان می‌دهند که، بازده متوسط در حالت تک منظوره ۶۷/۸ درصد و بازده متوسط در حالت دو منظوره در سرعت هوای ۲/۸ و ۳/۲ متر بر ثانیه به ترتیب ۷۱/۶ و ۷۲/۳ درصد است.

کلمات کلیدی: انرژی خورشیدی؛ بازده حرارتی؛ گردآورنده دو منظوره خورشیدی؛ مخزن ذخیره عمودی.

Technical Note:

Experimental investigation of new single- and dual-purpose solar heating system

O. Nematollahi^{1,*}, P. Alamdari², M.R. Assari³

¹ M.Sc. Mech. Eng. Dept., Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

² M.Sc. Mech. Eng. Dept., Isfahan University of Technology, Isfahan, Iran

³ Assist. Prof., Mech. Eng., University of Jundi Shapor, Dezful, Iran

Abstract

In this study, a single-purpose water heating system is experimentally compared to a dual-purpose air and water heating system at the same conditions. The system consists of a dual-purpose flat plate solar collector and a vertical water storage tank which operates at no removal condition. Air and water flow naturally and forcefully inside the collector, respectively. The aim of using dual-purpose systems is to reach greater efficiency and reduce heat loss. These systems can be used for simultaneous heating of air and water. The hot water can be used as domestic hot water and in heating systems. Besides, the hot air can be used in dryers and air conditioning systems. Therefore, application of such systems will result in high energy saving. In this study, variation of collector temperature, average storage tank temperature, and system efficiency at two different air flow rates at different times are presented. Moreover, hourly efficiency is compared for single-purpose and dual-purpose systems. The results indicate that the average efficiency was 67.8% for the single-purpose system. Furthermore, the average efficiency was 71.6 and 72.3% at air velocities of 2.8 and 3.2m/s, respectively.

Keywords: Solar energy; Thermal efficiency; Dual-purpose solar collector; Vertical storage tank.

۱- مقدمه

تحولات سیاسی و اقتصادی در سال ۱۹۷۳ باعث افزایش قیمت نفت شد و دنیا را دستخوش بحرانی عظیم کرد. به دنبال این واقعه کشورهای صنعتی وادار به بررسی راهکارهایی برای استفاده از انرژی‌های تجدید پذیر شدند. انرژی خورشیدی عظیم ترین منبع انرژی در جهان است. این انرژی پاک، ارزان و تقریباً بی پایان بوده و در بیشتر مناطق کره زمین قابل استحصال می باشد. محدودیت منابع فسیلی و پیامدهای حاصل از تغییرات زیست محیطی و آب و هوای جهانی، فرصتهای مناسبی را برای رقابت انرژی خورشیدی با انرژیهای فسیلی خصوصاً در کشورهایی با پتانسیل بالای تابش ایجاد نموده است.

فن‌آوری‌های حرارتی خورشیدی به دو بخش نیروگاههای حرارتی خورشیدی و کاربردهای غیر نیروگاهی سیستم‌های خورشیدی تقسیم بندی می‌شوند.

نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی از تابش مستقیم خورشید استفاده می‌کنند. این بخش از تابش خورشید توسط ابرها، دود یا گرد و غبار منحرف نمی‌شود. بنابراین، نیروگاه‌های حرارتی- خورشیدی باید در مناطقی که از تابش مناسب خورشید برخوردار هستند، ساخته شوند. سایت‌های مناسب برای ساخت نیروگاه‌های خورشیدی از تابش خورشید 2000 kWh/m^2 سالانه برخوردار هستند، مناطق مناسب‌تر جهت احداث این نوع نیروگاه‌ها از تابشی بیش از 2800 kWh/m^2 سالانه برخوردار هستند. از انرژی حرارتی خورشید علاوه بر استفاده نیروگاهی، می‌توان در زمینه‌های زیر بصورت صنعتی، تجاری و خانگی استفاده کرد.

آبگرمکن‌های خورشیدی به طوری که از نام آنها پیداست از طریق جذب انرژی تابش خورشید توسط صفحات جذب (گردآورنده) عمل می‌نمایند و راندمان گرمایشی آنها در فصول مختلف سال و بر حسب موقعیت‌های جغرافیایی متفاوت می‌باشد. مخزن آبگرم به گونه ای طراحی شده که آب گرم را ذخیره و آن را در ساعات مختلف شبانه روز، مهیا نماید و تلفات حرارتی آن تا صبح روز بعد و طلوع مجدد بسیار ناچیز باشد.

گرمایش ساختمان توسط خورشید، اولین و اصلی‌ترین کاربرد انرژی خورشیدی در بخش ساختمان می‌باشد. سیستم‌های گرمایش خورشیدی بر مبنای نوع سیال هوا یا

مایع، که در گردآورنده‌های خورشیدی گرم می‌شود، به دو نوع عمده تقسیم بندی می‌شوند. هر دو نوع از این سیستم‌ها تابش خورشید را جمع‌آوری و جذب کرده و حرارت بدست آمده از خورشید را جهت تامین بار گرمایش مستقیماً به فضاهای داخلی ساختمان‌ها انتقال می‌دهند. استفاده این سیستم‌ها از منبع انرژی بی پایان و ارزان خورشیدی یکی از مزایای سیستم‌های خورشیدی می‌باشد و از همه مهم‌تر این سیستم‌ها برخلاف سوخت‌های فسیلی تهدیدی برای محیط زیست به شمار نمی‌روند.

در سال‌های گذشته گردآورنده‌های هوای خورشیدی متفاوتی مطرح و مورد بررسی قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین آنها که فقط شامل یک مجرای هوا و صفحه جذب عایق بندی شده بود، توسط مرجع [۱] ارایه شد. چون چگالی، ظرفیت گرمایی و ضریب هدایتی هوا کم است، عملکرد حرارتی گردآورنده‌های هوا محدود است. یکی از راه‌های بهبود عملکرد این گردآورنده‌ها، استفاده از مواد پوشش دهنده صفحات جذب می‌باشد. همچنین در پژوهشی از گردآورنده- ای با جذب منتخب برای کاهش اتلاف حرارتی استفاده شد [۲]. به علاوه برای افزایش انتقال حرارت از ملحقات هندسی و طرح‌های جریان هوا استفاده می‌شود. همچنین در مرجع [۳] یک گردآورنده‌ی هوای شبکه ای شامل دو ورقه موازی را طراحی نمودند. در تحقیقی دیگر نیز با ساخت گردآورنده‌ای، اثر خط جریان سیال را بررسی شد [۴]. در مرجع [۵] گردآورنده‌ای که دارای فین برای افزایش عملکرد حرارتی بود، را مورد بررسی قرار گرفت. همچنین برای افزایش انتقال حرارت اثر موانع موازی در گردآورنده‌های صفحه تخت هوا تحلیل شد [۶].

مشکلی که در گردآورنده‌های هوا وجود داشت، در گردآورنده‌های آب به دلیل بالا بودن ویژگیهای ترموفیزیکی آب وجود ندارد. با این وجود پژوهش‌هایی نیز برای اصلاح این نوع گردآورنده‌ها صورت گرفته است. به نظر می‌رسد که پژوهش‌های مرجع [۷] پیرامون سیستم‌های ترموسیفونی اولین جزئیات منتشر شده در این زمینه است [۸]. در مرجع [۹] سیستمی بهینه برای ساختمان‌های بزرگ ارایه گردید. در تحقیقی یک گرمکن ترموسیفونی ترکیب شده با یک مبدل حرارتی را بررسی نمودند [۱۰]. همچنین در مرجع [۱۱] نیز مطالعه‌ای مقایسه‌ای بین هفت سیستم گرمایش آب

گیرند. سیال پس از عبور از گردآورنده و جذب گرما وارد مخزن شده و به این ترتیب یک طبقه بندی حرارتی را در مخزن ذخیره ایجاد می‌کند. اگر مخزن ذخیره افقی باشد، به دلیل شعاع کم مخازن ذخیره، این طبقه بندی نامحسوس خواهد بود. اما در مخازن عمودی به دلیل ارتفاع زیاد مخازن، طبقه بندی حرارتی، نمود بیشتری خواهد داشت و به این ترتیب در طول روز ورودی گردآورنده تقریباً در دمای اولیه باقی خواهد ماند. بدین ترتیب با بکاربردن مخزن ذخیره عمودی جذب انرژی بیشتری حاصل شده و راندمان سیستم افزایش خواهد یافت. در پژوهش حاضر یک سیستم گرمایش دو منظوره در دو حالت تک منظوره مایع و دو منظوره آب و هوا بصورت تجربی بررسی شده است.

۲- مشخصات دستگاه آزمایش

سیستم مورد آزمایش از یک گردآورنده صفحه تخت به مساحت تقریبی ۲ مترمربع و مخزن ذخیره عمودی به حجم ۱۲۵ لیتر تشکیل شده است. آزمایش‌ها در فضای باز و در مکانی با مختصات جغرافیایی (عرض جغرافیایی ۳۲ درجه و طول جغرافیایی ۴۸ درجه) انجام شده است. با توجه به عرض جغرافیایی منطقه، شیب گردآورنده ۲۰ درجه و رو به جنوب قرار داده شد. همچنین برای داشتن جریان ترموسیفونی، مخزن ذخیره ۲۰ سانتی متر بالای خروجی گردآورنده قرار داده شد.

گردآورنده در قسمت مایع از هفت لوله ی مسی با قطر ۷ میلی‌متر، که بر روی صفحه جاذب قرار دارد، تشکیل شده است. صفحه جاذب از جنس آلومینیوم و دارای ضخامت ۱ میلی‌متری است. صفحه جاذب به کمک رنگ سیاه بر پایه رزین آلکید پوشش داده شده است. مخزن ذخیره دارای ارتفاع ۱ متر و قطر مقطع ۴۰ سانتیمتری است. برای کاهش اتلاف حرارتی نیز از پشم شیشه برای عایق نمودن مخزن ذخیره استفاده شده است. مخزن از ورق گالوانیزه و به ضخامت ۲ میلی‌متر ساخته شده است. پوشش شفاف گردآورنده از شیشه فلوت و به ضخامت ۴ میلی‌متر است. در قسمت هوای گردآورنده از ۷ مجرای مثلثی شکل با زاویه ۶۰ درجه و ارتفاع ۶ سانتیمتر استفاده شده است. مجاری مثلثی نیز از ورق گالوانیزه و با ضخامت ۰/۵ میلی‌متر ساخته شده‌اند. برای عایق کاری کف و دیوارها از عایق پشم شیشه و پلی

انجام شد. پارامترهای موثر بر عملکرد گردآورنده‌ها نیز در تحقیقی دیگر مرود بررسی قرار گرفت [۱۲]. در زمینه شبیه سازی سیستم‌های گرمایش خورشیدی نیز مراجع [۱۵-۱۳]، پژوهش‌هایی را به کمک نرم افزار TRNSYS انجام دادند. علاوه بر این مدل‌های تئوری متعددی برای پیش بینی عملکرد گرمکن‌های ترموسیفون خورشیدی توسعه داده شده است [۱۶-۱۸].

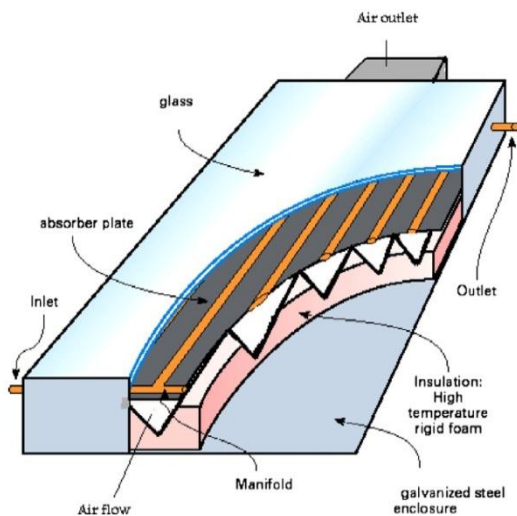
همه پژوهش‌های ذکر شده در بالا بر روی گردآورنده تک منظوره انجام شده است، بدین معنی که سیال عامل فقط مایع و یا فقط هواست. پژوهش حاضر بر روی یک گردآورنده دو منظوره انجام شده است. یک چنین گردآورنده‌ای توانایی انتقال حرارت به دو سیال مایع و هوا را بطور همزمان داراست. البته این گردآورنده می‌تواند به عنوان یک گردآورنده تک منظوره نیز مورد استفاده قرار گیرد. ویژگی شاخص این گردآورنده دستیابی به دو پارامتر دمای خرجی بالا در قسمت هوا نسبت به حالت تک منظوره هوا در ساعات پایانی روز و راندمان بالاست. معمولاً در گردآورنده‌های تک منظوره مرسوم دستیابی به یکی از این دو پارامتر، پارامتر دیگر را دستخوش تغییر کرده و آن را تحت تاثیر قرار می‌دهد.

از این سیستم‌ها می‌توان برای گرمایش هوا جهت کاربرد در خشک کن‌ها، گرمایش و تهویه هوای اماکن سر پوشیده استفاده کرد. همچنین از قسمت آب جهت تامین آب گرم مصرفی استفاده نمود. استفاده از یک چنین سیستم‌هایی باعث استفاده بهینه از انرژی خورشیدی خواهد شد. علاوه بر این فضای اشغال شده و هزینه کمتری نسبت به دو گردآورنده مجزای آب و هوا دارد.

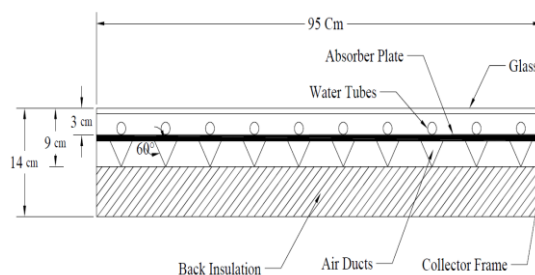
این گردآورنده توسط عصاره و همکاران [۲۱] برای اولین بار ارایه شد. در این پژوهش به کمک روش ϵ -NTU یک مدل ریاضی با ساختاری ساده برای گردآورنده دو منظوره ارایه شد. در این پژوهش همچنین صحت مدل ارایه شده به کمک آزمایش‌های تجربی بر روی گردآورنده دو منظوره مورد بررسی قرار گرفت.

در پژوهش حاضر علاوه بر استفاده از یک گردآورنده دو منظوره و انجام آزمایش بر روی دو حالت تک منظوره و دو منظوره، از یک منبع ذخیره عمودی نیز به جهت مقایسه این دو گردآورنده استفاده شده است. در سیستم‌های گرمایش خورشیدی مایع تجاری مخازن ذخیره بصورت افقی قرار می-

استایرن استفاده شده است. در جدول ۱ تعداد دیگری از مشخصات سیستم مورد آزمایش، آورده شده است. همچنین در شکل‌های ۱-۳ نمایی از سیستم مورد آزمایش نشان داده شده است.



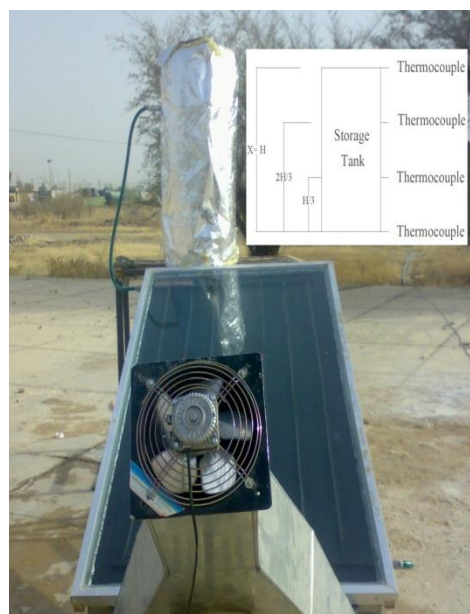
شکل ۳- طرحواره گردآورنده دو منظوره مورد آزمایش



شکل ۱- طرحواره گردآورنده دو منظوره مورد آزمایش

جدول ۱- مشخصات سیستم مورد آزمایش

۰/۹۴m x ۱/۹۴ m	ابعاد صفحه جاذب
۱ mm	ضخامت صفحه جاذب
ورق آلومینیومی با رنگ سیاه	جنس صفحه جاذب
عدد ۷	تعداد لوله های آب
۷ mm	قطر لوله ها
مس	جنس لوله ها
مثلثی با زاویه ۶۰ درجه	شکل مجاری هوا
۶ cm	ارتفاع مجاری مثلثی
ورق گالوانیزه با ضخامت ۰/۵ mm	جنس مجاری هوا
عدد ۱	تعداد پوشش شفاف
شیشه فلوت ۴ mm	جنس پوشش شفاف
پشم شیشه و پلی استایرن (۵ cm)	عایق کف
پلی استایرن و لاستیک سیلیکونی (۲ cm)	عایق لبه ها
ورق گالوانیزه با ضخامت ۱ mm	قاب محافظ
۱ متر ارتفاع و ۰/۴ متر قطر قاعده (۱۲۵ لیتر)	ابعاد مخزن ذخیره
ورق گالوانیزه با ضخامت ۲ mm	جنس مخزن ذخیره
پشم شیشه و پلی استایرن (۵ cm)	عایق مخزن ذخیره
چسب سیلیکونی	درز گیر



شکل ۲- نمایی از سیستم مورد آزمایش

۳- روش آزمایش

برای بررسی کارایی گردآورنده حاضر و بررسی امکان استفاده از آن در سیستم‌های خورشیدی از استاندارد انجمن مهندسی

سازمان هواشناسی، وضعیت آب و هوا از قبیل میزان دما، سرعت باد، میزان ابرناکی، رطوبت و ... تقریباً یکسان بوده است. همچنین نتایج اندازه‌گیری‌های انجام شده در محل نیز یکسانی داده‌ها را اثبات می‌نماید. آزمایش‌ها برای دو حالت تک منظوره و دو منظوره به طور مساوی برای هرکدام سه روز انجام شده‌است. نتایج ارائه شده در این گزارش، حاصل متوسط مقادیر اندازه‌گیری شده در این شش‌روز می‌باشد.

برای اندازه‌گیری سرعت باد و همچنین هوای عبوری از گردآورنده، از یک بادسنج تستو (Testo-417) با دقت ± 0.1 m/s استفاده شده است. همچنین برای اندازه‌گیری دبی آب از یک دبی‌سنج فراصوت (Micronics- U1000) با دقت ± 0.001 Kg/s استفاده شده است. به علاوه تمامی دماها به کمک ترموکوپل نوع k با دقت ± 0.1 °C اندازه‌گیری شده است. تابش محیط نیز به کمک یک پیرانومتر (CMP22-Kipp and Zonen) با دقت (1 W/m^2) در محل آزمایش‌ها اندازه‌گیری شد.

دبی آب در آزمایش‌ها از مرتبه‌ی 0.1 kg/s و دبی هوا در آزمایش‌ها برابر با $3/1 \text{ kg/m}^2\text{s}$ و $3/6 \text{ kg/m}^2\text{s}$ می‌باشد. همچنین در تمامی آزمایش‌ها سرعت باد اطراف محل آزمایش کمتر از $1/5 \text{ m/s}$ بود.

لازم به ذکر است تمامی مقادیر مربوط به ویژگی‌های ترموفیزیکی هوا و آب در دمای متوسط ورودی و خروجی به دست آمده و در محاسبات منظور شده‌است. همچنین در جدول ۲ وضعیت آب و هوایی منطقه نشان داده شده‌است.

جدول ۲- وضعیت آب و هوای منطقه در ساعات انجام

آزمایش						
پارامتر	روز اول	روز دوم	روز سوم	روز چهارم	روز پنجم	روز ششم
میزان تابش (W/m^2)	۷۵۳	۷۵۰	۷۴۶	۷۴۵	۷۴۸	۷۵۰
دمای متوسط هوا ($^{\circ}\text{C}$)	۴۱	۴۰/۸	۴۰/۱	۳۹/۹	۴۰/۳	۴۰/۶
رطوبت نسبی (درصد)	۲۸	۲۹	۲۹	۲۸	۲۷	۲۶
سرعت هوا (m/s)	۱/۲	۱/۱	۱/۱	۱/۲	۱/۱	۱/۱

گرمایش، تبرید و تهویه مطبوع آمریکا^۱ استفاده شده است [۱۹]. در این استاندارد، برای اندازه‌گیری راندمان، گردآورنده را در معرض تابش آفتاب قرار داده، سپس دمای سیال ورودی و خروجی و همچنین مقدار جریان سیال اندازه‌گیری می‌شود. سپس میزان انرژی مفید جذب شده (Q_u) از رابطه زیر بدست می‌آید [۱۹]:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (1)$$

علاوه بر اندازه‌گیری‌های فوق در این روش، دمای محیط و سرعت باد نیز اندازه‌گیری خواهند شد. همچنین در این استاندارد راندمان به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۹]:

$$\eta = F_R \tau \alpha - F_R U_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} \quad (2)$$

این رابطه برای هر دو نوع گردآورنده هوا و مایع استفاده می‌شود. در آزمایش‌های انجام شده، ابتدا عملکرد گردآورنده تک منظوره آب مورد بررسی قرار گرفته است. سپس نتایج با گردآورنده دو منظوره که در شرایط کاری مشابه تست شده است، مقایسه خواهند شد. همچنین عملکرد گردآورنده دو منظوره در دو سرعت مختلف برای هوا مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

برای اندازه‌گیری دماها از ترموکوپل نوع K استفاده شده است. دمای مخزن در ۴ ارتفاع مختلف اندازه‌گیری شد. دبی سیال خروجی نیز به کمک یک فلومتر اندازه‌گیری شد. دمای هوا، دمای سطح صفحه جاذب و تابش فرودی بر گردآورنده نیز اندازه‌گیری شد. تابش برخوردی توسط یک پیرانومتر اندازه‌گیری شد، به دلیل نزدیکی روزهای آزمایش، مقادیر تابش تفاوت چندانی ندارند.

لازم به ذکر است که در تست‌های انجام شده، برای ثبت دماها در سرعت‌های مختلف، پس از تغییر سرعت برای پایدار شدن جریان هوا به اندازه کافی زمان سپری شد تا دمای ترموکوپل‌های نصب شده برای اندازه‌گیری دمای خروجی هوا، تغییر چندانی نکنند.

آزمایش‌ها در ۶ روز متوالی از سال از تاریخ نوزدهم تا بیست و چهارم تیرماه انجام شده است. به دلیل اینکه نتایج قابل مقایسه با یکدیگر باشند، این آزمایش‌ها در شش روز متوالی انجام شده‌است. در این شش روز با توجه به داده‌های

¹ ASHRAE 93-77

۴- تحلیل

تحلیل گردآورنده دو منظوره با توجه به حالات مختلفی که از آن استفاده می‌شود، شامل سه بخش می‌شود. بخش مایع (گردآورنده مایع)، بخش هوا با مجاری مثلثی (گردآورنده هوا) و حالت ترکیبی (استفاده از دو قسمت سیال مایع و هوا). میزان گرمای مفید جذب شده توسط سیال در گردآورنده های تک منظوره مایع صفحه تخت را می‌توان بصورت تابعی از میزان تابش ورودی خورشید به گردآورنده و اتلاف حرارتی از آن نشان داد. بازده گردآورنده که بصورت نسبت انرژی مفید جذب شده توسط سیال به میزان انرژی تابیده شده به گردآورنده تعریف می‌شود، عبارتست از [۲۰]:

$$Q_u = A_c F_R [I_T(\tau\alpha) - U_L(T_{fi} - T_a)] \quad (3)$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_T} \quad (4)$$

گرمای جذب شده توسط قسمت مایع گردآورنده را می‌توان از روابط حاکم بر گرد آورنده های صفحه تخت مایع با اندکی تغییر بدست آورد (این تغییرات در مقدار F_{li}' و U_{li} می‌باشند) [۲۰]:

$$(Q_u)_{li} = A_c F_{li}'(\tau\alpha) - A_c F_{li}' U_{li} (T_{m,li} - T_a) \quad (5)$$

این معادله بر اساس میانگین دمای سیال مایع عبوری از گردآورنده $(T_{m,li})$ می‌باشد و در آن $A_c F_{li}'(\tau\alpha)$ حداکثر گرمای جذب شده از گردآورنده، هنگامی که اتلاfi از آن نداشته باشیم، می‌باشد. به عبارت دیگر حالتی که $(T_{m,li} = T_a)$.

در رابطه (۵)، $(Q_u)_{li}$ متغیر وابسته و $(T_{m,li} - T_a)$ متغیر مستقل است. بنابراین در منحنی میزان جذب انرژی مایع مذکور $A_c F_{li}'(\tau\alpha)$ مقدار عرض از مبدا و $A_c F_{li}' U_{li}$ شیب خط نمودار بازدهی می‌باشند. برخورد محور افقی نمودار میزان جذب انرژی مایع توسط خطوط شیب دار نشان دهنده قطع انرژی مفید خروجی از گردآورنده می‌باشد و به آن وضعیت رکود گفته می‌شود.

بازده حرارتی گردآورنده به عوامل مختلفی نظیر جنس و تعداد پوشش شفاف گردآورنده، جنس صفحه جاذب، ضریب اتلاف حرارت گردآورنده و شرایط آب و هوایی محیط وابسته است. انرژی مفید جذب شده توسط سیال را می‌توان از رابطه زیر نیز محاسبه کرد:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{fo} - T_{fi}) \quad (6)$$

تجزیه و تحلیل ریاضی حالت استفاده ترکیبی از گردآورنده دو منظوره بسیار پیچیده و مشکل است، زیرا در این حالت مواردی چون تاثیر متقابل دو سیال عامل بر یکدیگر، استفاده مفید از بخشی از اتلاف حرارت در یک سیال عامل توسط سیال عامل دیگر، پیچیدگی هندسه مجراهای هوا و ... ممکن است مطرح شوند، که این امر برای تجزیه و تحلیل گردآورنده خورشیدی که انرژی دریافتی آن نیز متغیر بوده و پارامترهای بسیاری بر روی آن تاثیر گذارند، بسیار مشکل خواهد بود [۲۱].

به همین دلیل از ارایه روابط تحلیلی اجتناب شده است. ولی به عنوان یک تقریب می‌توان مجموع گرمای جذب شده توسط دو سیال مایع و گاز را با مجموع گرمای جذب شده توسط دو سیال برابر فرض کرد. مقدار گرمای جذب شده کل و همچنین بازده حرارتی از روابط زیر بدست خواهند آمد [۲۲]:

$$Q_u = (Q_u)_{Li} + (Q_u)_{air} \quad (7)$$

$$\eta_{collector} = \frac{Q_u}{A_c I_T} \quad (8)$$

۵- تحلیل نتایج

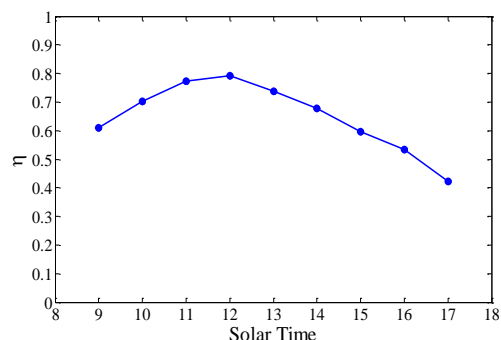
۵-۱- گردآورنده تک منظوره آب

همانطور که گفته شد در این آزمایش ابتدا گردآورنده تک منظوره بررسی شد و پس از آن گردآورنده به صورت دو منظوره مورد بررسی قرار گرفت. شکل ۴ بازده ساعتی گردآورنده تک منظوره مایع را نشان می‌دهد. در شکل ۴، بازده به کمک رابطه (۴)، محاسبه شده است. با نزدیک شدن به ساعات میانی روز و افزایش میزان تابش به علت پایین بودن دمای آب مخزن ذخیره، بازده افزایش می‌یابد. بیشینه بازده در ساعت ۱۲ خورشیدی و برابر با ۷۹/۲ درصد، مشاهده شد. در ساعات پایانی روز با کاهش میزان تابش و افزایش اتلاف حرارتی از گردآورنده، میزان بازده کاهش یافت.

نمودار بازدهی سیستم مورد آزمایش، بر اساس دمای میانگین سیال عبوری و دمای ورودی به گردآورنده در شکل‌های ۵ و ۶ نشان داده شده‌اند. در این شکل‌ها نیز، بازده از رابطه (۴) محاسبه شده است. همانطور که در این شکل‌ها

همین دلیل دمای ورودی به گردآورنده در طول روز تغییر چندانی نخواهد داشت. این موضوع در شکل ۸ به خوبی قابل مشاهده می‌باشد.

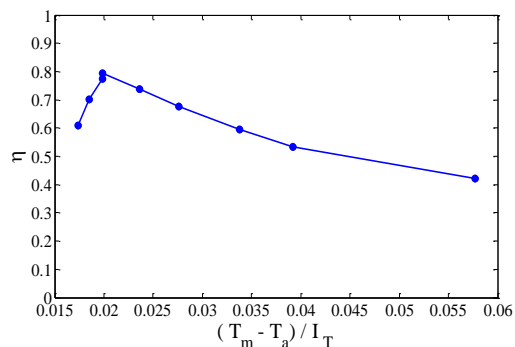
در شکل ۹ دمای مخزن در سه ارتفاع مشاهده می‌شود. دما در کف، وسط و بالای مخزن در ساعات مختلف روز ثبت شده است. همانطور که گفته شد، دمای کف مخزن در طول روز تغییرات چندانی نخواهد داشت. دمای وسط و بالای مخزن در ساعات ابتدایی به علت افزایش میزان تابش، افزایش می‌یابد. سپس به دلیل افزایش دمای سیال، میزان اتلاف حرارت افزایش یافته و موجب کاهش سرعت افزایش دما می‌شود. در نهایت در ساعت ۱۵ خورشیدی دمای وسط و بالای مخزن کاهش می‌یابد.



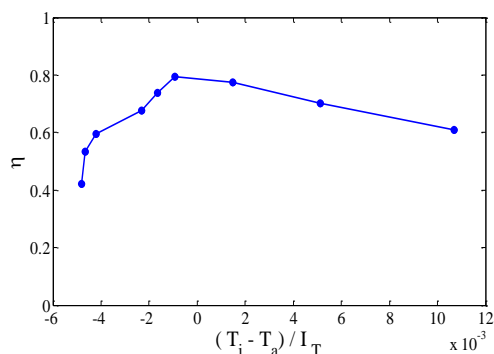
شکل ۴- بازده لحظه‌ای گردآورنده در ساعات مختلف

مشاهده می‌شود، با افزایش دمای میانگین عبوری و دمای سیال ورودی به گردآورنده میزان اتلاف حرارت افزایش می‌یابد و از اینرو بازده کاهش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که بازدهی با کاهش دمای سیال ورودی افزایش می‌یابد. بنابراین بهتر است که مخزن به گونه‌ای طراحی گردد که دمای سیال ورودی به گردآورنده، دمایی نزدیک به دمای محیط داشته باشد. برای انجام چنین کاری از مخزن ذخیره‌ی عمودی استفاده شده است. زیرا در این مخازن اختلاف ارتفاع ورودی و خروجی نسبت به مخازن افقی بیشتر است و از همین رو میزان دما در پایین مخزن تا نیمی از روز، تغییر چندانی ندارد. مزیت اصلی مخازن عمودی نیز به آنچه در بالا ذکر شد، مربوط است. در شکل ۷ میزان تابش وارد شده به سطح گردآورنده و گرمای مفید جذب شده توسط آب در ساعات مختلف روز نمایش داده شده است. همانطور که انتظار می‌رود در ساعات میانی روز میزان تابش، افزایش یافته و به همین دلیل گرمای جذب شده توسط آب نیز افزایش می‌یابد.

در شکل ۸، روند تغییرات دمای ورودی، دمای خروجی، اختلاف دمای ورودی و خروجی و دمای میانگین صفحه جاذب، نمایش داده شده است. یکی از مزایای استفاده از مخزن ذخیره عمودی تغییرات ناچیز دمای ورودی به گردآورنده در طول روز است. در سیستم‌های ترموسیفون، یک طبقه بندی حرارتی در مخازن ذخیره‌ی آن ایجاد خواهد شد. این طبقه بندی در مخازن ذخیره عمودی به علت اختلاف ارتفاع میان سیال ورودی و خروجی از مخزن، چشمگیرتر است و این امر سبب می‌شود که دمای سیال ورودی به مخزن تاثیر چندانی بر دمای سیال خروجی نداشته باشد. به

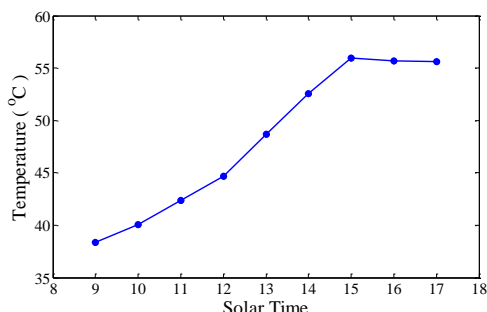


شکل ۵- بازده ی لحظه‌ای گردآورنده بر مبنای دمای میانگین سیال عبوری از آن



شکل ۶- بازده ی لحظه‌ای گردآورنده بر مبنای دمای سیال ورودی به آن

آب گرم مصرفی در مدت زمانی که خورشید نمی تابد، استفاده نمود.



شکل ۱۰- دمای میانگین مخزن ذخیره

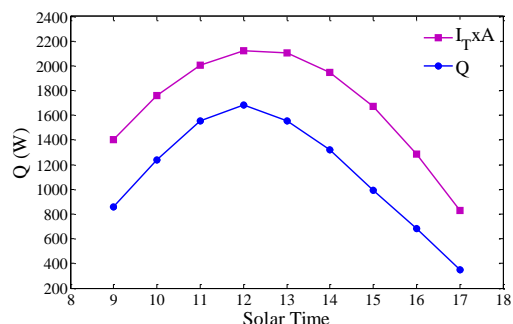
۵-۲- گردآورنده دو منظوره

در شکل ۱۱ نمودارهای بازده در ساعات مختلف روز برای گردآورنده دو منظوره نمایش داده شده است. میزان بیشینه‌ی بازده در هر دو سرعت هوای ۲/۸ و ۳/۲ متر بر ثانیه در ساعت ۱۲ خورشیدی و به ترتیب ۸۱/۹۹ و ۸۲/۴ درصد بدست آمده است. بازده در گردآورنده‌ی دو منظوره از رابطه (۸) محاسبه می‌شود.

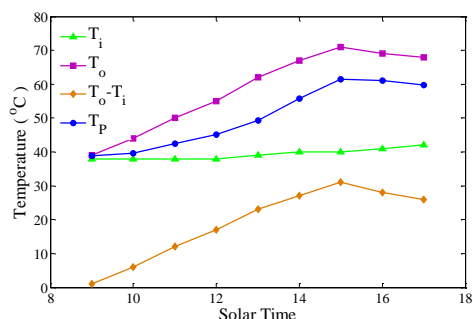
در شکل ۱۲ دمای نقاط مختلف مخزن به نمایش در- آمده‌است. با به کارگیری مخزن ذخیره‌ی عمودی و افزایش اختلاف ارتفاع بین سیال ورودی و خروجی مخزن نسبت به مخزن افقی، می‌توان دمای سیال ورودی به گردآورنده را تا پاسی از روز بدون تغییر و در دمای اولیه ثابت نگاه داشت. این موضوع موجب افزایش بازده‌ی سیستم می‌شود.

تغییرات دمایی آب و هوای عبوری از گردآورنده در شکل ۱۳ نمایش داده شده است. میزان تغییر دمای آب نسبت به تغییرات دمای هوا بیشتر است، که به علت حرکت ترموسیفونی آب و پایین بودن دبی آن نسبت به دبی عبوری از کانال هوا است.

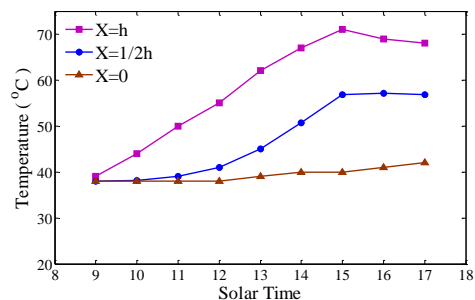
روند تغییرات انرژی تابشی وارد بر گردآورنده و انرژی مفید جذب شده توسط گردآورنده برای سرعت‌های مختلف هوا در شکل ۱۴ ترسیم شده است. همانطور که دیده می‌شود، با افزایش میزان تابش، گرمای جذب شده نیز افزایش یافته است.



شکل ۷- تغییرات انرژی تابشی لحظه ای وارد بر گرد آورنده و انرژی مفید جذب شده توسط گردآورنده



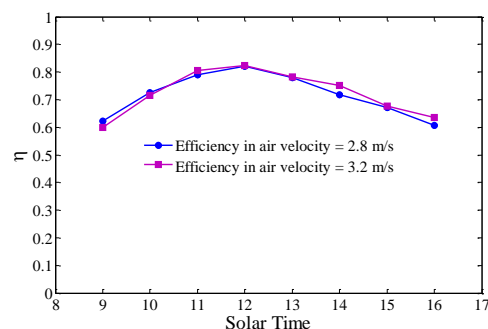
شکل ۸- تغییرات دمای میانگین صفحه جاذب، دمای ورودی، دمای خروجی و افزایش دمای سیال عبوری از گردآورنده



شکل ۹- دمای نقاط مختلف مخزن ذخیره

در شکل ۱۰ تغییرات دمای میانگین مخزن ذخیره به نمایش در آمده است. این دما از میانگین دما در سه ارتفاع اندازه‌گیری شده در مخزن بدست می‌آید. دمای میانگین تا ساعت ۱۵ خورشیدی افزایش می‌یابد. در ساعات پایانی دمای مخزن کاهش چندانی نخواهد داشت. از آب گرم مخزن که دمای نسبتاً بالایی در ساعات پایانی دارد، می‌توان برای

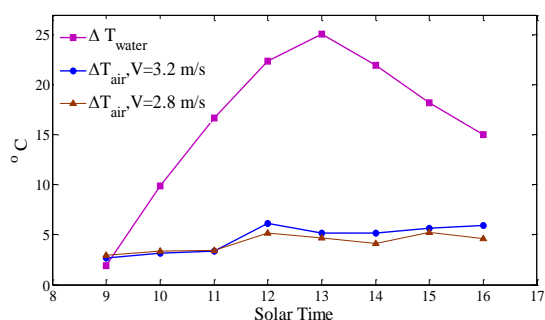
به طور کلی در گردآورنده تک منظوره مایع به دلیل اتلاف قسمتی از انرژی که آب (یا هرمایع در گردش درون گردآورنده) از قسمت عایق کف و عایق لبه‌ها و همچنین عدم توانایی جذب کامل انرژی به دلیل فواصل بین لوله‌های گردآورنده مایع و افزایش دمای مایع در گردش، راندمان انرژی (یا به عبارتی انرژی مفید جذب شده) پایین خواهد بود. اساسا برای جبران این اتلاف انرژی گردآورنده مورد آزمایش پیشنهاد شده‌است، که بتوان سهم اتلاف انرژی خورشیدی را در گردآورنده‌ها کاهش داد و بتوان این انرژی را جذب هوای عبوری از قسمت هوای گردآورنده نمود. به همین دلیل ضمن افزایش انرژی مفید جذب شده توسط گردآورنده راندمان نیز متعاقبا افزایش می‌یابد. لذا این افزایش انرژی جذب شده توسط گردآورنده کلی بوده و وابسته به زمان نمی‌باشد و در همه فصول هنگامی که تابش خورشید موجود باشد، قابل بهره‌برداری است.



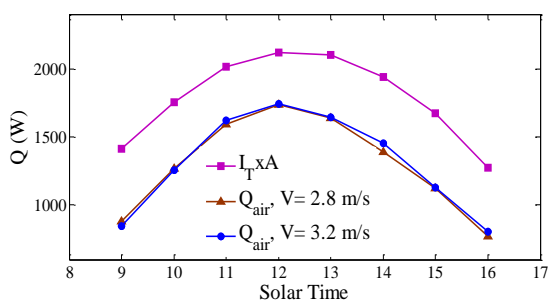
شکل ۱۱- بازدهی لحظه‌ای در ساعات مختلف

تغییرات دمای میانگین مخزن در شکل ۱۵ قابل مشاهده است. روند رو به رشد دما تا ساعت ۱۵ خورشیدی و تغییرات ناچیز آن پس از این زمان، در این شکل مشخص است. در پایان روز، دمای مخزن به ۶۵/۲ درجه می‌رسد، که دمای نسبتا بالایی است و می‌توان از آن برای تامین آب گرم مصرفی شب استفاده شود.

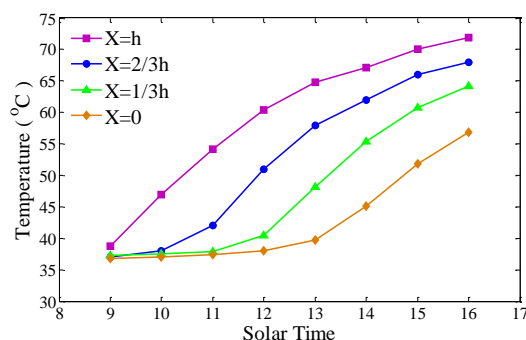
شکل ۱۶ تغییرات دمای میانگین صفحه جذب، دمای ورودی، دمای خروجی و افزایش دمای سیال آب عبوری از گردآورنده را نشان می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود، دمای صفحه جذب و دمای سیال خروجی از گردآورنده تا ساعت ۱۵ خورشیدی رو به افزایش است، سپس به دلیل کاهش میزان تابش، روندی نزولی را دنبال می‌کند.



شکل ۱۳- اختلاف دمای بین سیال ورودی و خروجی برای آب و هوا



شکل ۱۴- تغییرات انرژی تابشی لحظه‌ای وارد بر گرد آورنده و انرژی مفید جذب شده توسط گردآورنده



شکل ۱۲- دمای نقاط مختلف مخزن ذخیره

همانطور که قبلا ذکر شد، مجموعه‌ی آزمایش‌ها در تیرماه انجام شده‌است. نتایج به طور کلی بیانگر آن است که استفاده از یک گردآورنده دو منظوره به افزایش بازده و در اختیار گرفتن سهم بیشتری از انرژی کمک شایانی می‌نماید.

۶- نتیجه گیری

بکارگیری گردآورنده دو منظوره موجب افزایش بازده سیستم، کاهش هزینه و فضای لازم خواهد شد. بازده متوسط در حالت تک منظوره ۶۷/۸ درصد و بازده متوسط در حالت دو منظوره در سرعت هوای ۲/۸ و ۳/۲ متر بر ثانیه به ترتیب ۷۱/۶ و ۷۲/۳ درصد است. که مقدار قابل توجهی است. مخزن ذخیره‌ی عمودی به علت اختلاف ارتفاع قابل ملاحظه‌ای که در سیال ورودی و خروجی مخزن ایجاد می‌کند، باعث می‌شود، دمای سیال ورودی گردآورنده تا پاسی از روز در دمای اولیه باقی بماند و از اینرو موجب افزایش بازده می‌شود. همچنین در انتهای روز دمای متوسط سیال درون مخزن ۶۵/۲ درجه‌ی سانتیگراد است که درخور توجه می‌باشد.

لذا توسعه و پیشبرد چنین سیستمهایی در دنیای امروز که قیمت انرژی بالاست، باعث کاهش هزینه‌ها و داشتن محیط زیستی پاک خواهد شد.

فهرست علائم

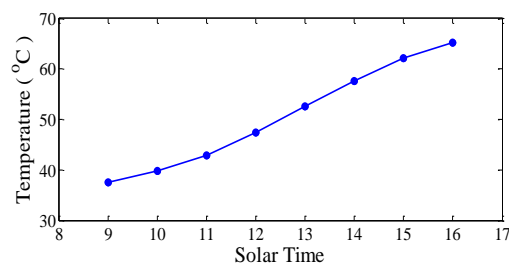
A	مساحت، m^2
C_p	ظرفیت حرارتی ویژه آب، $J / kg ^\circ C$
F'	ضریب بازدهی گردآورنده
G	تابش لحظه‌ای، W
H	ارتفاع مخزن، m
I_T	تابش ساعتی بر روی گردآورنده W / m^2
\dot{m}	نرخ دبی عبوری از گردآورنده، $kg / s / m^2$
Q	انرژی تولید شده، W
T	دما، $^\circ C$
U_L	اتلاف حرارتی، $W / m^2 ^\circ C$

علائم یونانی

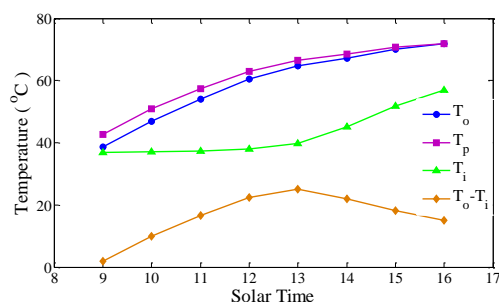
τ	ضریب عبور گردآورنده
α	ضریب جذب گردآورنده
η	بازدهی لحظه‌ای گردآورنده

زیرنویس

a محیط



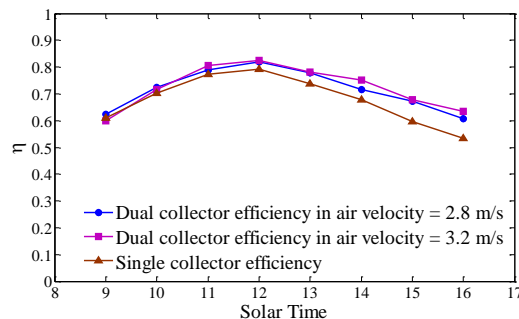
شکل ۱۵- دمای میانگین مخزن ذخیره



شکل ۱۶- تغییرات دمای میانگین صفحه جذب، دمای ورودی، دمای خروجی و افزایش دمای آب عبوری از گردآورنده

۵-۳- مقایسه گردآورنده تک منظوره و دو منظوره

در شکل ۱۷ بازده ساعتی سیستم در دو حالت تک منظوره و دو منظوره در دو سرعت مختلف هوا مقایسه شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، بازده سیستم در حالت دو منظوره که گرمایش هوا و آب با هم انجام می‌شود، بالاتر از حالت تک منظوره برای گرمایش آب است. همچنین با توجه به شکل ۱۷ خواهیم دید اگر سرعت هوا افزایش یابد، بازده نیز افزایش خواهد یافت.



شکل ۱۷- بازده ساعتی سیستم در دو حالت تک منظوره و دو منظوره

- thermosyphons with heat exchanges. *Solar Energy* 27: 367–386.
- [11] Arata A, de Winter F (1987) Design and performance of large solar water heating systems. *Advances in Solar Energy Technology. Proceedings of the Biennial Congress of the International Solar Energy Society, Hamburg, Germany, 13–14 September.*
- [12] Whillier A, Saluja, G (1965) The thermal performance of solar water-heater. *Solar Energy* 9: 6–21.
- [13] Shariah AM, Ecevit A (1995) Effect of hot water load temperature on the performance of a thermosyphon solar water heater with auxiliary electric heater. *Energy Convers Manage* 36(5): 289–96.
- [14] Shariah AM, Löf GOG (1996) The optimization of tank volume to collector area ratio for a thermosyphon solar water heater. *Renew Energy* 7(3): 289–300.
- [15] Lima JBA, Prado RTA, Taborianski VM (2006) Optimization of tank and flat-plate collector of solar water heating system for single-family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program. *Renew Energy* 31: 1581–1595.
- [16] Morrison GL, Braun JE (1985) System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy* 34: 389–405.
- [17] Morrison GL, Tran HN (1984) Simulation of the long term performance of thermosyphon solar water heaters. *Solar Energy* 33: 515–526.
- [18] Hobson PO, Norton B (1988) Verified accurate performance simulation model for direct thermosyphon solar water heaters. *ASME J Solar Energy Eng* 110: 282–292.
- [19] ASHRAE Standard 93 (1977) Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors. *ANSI/ASHRAE*: 93–77.
- [20] Duffie JA, Beckman WA (1999) *Solar engineering of Thermal processes*. 2nd ed, New York, John Wiley and Sons.
- [21] Assari MR, Basirat Tabrizi H, Jafari I (1977) Experimental and theoretical investigation of dual purpose solar collector. *Solar Energy* 85: 601–608.
- [۲۲] کاوسی بلوتکی ح (۱۳۸۵) طراحی و ساخت کلکتور دو منظوره ترکیبی خورشیدی جهت استفاده بهینه از انرژی. پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشگاه آزاد واحد دزفول.

سیال عامل هوا	air
گردآورنده، پوشش شیشه ای	c
سیال عامل (آب یا هوا)	f
ورودی گردآورنده	i
سیال عامل آب	li
میانگین عبوری از گردآورنده	m
خروجی گردآورنده	o
صفحه جاذب	p
تخلیه حرارتی	R
کل، مجموع آب و هوا	t

مراجع

- [1] Naidu GM, Agarwal JP (1981) A theoretical study of heat transfer in a flat-plate solar collector. *Solar Energy* 26(4): 313–323.
- [2] Hachemi A (1999) Technical note comparative study on the thermal performances of solar air heater collectors with selective absorber plate. *Renewable Energy* 17(1): 103–112.
- [3] Kolb A, Winter ERF, Viskanta R (1999) Experimental studies on a solar air collector with metal matrix absorber. *Solar Energy* 65(2): 91–98.
- [4] Kurtbas I, Durmus A (2004) Efficiency and exergy analysis of a new solar air heater. *Renewable Energy* 29(9): 1489–1501.
- [5] Garg H, Datta G, Bhargava AK (1989) Performance studies on finned air heater. *Energy* 14(2): 87–92.
- [6] Yeh HM (2000) Effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward type baffled solar air heater. *Energy Convers Manage* 41: 971–981.
- [7] Ong KS (1974) A finite difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater. *Solar Energy* 16: 137–47.
- [8] Kalogirou SA (2004) Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30: 231–295.
- [9] Pederson PV (1993) System design optimization for large building integrated solar heating systems for domestic hot water. *Solar Energy* 50: 267–273.
- [10] Metrol A, Place W, Webster T, Greif R (1981) Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar