



بررسی تجربی استفاده از لوله‌های حرارتی نوسانی در مقیاس بزرگ بر عملکرد حرارتی آبگرمکن خورشیدی صفحه تخت

هادی کارگر شریف آباد^{۱*}، محمد بهشاد شفیعی^۲، محمد طیبی رهنی^۳ و مجید عباسپور^۴

^۱ دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، گروه مهندسی مکانیک، تهران، ایران

^۲ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

^۳ استاد، دانشکده هوافضا، دانشگاه صنعتی شریف و دانشگاه آزاد اسلامی، واحد علوم و تحقیقات، گروه مهندسی مکانیک، تهران، ایران

^۴ استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

چکیده

در این تحقیق، بررسی عملکرد آبگرمکن خورشیدی صفحه تخت با لوله حرارتی نوسانی حلقه بسته در شرایط اقلیمی تهران - ایران به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفته است. سیستم مورد نظر از سه قسمت اصلی کلکتور تخت، لوله حرارتی نوسانی و مخزن تشکیل شده که قسمت اواپراتور لوله حرارتی نوسانی در کلکتور و قسمت کندانسور آن جهت گرمایش آب در مخزن قرار داده شده است. جهت بررسی اثر طول اواپراتور و راندمان سیستم، سه آبگرمکن با لوله حرارتی نوسانی ساخته شده که همگی به جزء در طول ناحیه اواپراتور با هم مشابه می‌باشند. در آزمایش‌های انجام گرفته علاوه بر اثر طول اواپراتور، نسبت پرشدگی، زاویه شیب و دبی نیز برای هر کدام از آبگرمکن‌ها به طور همزمان بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد علیرغم اثر منفی زیاد بودن طول اواپراتور در کاربردهای معمولی، در آبگرمکن‌های خورشیدی با افزایش طول اواپراتور لوله حرارتی، دمای آب خروجی افزایش می‌یابد و تغییر موثری در عملکرد آن به وجود نمی‌آید. همچنین با بررسی نسبت شارژ در هر سه سیستم مشخص شد که مستقل از طول اواپراتور، در نسبت شارژ ۳۰٪ هر سه سیستم بهترین عملکرد را دارند. با توجه به وابستگی همزمان عملکرد لوله حرارتی نوسانی و مقدار تابش خورشید دریافت شده به زاویه، با تغییر زاویه قرارگیری کلکتور نسبت به افق از ۰ تا ۶۰ درجه، مقدار زاویه بهینه برای کلکتورهای خورشیدی با لوله حرارتی نوسانی نیز به دست آمد.

کلمات کلیدی: کلکتور خورشیدی صفحه تخت؛ لوله حرارتی نوسانی؛ نسبت پرشدگی؛ راندمان.

۱- مقدمه

اقتصاد و صنعت کشورها ایفا می‌کنند. با این حال، آنها محدود و با توجه به افت فشار در مخازن نفت و گاز، هزینه‌های استخراجشان به سرعت در آینده رشد خواهد کرد. علاوه

توسعه صنعتی در همه کشورها به شدت وابسته به منابع انرژی است. امروزه، سوخت‌های فسیلی نقش مهمی را در

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۹۱۳۱۵۲۹۷۲۷

آدرس پست الکترونیک: hadikargarsharif@gmail.com

شده، از سه قسمت تشکیل شده است: (۱) کندانسور، (۲) بخش آدیاباتیک و (۳) اواپراتور. حجم مایع عامل تقسیم بر حجم کل لوله حرارتی نوسانی به عنوان نسبت پرشدگی شناخته می‌شود. در برخی از کاربردها، قسمت آدیاباتیک نقشی نداشته و طول آن ناچیز است. در کندانسور، به دلیل میعان فشار کاهش می‌یابد و خلاء نسبی ایجاد می‌شود، در حالی که فشار در اواپراتور با توجه به جوشش افزایش می‌یابد و نوسان‌های پایدار به وجود می‌آید که به دلیل ترکیب انتقال حرارت محسوس و پنهان منجر به افزایش قابل توجهی در انتقال حرارت می‌شود [۱۲-۱۴].

استفاده از لوله‌های حرارتی مختلف در تجهیزات خورشیدی ایده جدیدی نبوده و تاکنون بررسی‌های گوناگونی توسط محققین انجام شده است. یکی از اولین مطالعات انجام شده در رابطه با لوله حرارتی در کاربردهای خورشیدی توسط بینرت^۴ و ولف^۵ [۱۵] انجام شده است. در سیستم آنها اواپراتور لوله گرمایی در کلکتور صفحه تخت و کندانسور آن در محفظه آب باز در بالاترین قسمت کلکتور قرار داده شده بود. نتایج این تحقیق چندان چشم‌گیر نبود. به همین دلیل بعد از آن مطالعات تحلیلی و محاسباتی، تست‌های آزمایشگاهی، ترکیب بررسی‌های تئوری و تجربی و کاربردهای واقعی زیادی انجام شده است. مسیولاکیس^۶ و بلژیوتیس^۷ [۱۶] سیستم آبگرمکن خورشیدی جدیدی را با لوله‌های حرارتی به صورت تئوری و تجربی مورد بررسی قرار داده‌اند. در سیستم آن‌ها لوله حرارتی حلقوی بدون فیتیله پس از گذشتن از ناحیه اواپراتور با چرخش به سمت پایین از داخل کندانسور عبور کرده و دوباره به پایین اواپراتور باز می‌گردد. هدف بررسی این تحقیق مطالعه دقیق رفتار حرارتی اجزای مختلف سیستم بوده است که در نهایت به مدل تئوری برای کلکتورها منجر شده و می‌تواند در طراحی بهینه سیستم مورد استفاده قرار بگیرد. ابرو^۸ و کول^۹ [۱۷] به صورت تجربی رفتار لوله‌های گرمایی بدون ساختار موئینگی را برای جاذب‌های فشرده مورد بررسی قرار دادند. آنها بررسی خود را با طول‌های مختلف تبخیر کننده، نسبت پرشدگی متفاوت

بر این از نقطه نظر اقتصادی، در مقیاس بزرگ استفاده از سوخت‌های فسیلی ممکن است منجر به بحران زیست محیطی در دهه‌های آینده شود. انرژی خورشیدی منبعی جایگزین برای کاهش وابستگی به سوخت‌های فسیلی است [۱]. آرگیرو^۱ و همکاران [۲] و کالوگیرو^۲ [۳] نشان دادند که درصد قابل توجهی از کل مصرف انرژی در تولید آب گرم استفاده می‌شود. از این رو، در سال‌های گذشته بسیاری از تحقیقات تجربی و عددی برای دستیابی به عملکرد بالا و کارآمد سیستم کلکتور خورشیدی انجام شده است [۴-۸].

آبگرمکن‌های خورشیدی رایج معمولاً توسط عبور مایع مشخص از لوله‌های متصل شده به صفحه جاذب و انتقال مایع به یک مخزن، مقدار مشخص آب را گرم می‌کنند که البته می‌تواند این گرمایش به صورت مستقیم یا غیر مستقیم توسط یک مایع واسط انجام شود. از آنجا که این سیستم‌ها معمولاً بدون نیروی خارجی و توسط نیروی بایانسی عمل می‌کنند دارای انتقال حرارت با سرعت پایین بوده و جهت عملکرد مناسب نیاز به فضای زیادی دارند. همچنین به دلیل عملکرد آن‌ها در فشار اتمسفر، امکان یخ زدگی این سیستم‌ها در زمستان زیاد بوده و از اثرات خوردگی، ناپایداری حرارتی و مشکلات چرخش معکوس سیال واسطه نیز در امان نیستند [۹ و ۱۰].

امروزه، لوله‌های حرارتی یکی از متداول ترین تجهیزات در صنایع الکترونیک و خنک‌کننده است. لوله‌های حرارتی، به عنوان اجزای انتقال حرارت، دارای مزایای غیرقابل انکار در مقایسه با تجهیزات متداول هستند. مهم ترین مزیت آنها نرخ بالای انتقال حرارت در اختلاف دمای جزئی است. این مزیت، آنها را به گزینه مطلوب برای استفاده در بسیاری از برنامه‌های کاربردی تبدیل کرده است. در سال ۱۹۹۰، آکاجی^۳ [۱۱] با اختراع لوله حرارتی نوسانی بر برخی از محدودیت‌های لوله‌های حرارتی معمولی غلبه کرد. فرآیند تولید ساده، انعطاف پذیری، طراحی بدون فیتیله، وابستگی پایین بر گرانش و راندمان بالا، استفاده از لوله‌های حرارتی نوسانی را در بسیاری از زمینه‌های فنی و مهندسی به سرعت افزایش داد. لوله‌های حرارتی نوسانی که تا حدی توسط سیال عامل پر

⁴ Bienert

⁵ Wolf

⁶ Mathioulakis

⁷ Belessiotis

⁸ Abreu

⁹ Colle

¹ Argirou

² Kalogirou

³ Akachi

را نسبت به کلکتورهای شامل لوله‌های حرارتی معمولی نتیجه گرفتند. در این تحقیق، R134a به عنوان سیال کار و با نسبت پرشدگی ۵۰٪ کل حجم لوله استفاده شده است. ریتیدچ و واناپاکن [۲۱] راندمان کلی کلکتور را به صورت نسبت کل گرمای دریافتی آب کندانسور به کل تابش خورشید وارد شده به کلکتور در فاصله زمانی مشخص تعریف و اثر دمای صفحه کلکتور، دمای محیط و ساعت روز را بر تغییرات آن بررسی و مشخص شده است که با افزایش دمای محیط و دمای صفحه کلکتور، راندمان افزایش و بیشترین مقدار آن در در محدوده زمانی ۱۲:۳۰ تا ۱۳ اتفاق می‌افتد. جدیدترین تحقیق انجام شده در این زمینه توسط عرب [۲۲] در دانشگاه صنعتی شریف-ایران می‌باشد. عرب با استفاده از تغییر یک نمونه آبگرمکن خورشیدی متداول (ترموسیفونی) ساخت شرکت پلار-ایران و نصب لوله حرارتی نوسانی ساخته شده به این منظور، تحقیقات خود را انجام داده است. نتایج نشان می‌دهد با اعمال تصحیحاتی در طراحی لوله حرارتی نوسانی مورد استفاده، امکان بهره‌مندی از این نوع لوله حرارتی در آبگرمکن‌های خورشیدی، با بازده بیشتر، وجود دارد. هدف دیگری نیز از انجام این تحقیق مد نظر بوده است و آن بررسی امکان استفاده از لوله حرارتی نوسانی برای انتقال گرما در ابعاد بزرگ و صنعتی است. نتایج این تحقیق امیدهایی را در این زمینه به وجود آورده است.

استفاده از لوله‌های حرارتی نوسانی در کلکتورهای صفحه تخت خورشیدی به تازگی شروع شده است. هزینه پایین تولید آنها و همچنین انعطاف پذیری و سبکی از مزایای غیر قابل انکار آنها می‌باشند. متأسفانه، تحقیقات کمی در مورد استفاده از لوله‌های حرارتی نوسانی در کلکتورهای صفحه تخت موجود است و لازم است مطالعات بیشتری جهت بررسی پارامترهای مختلف این سیستم‌ها انجام شود. در مطالعه حاضر، سه سیستم مختلف طراحی شده و اثرات طول اواپراتور، نسبت پر شدن از سیال عامل، زاویه تمایل و همچنین نرخ جریان مخزن آب بر عملکرد آبگرمکن مورد مطالعه قرار گرفته است. لازم به ذکر است که استفاده از لوله‌های حرارتی نوسانی در مقیاس بزرگ به ندرت مورد مطالعه قرار گرفته است و یکی از اهداف این تحقیق بررسی عملکرد لوله‌های حرارتی نوسانی در مقیاس بزرگ می‌باشد.

سیال کاری، دمای سرد سازی و شیب تبخیرکننده در شارهای مختلف گرمایی و تاثیر آن روی مقاومت حرارتی سیستم مورد بررسی قرار دادند. ریف^۱ و همکارانش [۱۸] کلکتور خورشیدی لوله حرارتی نازکی را طراحی و ساختند تا ضمن جذب تابش خورشید با راندمان نسبتاً بالا، دارای هزینه کلی نسبتاً پایینی باشد. ابوزور^۲ و همکارانش [۱۹] در یک طراحی جدید کلکتور خورشیدی دارای لوله حرارتی را بر روی نورگیر نصب کردند تا علاوه بر محافظت از سطوح شیشه‌ای در برابر اشعه‌های مضر خورشید، توانایی جذب انرژی حرارتی برای سیستم‌های خانگی داشته باشند. نتایج تحقیقات آنها نشان داده است که اندازه و شکل نورگیرها می‌تواند در کنترل گرمای خورشید نقش مهمی داشته باشد. حسین^۳ [۲۰] در تحقیقی دیگر تاثیر به کارگیری لوله‌های حرارتی بدون ساختار موئینگی در آبگرمکن‌های خورشیدی را با در نظر گرفتن یک مبدل حرارتی جریان متقابل، به صورت تئوری و تجربی در شرایط آب و هوایی قاهره مصر مورد بررسی قرار داده است. برنامه‌ای برای شبیه سازی این آبگرمکن‌ها توسعه داده شد و برای تایید درستی آن از داده‌های تجربی حاصل از یک نمونه از آبگرمکن ساخته شده، استفاده شد. از دیگر نتایج جالب توجه در این مقاله تاثیر تعداد لوله‌های گرمایی مورد استفاده بر بازده و دمای آب گرم تولیدی است. او نشان داد افزایش تعداد لوله‌های حرارتی الزاماً به افزایش بازده و دمای آب منجر نمی‌شود و تعداد بهینه‌ای برای این مقادیر وجود دارد.

مشکل اصلی سیستم‌هایی که در آن از لوله‌های گرمایی متداول استفاده می‌شود، قیمت بالای آنها می‌باشد. استفاده از لوله حرارتی نوسانی در این سیستم‌ها میتواند مشکل افزایش قیمت را به دلیل ساخت آسان و کم بودن هزینه و مشکل فضای اشغالی که مرتبط با بازده سیستم و مکانیزم انتقال حرارت است به دلیل وجود توانایی‌های خاص خود حل کند.

ریتیدچ^۴ و واناپاکن^۵ [۲۱] عملکرد کلکتور خورشیدی صفحه تخت که شامل لوله حرارتی نوسانی بود، به صورت تجربی بررسی و افزایش راندمان و کاهش هزینه قابل توجهی

¹ Riffat

² Abu-Zour

³ Hussein

⁴ Rittidech

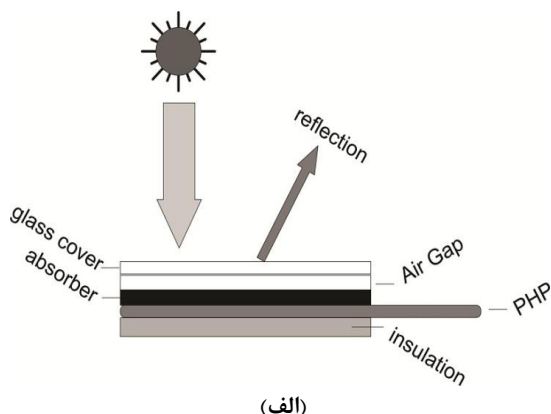
⁵ Wannapakne

۲- تشریح دستگاه آزمایش

دستگاه آزمایش از لوله حرارتی نوسانی، مخزن آب و تجهیزات ابزار دقیق تشکیل شده است. ضمن قرار دادن همه کلکتورها به سمت جنوب، از چندین تکیه‌گاه مختلف برای قراردادن آن‌ها در شیب‌های متفاوت استفاده شده است.

۲-۱- ساخت لوله حرارتی نوسانی

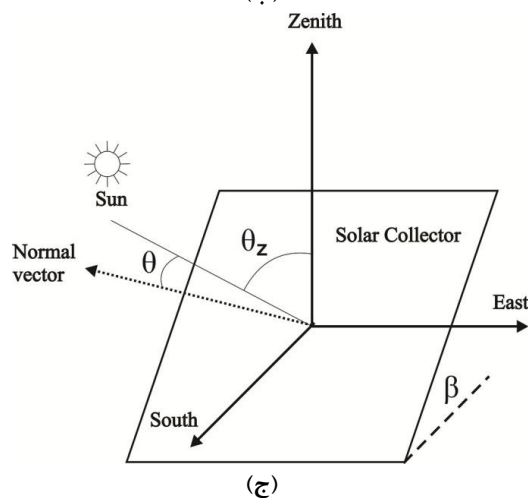
لوله حرارتی نوسانی از لوله مسی با قطر داخلی ۲ میلی‌متر (با توجه به تحقیق عرب و همکاران [۲۳]) ساخته شده است که دارای ضخامت و قطر بیرونی ۱ و ۴ میلی‌متر می‌باشد. لوله مسی به صورت ۴۲ ردیف موازی قرار داده شده است که از ۲۱ دور پیچ در پیچ تشکیل شده است. شعاع انحناء هر دور ۲۰ میلی‌متر می‌باشد. بعد از شکل دادن لوله مسی، فشار داخل آن تا فشار نهایی ۱۳۵ پاسکال تخلیه شده و سپس با آب مقطر (با توجه به تحقیق چارنسون^۱ و همکاران [۲۴] و [۲۵]) از ۲۰ تا ۷۰ درصد حجم کل داخل لوله پر شده است. سه لوله حرارتی نوسانی با طول کندانسور مشابه (۵۰ سانتیمتر) و طول‌های اواپراتور ۲۰۰، ۱۵۰ و ۱۰۰ سانتیمتر که به ترتیب A، B و C می‌نامیم آماده شده که هر کدام به ترتیب از ۱۰۵، ۸۴ و ۶۳ متر لوله مسی ساخته شده است. با توجه به تعداد دور لوله حرارتی نوسانی و شعاع انحناء هر دور آن، عرض کلکتور ۱ متر می‌باشد. قسمت اواپراتور لوله‌های حرارتی نوسانی به پشت صفحه جاذب متصل شده‌اند. همانطور که در شکل ۱-الف نشان داده شده، لوله حرارتی نوسانی بین صفحه جاذب و ناحیه عایق کلکتور قرار داده شده است و برای حذف فاصله بین لوله حرارتی نوسانی و صفحه جاذب، صفحه جاذب به ناحیه عایق متصل شده است. جزئیات دستگاه آزمایش در شکل ۱-ب نشان داده شده است. برای قراردادن هر کلکتور در زاویه مناسب (β) از یک تکیه‌گاه استفاده شده است. مطابق شکل ۱-ج همه کلکتورها رو به جنوب قرار داده شده‌اند. در شکل ۱-ج جزئیات نحوه قرارگیری نشان داده شده است.



(الف)



(ب)



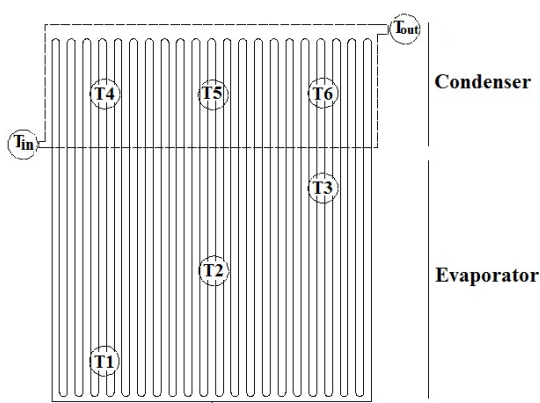
(ج)

شکل ۱- الف: جزئیات دستگاه آزمایش، ب: عکس دستگاه آزمایش و ج: نحوه قرارگیری کلکتورها

در شکل ۲ نمای شماتیک لوله حرارتی نوسانی و نحوه اتصال آن با سیستم شارژ نشان داده شده است. ابتدا توسط هوای فشرده داخل لوله حرارتی نوسانی تمیز شده و برای تزریق سیال عامل آماده می‌شود. سپس همانگونه که در شکل ۲ نشان داده شده است، توسط شیرهای تعبیه شده در

^۱ Charoensawan

قسمت آب ورودی به مخزن و یک ترموکوپل در قسمت آب خروجی مخزن دماها را اندازه‌گیری می‌کنند. تابش خورشید محلی نیز با استفاده از پیرانومتر CMP 11 (ساخت شرکت KIPP & ZONEN) اندازه‌گیری شده است. لازم به ذکر است که دقت ترموکوپل نوع K، ۰.۲٪ بوده و عدم قطعیت درجه حرارت و بازده کلکتور به ترتیب ۲ و ۷ درصد تعیین شده است [۲۶]. در شکل ۳ شکل گسترده لوله حرارتی نوسانی و محل قرارگیری ترموکوپل‌ها نشان داده شده است.

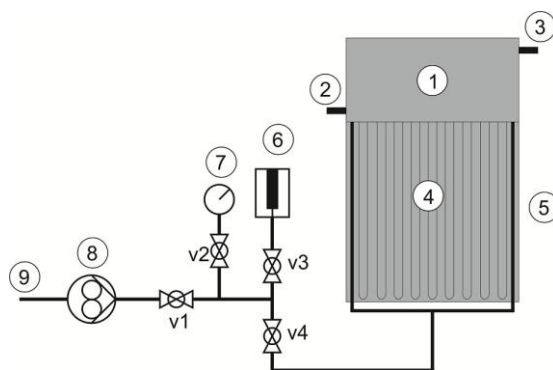


شکل ۳- شکل گسترده لوله حرارتی نوسانی با دورهای آن و محل قرارگیری ترموکوپل‌ها

۳- نحوه انجام آزمایش

تمام آزمایش‌ها در ماه ژوئیه و سپتامبر ۱۳۹۰ در موقعیت جغرافیایی تهران از ساعت ۹ صبح تا ۵ بعدازظهر انجام شده است. با توجه به اینکه میزان تابش خورشید در هر لحظه از روز، با گذشت روز تغییر می‌کند، آزمایش‌ها طوری برنامه ریزی شده‌اند تا در کوتاهترین زمان ممکن انجام شوند. ابتدا عملکرد حرارتی همه کلکتورها با شیب ثابت، در نسبت‌های پرشدگی مختلف بررسی شده است. پس از مشخص شدن میزان نسبت پرشدگی بهینه، اثر وابستگی عملکرد حرارتی با زاویه شیب برای کلکتورهای مختلف بررسی شده است. قابل ذکر است برای بررسی اثر نسبت پرشدگی، لازم است فرایند شارژ کردن لوله حرارتی نوسانی از ابتدا انجام شود. بدین منظور پس از خالی کردن لوله حرارتی نوسانی از سیال عامل و خشک کردن کامل آن توسط هوای فشرده، فرایند شارژ کردن لوله حرارتی نوسانی که قبلاً توضیح داده شد، با حجم جدید سیال عامل، تکرار می‌شود.

سیستم شارژ، مسیر سیال عامل بسته شده و با شروع به کار پمپ خلاء، فشار داخل لوله حرارتی نوسانی به ۱۳۵ پاسکال می‌رسد. بعد از آن مقدار حجم مشخصی از سیال که توسط بشر آماده شده توسط بسته شدن شیر سمت پمپ خلاء و باز کردن شیر سمت بشر، به علت کمتر بودن فشار داخل لوله حرارتی نوسانی به صورت خودکار وارد آن می‌شود. در همه این مراحل فشار داخل سیستم توسط گیج خلاء (SUPCO-VG64) با دقت ۱ پاسکال اندازه‌گیری می‌شود.



شکل ۲- شماتیک دستگاه آزمایش: ۱- مخزن آب، ۲- محل ورود آب، ۳- محل خروج آب، ۴- لوله‌های حرارتی نوسانی، ۵- صفحه جاذب، ۶- بشر، ۷- گیج خلاء، ۸- پمپ خلاء و ۹- اتمسفر

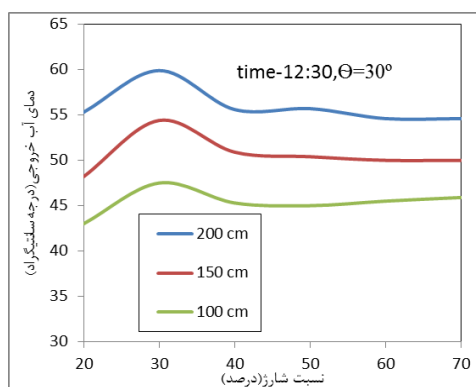
۲-۲- مخزن آب گرم

در این تحقیق کندانسور لوله‌های گرمایی به صورت متقاطع مستقیماً در مخزن آب قرار داده شده است. مخزن به صورت مکعب مستطیل با ابعاد $100 \times 50 \times 2$ سانتیمتر با حجم داخلی ۱۰ لیتر از ورق گالوانیزه با ضخامت ۳ میلیمتر ساخته شده است. ۵۰ سانتیمتر از هر لوله حرارتی نوسانی داخل مخزن قرار داده شده است.

۲-۳- ابزار دقیق

از روماتر LZB15SL ساخت شرکت آزمون متمم برای اندازه‌گیری دبی جریان، ترموکوپل نوع K و دیتالاگر Lutron با دقت نمایش $0.1^\circ C$ برای اندازه‌گیری و ذخیره درجه حرارت در بخش‌های مختلف سیستم با فاصله زمانی ۱ ثانیه استفاده شده است. در هر کلکتور سه ترموکوپل در ناحیه اواپراتور، سه ترموکوپل در ناحیه کندانسور، یک ترموکوپل در

عامل پر می‌شود. مقدار این پرشدگی می‌تواند از ۲۰ تا ۷۰ درصد حجم کل لوله حرارتی باشد. شکل ۵ تغییرات دمای خروجی را برای نسبت‌های مختلف پرشدگی در سه سیستم ساخته شده نشان می‌دهد. لازم به ذکر است که تمامی آزمایش‌ها در چند روز متوالی با تغییرات ناچیزی در شدت تابش خورشیدی (هر نسبت پرشدگی در هر روز) انجام شده است.



شکل ۵- تغییرات دمای آب خروجی مخزن با نسبت

پرشدگی در ساعت ۱۲:۳۰ محلی

($\theta = 30^\circ$, $T_i = 35^\circ\text{C}$, $Q = 30 \text{ Lit/hr}$)

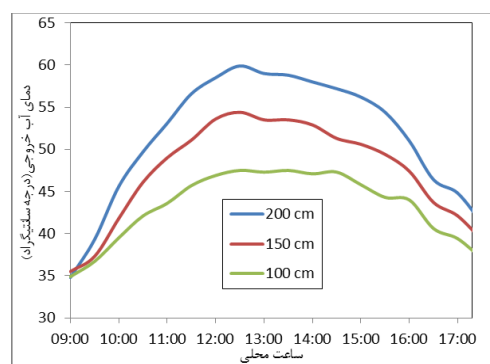
برای نسبت پرشدگی ۲۰٪، دمای خروجی و عملکرد لوله حرارتی نوسانی پایین است. بهترین عملکرد در نسبت پرشدگی ۳۰٪ به دست می‌آید. افزایش نسبت پرشدگی بیشتر از ۳۰٪ باعث کاهش دمای آب خروجی می‌شود. لوله حرارتی نوسانی با تولید حباب، قطرات مایع را حرکت می‌دهد که باعث انتقال حرارت به ناحیه کندانسور می‌شود. بنابراین، نسبت پرشدگی بالاتر مانع ارتعاش حباب‌ها و انتقال حرارت کافی خواهد بود و در مقابل پایین بودن نسبت پرشدگی باعث خشک شدن لوله حرارتی نوسانی خواهد شد [۱۳ و ۲۷]. بسیاری از محققین عملکرد بهینه لوله‌های حرارتی نوسانی را در محدوده ۵۰ تا ۶۰ درصد معرفی کردند. افزایش طول لوله حرارتی با افزایش طول قطرات مایع همراه است که بالطبع دارای نیروی درگ بزرگتر و افت فشار بیشتر در طول لوله خواهد بود. بنابراین در لوله‌های حرارتی نوسانی در مقیاس بزرگ لازم است حباب‌های بخار بزرگتر وجود داشته باشد تا قطرات مایع را حرکت دهد که باعث می‌شود نسبت پرشدگی بهینه برای لوله‌های حرارتی نوسانی بزرگ از مقدار مربوط به لوله‌های حرارتی نوسانی معمولی کمتر باشد.

۴- نتایج و بحث

در این قسمت اثر طول اواپراتور، نسبت پرشدگی، زاویه شیب و دبی نیز برای هر کدام از آبگرمکن‌ها به طور همزمان بررسی شده است که به صورت جداگانه تفصیل می‌شود.

۴-۱- اثر طول اواپراتور

برای بررسی اثر طول اواپراتور، سه آبگرمکن دارای لوله حرارتی نوسانی ساخته شده که همگی به جزء در طول ناحیه اواپراتور با هم مشابه می‌باشند. اثر طول اواپراتور بر دمای خروجی آب در ساعت‌های مختلف برای نسبت پرشدگی ۳۰٪، زاویه شیب ۳۰ درجه، دبی ۳۰ لیتر بر ساعت و دمای آب ورودی 35°C در شکل ۴ نشان داده است.



شکل ۴- تغییرات دمای آب خروجی مخزن با ساعت محلی

برای طول‌های مختلف اواپراتور،

($FR = 30\%$, $\theta = 30^\circ$, $T_i = 35^\circ\text{C}$, $Q = 30 \text{ Lit/hr}$)

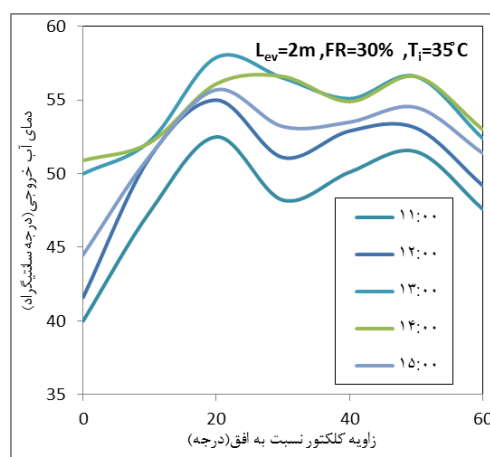
در صبح، به دلیل تابش خورشید کمتر، درجه حرارت خروجی پایین است. در تمامی سیستم‌ها، بالاترین درجه حرارت در ساعت ۱۲ تا ۱ بعدازظهر اتفاق می‌افتد که تابش خورشیدی تقریباً به صورت عمودی به کلکتور می‌رسد. افزایش طول لوله حرارتی نوسانی باعث افزایش افت فشار در داخل آن می‌شود ولی چون باعث می‌شود میزان بیشتری تابش خورشید را جذب و به مخزن آب منتقل نماید، دمای آب مخزن را گرمتر می‌کند. بنابراین کلکتور دارای طول بیشتر دارای دمای آب خروجی بیشتر هم می‌باشد.

۴-۱- نسبت پرشدگی

جهت ایجاد نوسان در نواحی حباب-قطره و برای رسیدن به عملکرد رضایت بخش، لوله حرارتی نوسانی تا حدی با سیال

۴-۳- اثر زاویه شیب

مقدار شدت تابش خورشید که به کلکتور می‌رسد و عملکرد لوله حرارتی نوسانی به زاویه شیب آن‌ها وابسته است. زاویه شیب بهینه برای کلکتورهای خورشیدی معمولی برابر عرض جغرافیایی مکانی است که آزمایش انجام می‌شود [۲۸-۳۱] ولی در مقابل لوله‌های حرارتی نوسانی در حالت عمودی بهترین عملکرد را دارند [۲۴، ۳۲ و ۳۳]. بنابراین عملکرد کلکتور خورشیدی با لوله حرارتی نوسانی در زوایای مختلف مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور پیدا کردن زاویه مناسب، بزرگترین کلکتور خورشیدی (A) با نسبت پرشدگی ۳۰٪ در در زاویه‌های مختلف از ۰ درجه تا ۶۰ درجه قرار داده شده است. همه آزمایش‌ها در هفت روز متوالی با شرایط آب و هوایی مشابه و تغییرات ناچیز شدت تابش خورشیدی انجام شده است. تغییرات درجه حرارت خروجی با زاویه شیب کلکتور در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶- تغییرات دمای آب خروجی مخزن با زاویه شیب در ساعت‌های مختلف

($T_i = 35^\circ\text{C}$, $Q = 30 \text{ Lit/hr}$, $FR = 30\%$)

بهترین عملکرد برای کلکتور خورشیدی به دلیل جذب بیشتر تابش خورشید در زاویه ۲۰ درجه به دست می‌آید. از زاویه ۲۰ تا ۳۵ درجه، در اکثر حالت‌ها یک کاهش نسبی در دمای آب خروجی به وجود می‌آید که به دلیل کاهش جذب تابش خورشید می‌باشد.

با افزایش زاویه از ۳۵ تا ۴۵ درجه، علی‌رغم کاهش جذب تابش خورشید، عملکرد لوله حرارتی نوسانی افزایش یافته و میزان انتقال حرارت به آب افزایش می‌یابد و باعث می‌شود دمای آب خروجی افزایش یابد. از زاویه ۴۵ تا ۶۰ درجه علی‌رغم افزایش عملکرد لوله حرارتی میزان جذب تابش خورشید به شدت کاهش یافته و در کل دمای آب خروجی مجدداً کاهش می‌یابد و کاهش قابل توجهی در عملکرد کلی کلکتور خورشیدی مشهود است. با توجه به اظهارات فوق، تغییرات دمای خروجی با زاویه شیب در دو نقطه ماکزیمم است. اولین نقطه به دلیل افزایش حرارت خورشید است که تابش خورشید تقریباً به صورت عمودی به کلکتور می‌رسد و نقطه دوم به دلیل افزایش عملکرد لوله حرارتی با نزدیک شدن آن به حالت عمودی می‌باشد.

۴-۴- تاثیر سرعت جریان بر دمای خروجی

یکی دیگر از پارامترهای مورد آزمایش، بررسی تغییرات دمای خروجی آب با دبی جریان در زمان‌های مختلف روز است. با توجه به قانون اول ترمودینامیک، انتظار می‌رود با افزایش نرخ جریان، دمای آب خروجی کاهش یابد. آزمایش‌ها در سه روز متوالی با تغییرات ناچیز آب و هوا و شدت تابش خورشید انجام شده است. در تمام آزمایشات، نسبت پرشدگی، دمای ورودی و زاویه شیب ۲۰٪، 35°C و ۳۰ درجه تنظیم شده است. شکل ۷ وابستگی درجه حرارت آب خروجی با دبی جریان را نشان می‌دهد که با نتایج تحلیلی توافق خوبی دارد.

۴-۵- راندمان کلکتور

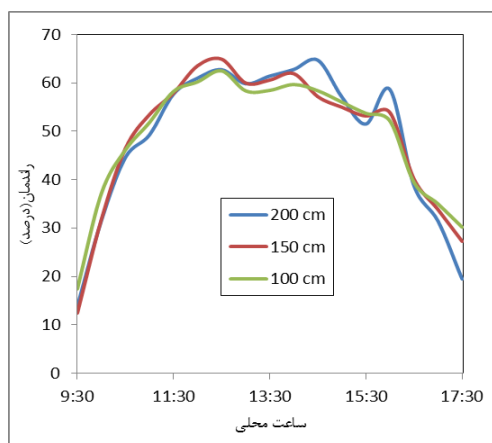
راندمان کلکتور خورشیدی با رابطه ۱ بیان می‌شود:

$$\eta = \frac{Q_w}{Q_s} \quad (1)$$

که η راندمان، Q_w گرمای جذب شده توسط آب و Q_s تابش خورشید رسیده به کلکتور در بازه زمانی مشخص می‌باشد. مقدار گرمای جذب شده توسط آب مخزن برابر است با:

همانطور که در شکل ۶ نشان داده شده است، اگرچه تابش خورشیدی در حالت افقی نسبتاً بالا است، عملکرد لوله حرارتی نوسانی در زاویه صفر درجه کاهش قابل توجهی می‌یابد و کمترین دمای خروجی را خواهیم داشت.

با افزایش زاویه از ۰ تا ۲۰ درجه، جذب تابش خورشید و همچنین عملکرد لوله حرارتی نوسانی افزایش می‌یابد. با توجه به زاویه ارتفاع خورشید در فصل تابستان در تهران



شکل ۹- تغییرات راندمان کلکتورهای مختلف با ساعت

محلی

 $(\theta = 30^\circ, T_i = 35^\circ\text{C}, \text{FR} = 30\%, Q = 30 \text{ Lit/hr})$

همانطور که از شکل ۹ مشخص است تغییرات راندمان کلکتور با تغییرات شدت انرژی خورشیدی و دمای محیط توافق خوبی دارد. با این حال، حداکثر راندمان ۶۴/۹٪ به دست آمده که کمی از حداکثر راندمان به دست آمده توسط ریتیدج و واناپاکن [۲۱] بیشتر می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که راندمان در همه موارد برای ساعات مختلف روز صرف- نظر از طول اواپراتور برای کلکتورهای مختلف یکسان است. از این رو افزایش طول اواپراتور اثری بر عملکرد لوله حرارتی نوسانی نداشته و فقط به دلیل افزایش سطح جذب تابش خورشید، دمای آب خروجی افزایش می‌یابد.

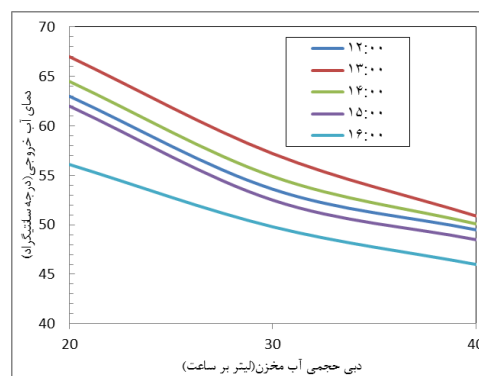
۵- نتیجه گیری

تحقیق گسترده‌ای در رابطه با کلکتور خورشیدی با لوله حرارتی نوسانی انجام شده است. عوامل مؤثر بر عملکرد این سیستم، از قبیل طول اواپراتور، نسبت پرشدگی، زاویه شیب و دبی جریان مخزن مورد مطالعه قرار گرفتند. درجه حرارت خروجی از مخزن آب به عنوان معیار عملکرد یک سیستم اندازه‌گیری شد. افزایش طول اواپراتور باعث افزایش دمای خروجی بالاتری شد و هیچ تغییر قابل توجهی در راندمان دستگاه ایجاد نکرد. در این مطالعه، مقدار بهینه پرشدگی برابر ۳۰ درصد برای همه لوله‌های حرارتی نوسانی در مقیاس بزرگ با طول‌های اواپراتور ۱، ۱/۵ و ۲ متر به دست آمد. با افزایش طول لوله حرارتی نوسانی، طول قطرات مایع در داخل آن‌ها زیاد شده و باعث می‌شود نیروهای اصطکاکی بین

$$Q_w = m_w C_p \Delta T_w \quad (2)$$

تابش خورشید رسیده به کلکتور نیز برابر است با:

$$Q_s = AI \cos \theta.t \quad (3)$$

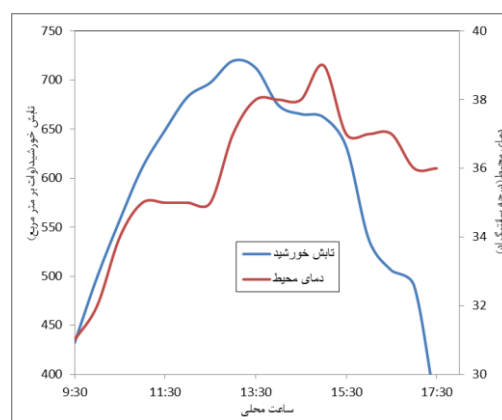


شکل ۷- تغییرات دمای آب خروجی مخزن با دبی جریان

مخزن در ساعت‌های مختلف

 $(\theta = 30^\circ, T_i = 35^\circ\text{C}, \text{FR} = 30\%)$

که $A (m^2)$ سطح کلکتور، $I (W / m^2)$ مقدار تابش خورشید و θ زاویه بین تابش خورشید و بردار عمود بر کلکتور می‌باشد. شکل ۸ تغییرات تابش خورشید و دمای محیط را با ساعت محلی در روز ۴ شهریور ۱۳۹۰ در تهران نشان می‌دهد. شکل ۹ تغییرات راندمان سه سیستم مورد بررسی (A, B و C) را با ساعت محلی در یک روز نشان می‌دهد. این آزمایش با نسبت پرشدگی ۲۰٪، زاویه شیب ۲۰ درجه، دمای آب ورودی 35°C و دبی ۳۰ لیتر بر ساعت انجام شده است.



شکل ۸- تغییرات تابش خورشید و دمای محیط با ساعت

محلی

- [8] Alvarez A, Muñiz MC, Varela LM (2010), Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy* 35: 3707–3716.
- [9] Esen M, Esen H (2005) Experimental investigation of a two-phase closed thermosyphon solar water heater, *Solar Energy* 79: 459–468.
- [10] Ogueke NV, Anyanwu EE, Ekechukwu OV (2009) A review of solar water heating systems. *Journal of Renewable & Sustainable Energy* 1 043106.
- [11] Akachi H., Structure of a heat pipe, in, US Patent 4,921,041, 1990.
- [12] Arabnejad S, Rasoulilian R, Shafii MB, Saboohi Y (2010) Numerical investigation of the performance of a U-shaped pulsating heat pipe. *Heat Transfer Eng* 31: 1155–1164.
- [13] Shafii MB, Faghri A, Zhang Y (2001) Thermal modeling of unlooped and looped pulsating heat pipes. *Journal of Heat Transfer* 123: 1159–1172.
- [14] Shafii MB, Faghri A, Zhang Y (2002) Analysis of heat transfer in unlooped and looped pulsating heat pipes, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 12: 585-609.
- [15] Bienert WB, Wolf DA (1976) Heat pipes applied to flat-plate solar collectors. Final report, in, Dynatherm Corp., Cockeysville, MD (USA).
- [16] Mathioulakis E, Belessiotis V (2002) A new heat-pipe type solar domestic hot water system. *Solar Energy* 72: 13–20.
- [17] Abreu SL, Colle S (2004) An experimental study of two-phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems. *Solar Energy* 76: 141–145.
- [18] Riffat SB, Zhao X, Doherty PS (2005) Developing a theoretical model to investigate thermal performance of a thin membrane heat-pipe solar collector. *Applied Thermal Engineering* 25: 899–915.
- [19] Abu-Zour AM, Riffat SB, Gillott M (2006) New design of solar collector integrated into solar louvres for efficient heat transfer. *Applied Thermal Engineering* 26: 1876–1882.
- [20] Hussein HMS (2007) Theoretical and experimental investigation of wickless heat pipes flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Energy Conversion and Management* 48: 1266–1272.
- [21] Rittidech S, Wannapakne S (2007) Experimental study of the performance of a solar collector by closed-end oscillating heat pipe (CEOHP). *Appl Therm Eng* 27: 1978–1985.
- [22] Arab M (2008) Experimental investigation of pulsating heat pipes application in solar water heaters. *Energy Systems Engineering, Vol. MSc, Sharif University of Technology Tehran,*

قطرات مایع و جداره لوله افزایش یابد. پس حجم بیشتری از بخار جهت حرکت قطرات مایع نیاز می‌باشد. همچنین، اثر زاویه شیب کلکتور خورشیدی با لوله حرارتی مورد مطالعه قرار گرفته است. تغییر زاویه کلکتور از ۰ تا ۶۰ درجه نشان داد در دو نقطه دمای آب خروجی بیشتر می‌شود. یکی در ۲۰ درجه که میزان جذب تابش خورشید ماکزیمم است و دیگری در ۵–۴۵ درجه که عملکرد لوله حرارتی نوسانی افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده شده است که با افزایش دبی آب مخزن، دمای آب خروجی کاهش می‌یابد.

۶- تقدیر و تشکر

نویسنده نهایت قدردانی خود را از شرکت بهینه سازی مصرف سوخت کشور برای انجام حمایت مالی این تحقیق و پژوهشکده علوم و فناوری انرژی شریف جهت در اختیار قراردادن امکانات و فضای لازم جهت آزمایش‌ها که در راستای رساله دکترا انجام شده است اعلام می‌دارد.

مراجع

- [1] MAF Banos R, Montoya FG, Gil C, Alcayde A, Gomez J (2011) Optimization methods applied to renewable and sustainable energy. a review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 15: 1753–1766.
- [2] KC Argiriou A, Balaras C, Asimakopoulos D (1997) Active solar space heating of residential buildings in northern Hellas e a case study. *Energy and Buildings* 26: 215–221.
- [3] Kalogirou S (2009) Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters. *Solar Energy* 89: 39–48.
- [4] Molero N, Domínguez F, Rodríguez E, Carrillo A (2009) Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. *Solar Energy*, 83: 1086–1092.
- [5] Luminosu I (2005) Determination of the optimal operation mode of a flat solar collector by exergetic analysis and numerical simulation. *Energy* 30.
- [6] KO L (1989) General thermal analysis of serpentine-flow flat-plate solar collectors absorbers. *Solar Energy* 42: 133–142.
- [7] Eisenmann W, Ackermann H (2004) On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. *Solar Energy* 76: 381–387.

- of plane reflector-tilted flat plate solar collector systems. *Energy* 25: 529–542.
- [29] Moghadam H, Tabrizi FF, Sharak AZ (2011) Optimization of solar flat collector inclination. *Desalination*, 265: 107–111.
- [30] Benganem M (2011) Optimization of tilt angle for solar panel: Case study for Madinah. Saudi Arabia, *Applied Energy* 88: 1427–1433.
- [31] Chang TP (2009) The Sun's apparent position and the optimal tilt angle of a solar collector in the northern hemisphere. *Solar Energy* 83: 1274–1284.
- [32] Song Y, Xu J (2009) Chaotic behavior of pulsating heat pipes. *Int J Heat Mass Tran* 52: 2932–2941.
- [33] Yang H, Khandekar S, Groll M (2008) Operational limit of closed loop pulsating heat pipes. *Appl Therm Eng* 28: 49–59.
- [23] Arab M, Soltanieh M, Shafii MB (2012) Experimental investigation of extra-long pulsating heat pipe application in solar water heaters. *Experimental Thermal and Fluid Science* 42: 6–15.
- [24] Charoensawan P, Khandekar S, Groll M, Terdtoon P (2003), Closed loop pulsating heat pipes: Part A: parametric experimental investigations. *Appl Therm Eng* 23: 2009–2020.
- [25] Charoensawan P, Terdtoon P (2008) Thermal performance of horizontal closed-loop oscillating heat pipes. *Appl Therm Eng* 28: 460–466.
- [26] Holman JP (2007) *Experimental Methods for Engineers*. 7th ed, McGraw-Hill.
- [27] Yu-Hsing L, Chen HL (2008) Effect of silver nano-fluid on pulsating heat pipe thermal performance. *Appl Therm Eng* 28: 1312–1317.
- [28] Hussein HMS, Ahmad GE, Mohamad MA (2000) Optimization of operational and design parameters