

## امکان سنجی استفاده از سیستم سرمایشی تشعشعی شبانه جهت خنک کاری هوای ورودی به توربین گاز

محمدرضا سنگتراش، سعید فراहत\*، مصطفی دهقانی محمدآبادی

دانشکده مهندسی، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۰۹-۲۶  
بازنگری: ۱۳۹۸-۰۱-۱۸  
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۳-۲۶  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۴-۱۰

### کلمات کلیدی:

توربین گاز  
سرمایش هوای مکش  
سرمایش تشعشعی شبانه  
سرمایش غیرفعال  
کلکتور خورشیدی

**خلاصه:** سرمایش هوای ورودی به کمپرسور بویژه در اقلیم‌های گرم تأثیر قابل ملاحظه‌ای بر روی افزایش توان خروجی توربین‌های گاز دارد. مصرف آب در سیستم‌های سرمایش تبخیری و افشانک آب و مصرف برق و هزینه سرمایه‌گذاری در سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی بخار بالا است. بنابراین، هدف از پژوهش حاضر بررسی امکان استفاده از سرمایش تشعشعی شبانه جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور توربین گاز است. در این شیوه آب در گردش مورد استفاده جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور، شب هنگام و در تبادل تابش با آسمان با استفاده از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت فاقد شیشه خنک شده و سپس به مخزن ذخیره جهت استفاده مجدد در روز بعد باز می‌گردد. تأثیر پارامترهایی نظیر تعداد کلکتورها و نحوه آرایش کلکتورها به صورت سری یا موازی بر روی ظرفیت سرمایشی سیستم مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین حجم مخزن مورد نیاز جهت ذخیره‌سازی آب برگشتی از کلکتورها محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد که خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور به مدت شش ساعت در روز نیازمند یک منبع ذخیره آب با حداقل گنجایش ۱۰۰۰ مترمکعب است. همچنین با استفاده از ۴۰۰ کلکتور با آرایش موازی و یک مخزن ذخیره ۱۰۰۰ مترمکعبی، میزان برق تولیدی به طور میانگین دو مگاوات ساعت افزایش می‌یابد.

### ۱- مقدمه

نتیجه کاهش در دبی جرمی هوا به طور مستقیم سبب می‌شود توربین گاز توان کمتری تولید کند. از سوی دیگر، دمای هوای ورودی بالا باعث افزایش کار ویژه کمپرسور شده و بنابراین سبب افت تولید در خروجی می‌شود. بسته به نوع توربین، به ازای هر ۱۰ درجه افزایش دمای هوای ورودی، توان الکتریکی تولیدی توربین حدوداً بین ۶ تا ۱۰ درصد کاهش می‌یابد [۲]. دسا و الزبیدی [۳] عملکرد توربین گاز در شرایط دمایی متغیر را مورد بررسی قرار دادند. محققان یک رابطه تجربی برای قابلیت توربین گاز در تولید الکتریسته در شرایط دمایی متفاوت از شرایط استاندارد ارائه نمودند. نتایج آنها نشان داد به ازای هر یک درجه کلون افزایش دما به بیشتر از دمای استاندارد، راندمان حرارتی توربین گاز ۰/۱٪ و توان خروجی مفید ۱/۴۷ مگاوات کاهش می‌یابد. گونزالس-دیزا و همکاران [۴] تأثیر شرایط محیطی

خروجی توربین گاز به شدت وابسته به دمای هوای محیط است. افزایش دمای محیط بر روی توان تولیدی توربین‌های گازی تأثیر منفی می‌گذارد. به نحوی که به ازای هر یک درجه فاره‌نهایت افزایش دمای محیط توان خروجی به میزان ۰/۳٪ تا ۰/۵٪ کاهش می‌یابد [۱]. دماهای محیطی بالا در مقایسه با شرایط استاندارد (دمای ۱۵ درجه سانتیگراد)، سبب افت توان به میزانی بیش از ۲۰٪ و افزایش قابل توجه در مصرف ویژه سوخت می‌گردد [۲]. بالا بودن دمای محیط به دو صورت بر روی توان تولیدی یک توربین تأثیر مخرب می‌گذارد. با افزایش دمای محیط، چگالی هوا کاهش می‌یابد و به‌صورت همزمان دبی جرمی هوا نیز با کاهش روبرو می‌شود. در

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: farahat@hamoon.usb.ac.ir



بر روی عملکرد یک نیروگاه سیکل ترکیبی گاز طبیعی با جذب کربن دی اکسید را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان داد افزایش دما از ۱۵ تا ۴۵ درجه سانتیگراد سبب کاهش راندمان نیروگاه از ۵۰/۹۵٪ به ۴۸/۰۱٪ می‌شود. همچنین افزایش دما سبب افت توان تولیدی از ۶۷۳/۳ مگاوات به ۵۳۰ مگاوات در دمای ۴۵ درجه سانتیگراد گردید. سیستم سرمایش تبخیری بواسطه استفاده از گرمای نهان تبخیر برای کاهش دمای هوا مناسبترین سیستم برای نواحی گرم و خشک می‌باشد [۵]. یک نمونه مطالعه موردی در نیروگاه سیکل ترکیبی فارس نشان داد که کاهش دمای هوای ورودی تا ۲۰ درجه سلسیوس با هزینه به نسبت پایین امکان پذیر است [۶]. گرچه مقادیر قابل توجه آب مورد نیاز استفاده از این فناوری در نواحی گرم و خشک را محدود می‌نماید.

پتانسیل سرمایشی سیستم‌های افشانک آب فشار بالا بسیار بالاتر از سیستم‌های سرمایش تبخیری است، اما نیاز به آب مقطر و عاری از مواد معدنی پیچیدگی و هزینه اولیه این سیستم‌ها را افزایش می‌دهد [۱]. همچنین میزان آب مورد نیاز در سیستم‌های افشانک آب فشار بالا به طور تقریبی پنج برابر آب مورد نیاز در سیستم‌های سرمایش تبخیری است [۷] و به نوعی استفاده از این نوع سیستم در نواحی کم آب چندان توجیه پذیر نمی‌باشد.

تجربیات استفاده از سیستم تبرید جذبی در نواحی با دمای محیطی بالاتر از ۴۰ درجه سلسیوس نشان می‌دهد کاهش دمای هوای ورودی تا حدود ۱۰ درجه سلسیوس امکان پذیر است [۸ و ۹]. همچنین به واسطه کاهش دمای هوای ورودی با استفاده از سیستم تبرید جذبی، توان سیکل ساده حدود ۲۰٪ و توان سیکل ترکیبی حدود ۱۰٪ افزایش خواهد یافت [۱۰]. اما هزینه اولیه سیستم‌های تبرید جذبی بالا بوده و نصب نگهداری آن‌ها پیچیده است.

تناژ تبرید سیستم‌های تبرید تراکمی بسیار بالاتر از انواع دیگر چیلرها بوده و سبب کاهش هزینه نصب و فضای مورد نیاز می‌گردد. اما مصرف برق بالا پتانسیل خروجی نیروگاه و در نتیجه میزان برق تولیدی را کاهش می‌دهد. همچنین چیلرهای تراکمی نیازمند تجهیزات الکتریکی ولتاژ بالا جهت پشتیبانی الکتروموتورها، رله‌ها و راه‌اندازها بوده و در نتیجه هزینه تمام شده این چیلرها افزایش می‌یابد [۱۱].

هزینه خنک‌کاری سیستم‌های تبرید وابسته به ساعات تبرید لازم

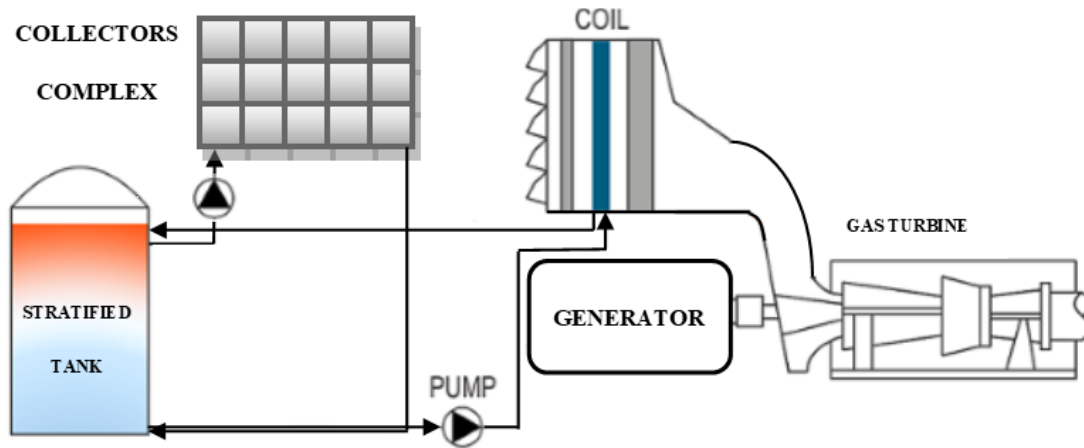
و وجود و نوع ذخیره‌سازی حرارتی مورد استفاده است. ماده واسط در سیستم‌های ذخیره‌سازی انرژی حرارتی یخ، آب و سیالات مایع بوده و نیاز به حجم ذخیره بسیار زیاد مهمترین عیب این سیستمها محسوب می‌شود [۱۲ و ۱۳]. به عنوان نمونه عامری و حجازی [۹] نشان دادند که برای یک سیکل با ۱۷ ساعت سرمایش و ۷ ساعت خنک‌کاری، سیستم‌های ذخیره‌سازی آب سرد اقتصادی‌تر از سیستم‌های ذخیره‌سازی یخ هستند.

یکی از سیستم‌های سرمایش غیرفعال جهت کاهش مصرف انرژی، استفاده از آسمان شب به عنوان سردترین چاه حرارتی موجود جهت تبادل انرژی تشعشعی است [۱۴]. با توجه به دمای آسمان بسیار پایین (حدود چهار درجه کلونین) انتقال حرارت تشعشعی مؤثر در نواحی با آلودگی محیطی کم امکان‌پذیر است. استفاده از این فناوری قدمتی طولانی داشته و در گذشته از آن برای خنک‌سازی ساختمان و ساخت یخ استفاده می‌شده است [۱۵]. این سیستم‌ها در قرن گذشته، در پروژه‌های متعدد جهت کاهش مصرف انرژی سیستم‌های سرمایش و گرمایش سنتی یا بهبود راندمان آنها مورد مطالعه و استفاده قرار گرفته‌اند [۱۶].

همچنان که اشاره شد مصرف آب در سیستم‌های سرمایش تبخیری و افشانک آب بالا بوده و این سیستم‌ها برای نواحی گرم و خشک که با کمبود منابع آبی روبرو هستند توجیه‌پذیر نمی‌باشند. از طرف دیگر مصرف برق و هزینه سرمایه‌گذاری در سیستم‌های تبرید جذبی و تراکمی بخار بالا است. بنابراین در راستای پیشبرد پژوهش‌های گذشته، در این مقاله امکان استفاده از سیستم تشعشعی شبانه برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور نیروگاه گازی بمپور ایرانشهر با هدف کاهش مصرف آب و افزایش تولید برق در ساعات اوج مصرف مورد بررسی قرار گرفته است.

## ۲- شرح مسئله و معادلات حاکم

هدف از این پژوهش بررسی امکان استفاده از سیستم تشعشعی شبانه برای خنک‌کاری هوای ورودی به کمپرسور نیروگاه گازی بمپور ایرانشهر است. نیروگاه بمپور با دو واحد گازی با توان نامی ۱۶۰ مگاوات در جنوب استان سیستان و بلوچستان با آب و هوای گرم و خشک قرار گرفته است. دبی جرمی هوای ورودی به هریک از واحدها در دمای محیط حدوداً ۳۴۵/۶ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.



شکل ۱. طرح شماتیک سیستم سرمایش پیشنهادی جهت خنک‌کاری هوای مکش کمپرسور  
 Fig. 1. Schematic diagram of proposed cooling system for compressor's suction air cooling

سمت بالا حرکت می‌کند، همواره در سطح آب دما بیشترین مقدار ممکن را دارد. بنابراین همچنان که در شکل ۱ نشان داده شده در طول شب آب موجود درون منبع ذخیره از بالای آن وارد مجموعه کلکتورها می‌شود. سپس آب در درون مجموعه کلکتورها به دلیل تبادل تابش با صفحه‌ی سیاه آسمان خنک می‌شود. آب پس از سرد شدن به پایین منبع که در آنجا آب کمترین دمای ممکن را دارد وارد می‌شود. این امر مانع از مخلوط شدن آب سرد و گرم شده و در نتیجه از اتلافات ناشی از آن جلوگیری می‌شود.

**۳. کویل:** کویل در ابتدای سیستم ورودی هوا به کمپرسور قرار می‌گیرد. آب خنک ذخیره شده در طول شب، با عبور از درون لوله‌های کویل سبب خنک شدن هوای گرم محیط می‌شود. در ادامه به بررسی معادلات حاکم بر هریک از این اجزا پرداخته خواهد شد.

### ۱-۲- مدل ریاضی کلکتور صفحه تخت

برای محاسبه‌ی دمای سیال خروجی از کلکتور در حالت پایا از معادله‌ی (۱) استفاده می‌شود [۱۷]:

$$\frac{T_f - T_a - S / U_L}{T_{fi} - T_a - S / U_L} = \exp\left(\frac{-U_L n W F y}{\dot{m} C_p}\right) \quad (1)$$

در معادله‌ی (۱)  $T_f$  دمای سیال جاری درون کلکتور در فاصله‌ی  $y$  از ورودی کلکتور،  $T_a$  دمای هوا،  $C_p$  ظرفیت حرارتی ویژه سیال،  $n$  تعداد ردیف لوله‌ها در کلکتور،  $W$  فاصله‌ی بین لوله‌های کلکتور و  $\dot{m}$

طرح شماتیکی از سیستم خنک‌کاری پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. در این سیستم ابتدا آب خنک از مخزن ذخیره به درون کویل تعبیه شده در مسیر هوای ورودی کمپرسور پمپاژ شده و در نتیجه هوا را خنک می‌کند. آب پس از کاهش دمای هوا به درون مخزن برگشته و شب هنگام با استفاده از مجموعه کلکتورها در تبادل تابش حرارتی با آسمان شب جهت استفاده در روز بعد خنک می‌شود. در این شیوه خنک‌کاری در مقایسه با سیستم‌های سرمایش تبخیری و افشانک آب، از مقدار ثابتی آب برای خنک‌کاری هوا استفاده می‌شود. بنابراین این سیستم که در واقع نوعی سیستم ذخیره‌سازی آب سرد محسوب می‌شود از نظر مصرف آب سازگاری بالایی با اقلیم گرم و خشک منطقه دارد.

سیستم ذخیره‌سازی سرمای مورد استفاده در این تحقیق از سه بخش اصلی تشکیل شده است:

**۱. کلکتورها:** در تحقیق حاضر برای خنک‌کاری آب از تبادل تابش با آسمان شب استفاده شده است. در این روش، آب با عبور از مجموعه کلکتورها، گرمای خود را از طریق تبادل تابش با آسمان از دست می‌دهد. برای خنک‌کاری آب از کلکتورهای صفحه تخت استفاده می‌شود. زیرا کلکتور صفحه تخت، مناسب‌ترین نوع کلکتور برای تبادل تابش در طول شب بوده و با استفاده از این نوع کلکتور، بیشترین تبادل ممکن با آسمان در طول شب انجام می‌پذیرد [۱۷].

**۲. منبع ذخیره:** منبع ذخیره قسمت اصلی سیستم ذخیره‌ی سرمایش است. از آنجا که سیال گرم‌تر به دلیل چگالی پایین‌تر به

می‌گیرد که بخش عمده این تلفات به صورت جابجایی است. یکی از دقیق‌ترین روابطی که برای اتلاف حرارتی جابجایی از سطح فوقانی تشعشعگر ارائه شده است به صورت معادله (۶) می‌باشد [۱۸].

$$U_t = h_{coll} = 1.8V + 3.8, 1.35 < V < 4.5 \quad (6)$$

در معادله (۶)،  $V$  برابر با مقدار سرعت باد است. با عایق‌کاری پشت تشعشعگر، انتقال حرارت جابجایی تا حد بسیار زیادی از بین می‌رود به گونه‌ای که می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد و انتقال حرارت تنها ناشی از هدایت خواهد بود که برابر با مقدار زیر است [۱۸]:

$$U_b = \frac{k}{l} \quad (7)$$

در رابطه (۷)  $k$  ضریب هدایت حرارتی عایق و  $l$  ضخامت عایق است.

به دلیل ضخامت کم تشعشعگر، انتقال حرارت از کنار تشعشعگر ( $U_c$ ) سهم بسیار ناچیزی در اتلافات دارد و می‌توان از آن چشم‌پوشی کرد. در واقع کمتر از ۰/۵٪ از اتلاف حرارتی از اطراف تشعشعگر صورت می‌گیرد.

$$U_L = U_t + U_b \quad (8)$$

### ۲-۱-۳- انرژی تابشی به آسمان و محاسبه دمای معادل آسمان

مقدار انرژی تابشی با استفاده از رابطه (۹) محاسبه می‌شود:

$$S = 4\varepsilon_{rad} \sigma T_{air}^3 (T_{rad} - T_{sky}) \quad (9)$$

در معادله (۹)،  $T_{air}$  دمای هوا،  $T_{rad}$  دمای سطح تشعشعگر و  $T_{sky}$  دمای مؤثر آسمان می‌باشند.  $T_{sky}$  با استفاده از رابطه‌ی پیشنهادی بردهال و فرومبرگ [۱۹] به دست می‌آید.

در صورت مشخص بودن دمای آسمان، معادله (۹) برای محاسبه‌ی مقدار تابش تشعشعگر به سمت آسمان بسیار استفاده می‌شود. برای محاسبه‌ی دمای مؤثر آسمان باید مراحل زیر طی شود: ابتدا ضریب صدور آسمان مشخص شود. ضریب صدور آسمان به‌عنوان یک تابع از طول موج ثابت است. بردهال و فرومبرگ رابطه‌ی زیر را برای محاسبه ضریب صدور آسمان پیشنهاد کردند [۱۹].

$$\varepsilon_{sky} = (0.741 + 0.0062T_{dp}) \quad (10)$$

دبی جرمی آب جاری در کلکتور هستند. پارامترها و مقادیر  $F'$ ،  $U_L$  و  $S$  در ادامه توضیح داده خواهند شد.

### ۲-۱-۱- ضریب بازده تشعشعگر صفحه تخت

پارامتر  $F'$  ضریب بازده تشعشعگر صفحه تخت نامیده می‌شود و برابر است با:

$$F' = \frac{1}{U_L \left[ \frac{1}{W \left[ \frac{1}{U_L [(W-D)F + D]} + \frac{1}{h_{fi} \pi D_i} + \frac{1}{C_b} \right]} \right]} \quad (2)$$

در رابطه (۲)  $D_i$  قطر داخلی لوله،  $D$  قطر لوله و  $h_{fi}$  ضریب انتقال حرارت بین سیال و دیواره‌ی لوله می‌باشد.  $C_b$  هدایت حرارتی اتصال است که با استفاده از هدایت حرارتی اتصال  $k$ ، ضخامت اتصال  $\gamma$  و عرض اتصال  $b$  بر اساس واحد طول به شکل رابطه‌ی (۳) تخمین زده می‌شود:

$$C_b = \frac{k_b b}{\gamma} \quad (3)$$

همچنین  $F$  راندمان استاندارد برای پره‌های با مقطع مستطیلی شکل است که مقدار آن برابر است با:

$$F = \frac{\tanh \frac{m(W-D)}{2}}{\frac{m(W-D)}{2}} \quad (4)$$

مقدار  $m$  در معادله (۴) برابر است با:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k \delta}} \quad (5)$$

در رابطه (۵) پارامتر  $\delta$  ضخامت صفحه‌ی تابنده است.

### ۲-۱-۲- اتلاف کلی تشعشعگر

اتلاف کلی تشعشعگر ( $U_L$ ) برحسب انتقال حرارت جابجایی و هدایت از اطراف کلکتور تعریف می‌شود. عمده‌ی تلفات حرارتی، از قسمت فوقانی تشعشعگر یعنی قسمتی که رو به آسمان است صورت

دبی جریان بار سرمایشی (به سمت کویل) هستند. همچنین  $T_{fo}$  دمای سیال خروجی از کلکتور به سمت منبع و  $T_{Li}$  دمای خروجی سیال از منبع به سمت کویل می‌باشند.

مقادیر ضرایب  $\alpha_i$  به عنوان تابع کنترل کلکتور،  $\beta_i$  به عنوان تابع کنترل بار و  $\gamma_i$  به صورت توابع شرطی (۱۳) تا (۱۵) تعریف می‌شوند [۱۷]. در این روابط  $N$  و  $T_{s,i}$  به ترتیب معرف تعداد لایه‌های حرارتی مخزن و دمای هر لایه مخزن است.

$$\alpha_i = \begin{cases} 1; & \text{if } i = N \text{ and } T_{fo} < T_{s,i} \\ 1; & \text{if } i = N \text{ and } T_{s,i+1} \leq T_{fo} < T_{s,i} \\ 0; & \text{otherwise} \end{cases} \quad (13)$$

$$\beta_i = \begin{cases} 1; & \text{if } i = N \text{ and } T_{Li} < T_{s,i} \\ 1; & \text{if } i = N \text{ and } T_{s,i} \leq T_{fo} < T_{s,i-1} \\ 0; & \text{otherwise} \end{cases} \quad (14)$$

$$\beta_i = \begin{cases} -\dot{m}_L = \sum_{j=1}^{N-1} \beta_j; & \text{if } i = N \\ -\dot{m}_c = \sum_{j=2}^N \alpha_j; & \text{if } i = 1 \\ -\dot{m}_c \sum_{j=N}^{i+1} \alpha_j - \dot{m}_c \sum_{j=1}^{i-1} \beta_j; & \text{if } i = 2, \dots, N-1 \end{cases} \quad (15)$$

### ۳-۲- مدل‌سازی کویل خنک‌کننده

همانگونه که بیان شد، برای خنک کردن هوای ورودی به کمپرسور از کویل‌های خنک‌کننده استفاده می‌شود. آب خنک شده در طول شب، در طول روز از درون لوله‌های کویل عبور می‌کند. از طرف دیگر، هوا با عبور از روی لوله‌های حاوی آب سرد خنک می‌شود. از آنجا که دماهای ورودی آب و هوا به مبدل حرارتی مشخص است، جهت به دست آوردن دماهای خروجی از روش  $\varepsilon$ -NTU استفاده شده است. مراحل محاسبه‌ی دماهای خروجی آب و هوا عبارتند از [۱۷]:

۱. محاسبه ضریب انتقال حرارت در سمت آب و ضریب انتقال حرارت در سمت هوا
۲. محاسبه مساحت سطح کل لوله پره‌دار، مساحت سطح خارجی لوله بدون پره و مساحت سطح داخلی لوله‌ها و همچنین محاسبه بازده سطح فین به‌منظور به دست آوردن ضریب انتقال حرارت کلی ( $U$ )

بنابراین پس از محاسبه ضریب صدور آسمان، با استفاده از معادله‌ی (۱۰) دمای آسمان محاسبه می‌شود [۱۹].

$$T_{sky} = (\varepsilon_{sky})^{0.25} T_a \quad (11)$$

رابطه‌ی (۱۱) برای آسمان صاف کاربرد دارد و  $T_a$  و  $T_{sky}$  برحسب کلوین (K) و  $T_{dp}$  دمای نقطه شبنم هوا برحسب درجه سانتی‌گراد ( $^{\circ}C$ ) است. پس از محاسبه دمای مؤثر آسمان، میزان تابش به سمت آسمان با استفاده از رابطه (۹) محاسبه می‌شود.

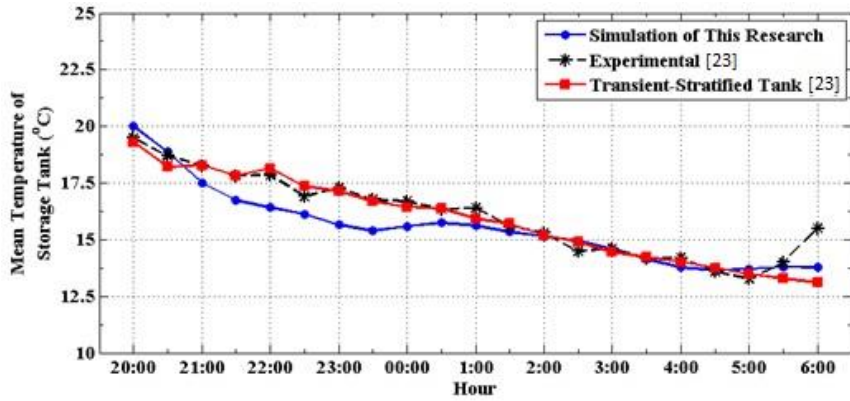
### ۲-۲- معادلات مربوط به منبع ذخیره

با توجه به این که در منبع ذخیره مورد نظر از همزن استفاده نشده، از مدل طبقه‌بندی دمایی برای تحلیل منبع ذخیره استفاده می‌شود. زمانی که آب خنک شده توسط کلکتورها وارد مخزن ذخیره می‌شود، به دلیل وجود نیروی شناوری لایه‌های دمایی در مخزن به وجود می‌آید. به واسطه وجود گرادیان دما این لایه‌ها به صورت طبیعی در سیال ایجاد می‌شوند. سیال سرد در پایین‌ترین قسمت مخزن قرار دارد و هرچه دمای آن افزایش می‌یابد، سیال به قسمت‌های بالاتر حرکت می‌کند به گونه‌ای که در بالاترین قسمت منبع، سیال بیشترین دما را دارد.

برای سرد کردن آب در طول شب، همانگونه که پیشتر نیز بیان شد، آب از بالای منبع که گرم‌ترین دما را داراست وارد تشعشع‌گر می‌شود. آب با عبور از مجموعه‌ی کلکتورها سرد شده و به پایین منبع که کمترین دما را دارد وارد می‌شود. در طول روز این روند برعکس است. یعنی آب از کف منبع ذخیره وارد کویل خنک‌کننده می‌شود و آب گرم حاصل از تبادل گرما در کویل به بالای منبع وارد می‌شود. موازنه انرژی در هر لایه بصورت زیر است [۱۷]:

$$m_i C_p \frac{dT_{s,i}}{dt} = \alpha_i \dot{m}_c C_p (T_{fo} - T_{s,i}) + \beta_i \dot{m}_L C_p (T_{Li} - T_{s,i}) - (UA)_{s,i} (T_{s,i} - T_a) + \begin{cases} \tilde{\alpha}_i C_p (T_{s,i+1} - T_{s,i}); & \text{if } \tilde{\alpha}_i > 0 \\ \tilde{\alpha}_i C_p (T_{s,i} - T_{s,i-1}); & \text{if } \tilde{\alpha}_i < 0 \end{cases} \quad (12)$$

در رابطه‌ی فوق،  $\dot{m}_c$  دبی جریان از کلکتور به سمت منبع و  $\dot{m}_L$



شکل ۲. اعتبارسنجی سیستم سرمایشی تشعشعی به همراه منبع ذخیره با مقاله حیدری نژاد و همکاران [۲۳]  
 Fig. 2. Validation of radiative cooling system accompanied by storage source with Heydarinezhad et al.'s article [23]

۳. محاسبه تعداد واحد انتقال  $(NTU)$

۴. محاسبه بازده گرمایی مبدل  $(\epsilon)$

۵. محاسبه دماهای خروجی

$d_i$  قطر داخلی لوله،  $k_w$  ضریب انتقال حرارت  $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$ ،  
 عدد پرانتل،  $T_t$  دمای سطح لوله هستند.

۳-۳-۲- ضریب انتقال حرارت کلی

ضریب انتقال حرارت کلی در سطح خارجی برای یک کویل با  
 استفاده از رابطه (۱۸) محاسبه می‌شود [۲۲]:

$$U_0 = \left[ \frac{1}{h_i} \cdot \frac{A_b}{A_i} + \frac{d_r}{2k_w} \ln\left(\frac{d_r}{d_i}\right) + \frac{1}{\eta_o h_o} \cdot \frac{A_b}{A_t} \right] \quad (18)$$

در معادله فوق  $h_i$  و  $h_o$  به ترتیب ضریب انتقال حرارت در سمت  
 آب و ضریب انتقال حرارت در سمت هوا هستند که پیشتر روش  
 محاسبه آنها بیان شد. همچنین  $A_i$  مساحت سطح کل لوله‌های  
 پره دار،  $A_b$  کل مساحت سطح خارجی لوله‌های بدون پره،  $A_t$  کل  
 مساحت سطح داخلی لوله‌ها،  $k_w$  ضریب هدایت آب و  $\eta_o$  بازده سطح  
 فین هستند.

به منظور بررسی درستی روابط موجود در زمینه‌ی سرمایش  
 تشعشعی و منبع ذخیره، نتایج حاصل از این معادلات با نتایج پژوهش  
 حیدری نژاد و همکاران [۲۳] صحت‌سنجی و اعتبارسنجی شده است.  
 نتایج اعتبارسنجی در شکل ۲ ارائه شده است.

همان‌طور که در شکل ۲ مشاهده می‌شود، روند تغییرات تقریباً  
 شبیه هم هستند. فقط در نتایج آزمایشگاهی از ساعت ۵ صبح به بعد  
 افزایش ناگهانی در دمای میانگین آب درون مخزن دیده می‌شود که  
 این تغییرات ناشی از طلوع خورشید و عملکرد معکوس کلکتورها

۳-۳-۱- ضریب انتقال حرارت در سمت هوا:

در سمت هوا، هوای گرم با لوله‌های حاوی آب سرد برخورد کرده و  
 خنک می‌شود. یکی از روابطی که برای محاسبه ضریب انتقال حرارت  
 در سمت هوا معرفی شده به صورت زیر است [۲۰]:

$$\overline{Nu} = \frac{\overline{h_a} d}{k} = C Re_{d,max}^n Pr^{0.36} \quad (16)$$

در این معادله مقادیر  $C$  و  $n$  به چینش هندسی لوله‌های کویل  
 وابسته است و مقدار  $Re_{d,max}$  نیز عدد رینولدز متناظر با بیشینه  
 سرعت هوای عبوری از روی کویل است. همچنین پارامتر  $Pr$  معرف  
 عدد بی بعد پرانتل است.

۳-۳-۲- ضریب انتقال حرارت در سمت هوا:

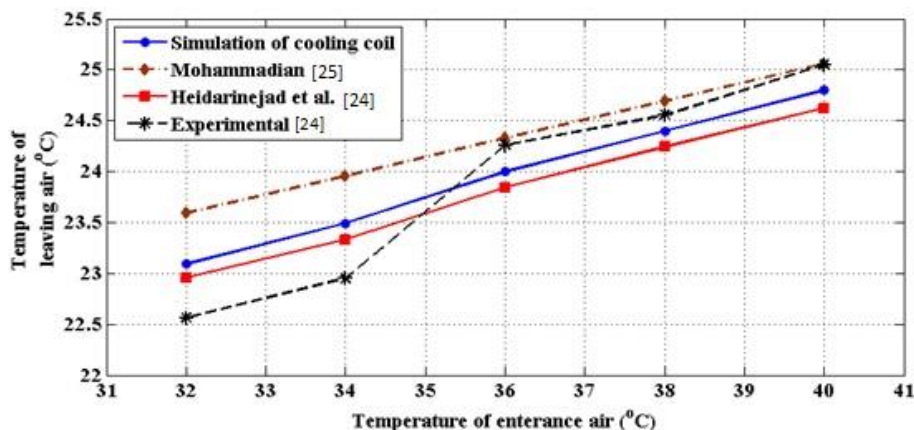
یکی از روابطی که برای محاسبه عدد ناسلت (ضریب انتقال  
 حرارت داخلی) برای جریان توربولانسی آب گرم یا سرد در لوله‌ها  
 ارائه شده، رابطه دیتوس-بولتر است [۲۱]:

$$Nu_D = \frac{h_i d_i}{k_w} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (17)$$

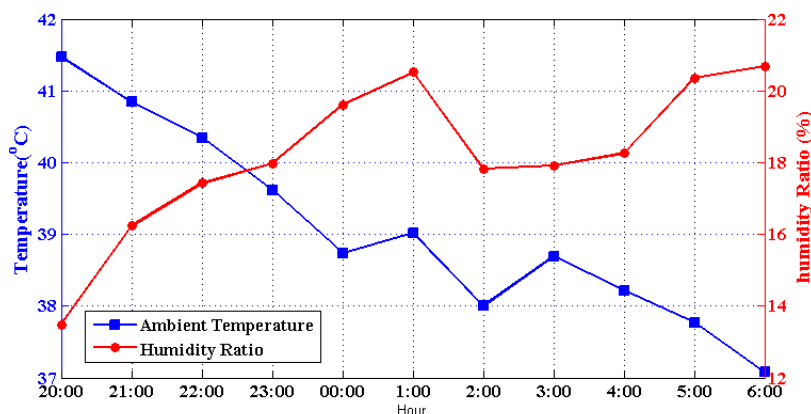
$$n = 0.4; T_t > T_{bulk}$$

$$n = 0.3; T_t < T_{bulk}$$





شکل ۳. صحت‌سنجی و اعتبارسنجی مدل‌سازی کویل خنک‌کننده  
Fig. 3. The Validation of the cooling coil modeling



شکل ۴. مقادیر اندازه‌گیری شده دما و نسبت رطوبت هوای محیط در شب ۳۰ و بامداد ۳۱ تیرماه ۱۳۹۷  
Fig. 4. The measured values of the temperature and humidity ratio of the environment at night 30 and the morning of July 31, 2018

مورد بررسی قرار گیرد. بنابراین در ادامه به بررسی این موارد پرداخته خواهد شد. شرایط محیطی که در این پژوهش استفاده شده از جمله دما و میزان رطوبت هوای محیط از مقادیر ثبت شده توسط تجهیزات اندازه‌گیری نیروگاه گازی واحد بمپور استخراج شده است. با توجه به مقادیر ثبت شده توسط تجهیزات اندازه‌گیری نیروگاه گازی واحد بمپور برای شب ۳۰ و بامداد ۳۱ تیرماه سال ۱۳۹۷، تغییرات دما و نسبت رطوبت هوای محیط مطابق با شکل ۴ است.

#### ۴-۳- تحلیل سیستم سرمایشی تشعشی

سیال مورد استفاده در سیستم سرمایشی تشعشی آب در نظر گرفته شده است. این سیستم شامل یک کلکتور صفحه تخت فاقد شیشه و یک منبع ذخیره است. با توجه به حجم بالای سرمایش

است. بیشترین خطا نسبت به مدل آزمایشگاهی [۲۳] مربوط به ساعت ۲۳:۳۰ است که حدوداً ۸٪ است.

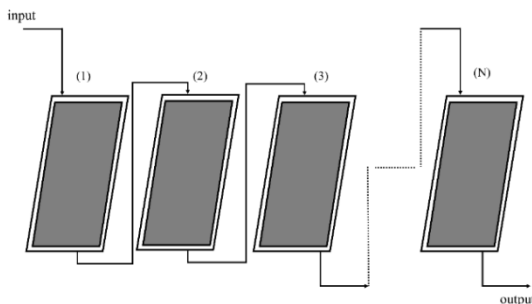
همچنین نتایج مربوط به کویل خنک‌کننده با نتایج آزمایشگاهی حیدری نژاد و همکاران [۲۴] و نتایج پژوهش محمدیان [۲۵] اعتبارسنجی شده است. نتایج اعتبارسنجی و صحت‌سنجی صورت گرفته در شکل ۳ نشان داده شده است. با توجه به نتایج شکل ۳ درصد خطا در تمامی حالت کمتر از ۳٪ است.

#### ۳- نتایج و بحث

برای بررسی امکان استفاده از سیستم سرمایشی تشعشی به عنوان سیستم خنک‌کننده هوای ورودی به توربین، ابتدا باید میزان سرمایش ذخیره‌شده در طول شب و سپس کارایی آن در طول روز

جدول ۱. مشخصات فیزیکی کلکتورهای مورد استفاده در تحقیق حاضر [۱۷]  
 Table 1. Physical properties of collectors used in this research [17]

| مقدار                       | پارامتر                                    |
|-----------------------------|--|
| ۲/۹۴                        | سطح صفحه‌ی جاذب ( $m^2$ )                  |
| $9 \times 140 \times 210/5$ | ابعاد کلکتور ( $cm^3$ )                    |
| ۱۰                          | تعداد ردیف لوله‌ها                         |
| ۰/۱۴۵                       | فاصله‌ی بین لوله‌ها (m)                    |
| ۲/۱                         | طول لوله‌ها (m)                            |
| ۰/۹                         | ضریب صدور صفحه‌ی تابنده                    |
| ۰/۰۰۵                       | ضخامت صفحه‌ی تابنده (m)                    |
| ۳۸۳                         | ضریب هدایت حرارتی صفحه‌ی تابنده ( $W/mK$ ) |
| ۰/۰۷                        | ضخامت عایق پشت کلکتور (m)                  |
| ۰/۰۴                        | ضخامت عایق اطراف کلکتور (m)                |
| ۰/۰۳۹                       | ضریب هدایت حرارتی عایق ( $W/mK$ )          |
| ۰/۰۰۹                       | قطر داخلی لوله رایزر (m)                   |



شکل ۵. شماتیک اتصال متوالی (سری) کلکتورها  
 Fig. 5. The schematic diagram of series connection of collectors

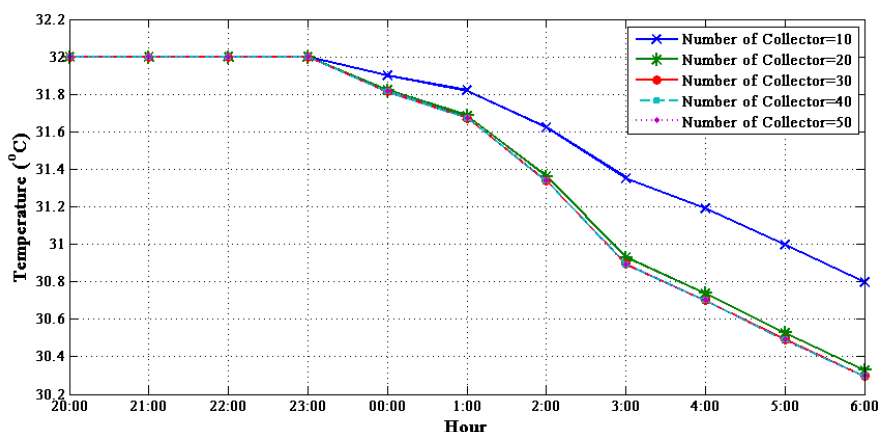
موردنیاز برای خنک‌کاری هوای ورودی به یک واحد توربین گازی، سطح کلکتور باید بسیار زیاد باشد. در عمل ساخت یک کلکتور با سطح وسیع امکان‌پذیر نیست. بنابراین به منظور افزایش سطحی که با آسمان تبادل تشعشع دارد، اتصال چندین کلکتور کوچک به صورت سری یا موازی پیشنهاد می‌شود.

#### ۱-۴-۳- بررسی اثر اتصال سری و موازی کلکتورها

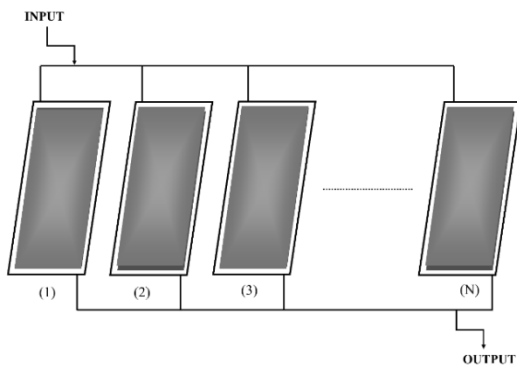
در این بخش به بررسی اثر اتصال سری و موازی کلکتورها در میزان کاهش دمای آب جاری در کلکتورها در طول شب پرداخته می‌شود. در این بخش از تحقیق حجم مخزن ذخیره‌سازی آب ۱۰۰ مترمکعب و دمای آب درون آن در لحظه شروع به کار سیستم ۳۲ درجه سلسیوس فرض شده است. همچنین، تعداد طبقات دمایی در مخزن ذخیره ۱۰ لایه در نظر گرفته شده است. با فرض اینکه دبی

جریان آب خنک شونده (آب جاری به سمت کلکتورها) برابر با  $kg/s$  ۱۰ باشد، تأثیر استفاده از تعداد ۱۰، ۲۰، ۳۰، ۴۰ و ۵۰ کلکتور در میزان کاهش دمای آب مخزن ذخیره مورد بررسی قرار گرفته است.





شکل ۶. دمای میانگین مخزن ذخیره در طول ساعات کارکرد سیستم، اتصال سری کلکتورها  
**Fig. 6. The hourly average temperature of storage tank during system operation, series connection of collectors**



شکل ۷. شماتیک اتصال موازی کلکتورها  
**Fig. 7. The schematic diagram of parallel connection of collectors**

منفی روی فرایند خنک کاری می‌گذارد. هرچه دبی آب کمتر باشد، آب زودتر با آسمان هم‌دمای شده و تعداد کلکتور کمتری نیاز است. همان‌گونه که در شکل ۷ دیده می‌شود، در اتصال موازی کلکتورها سیال به طور هم‌زمان به مجموعه‌ی کلکتورها وارد و به طور هم‌زمان از آن‌ها خارج می‌شود.

تأثیر آرایش موازی کلکتورها در میزان کاهش دمای آب درون مخزن ذخیره، در شکل ۸ نشان داده شده است.

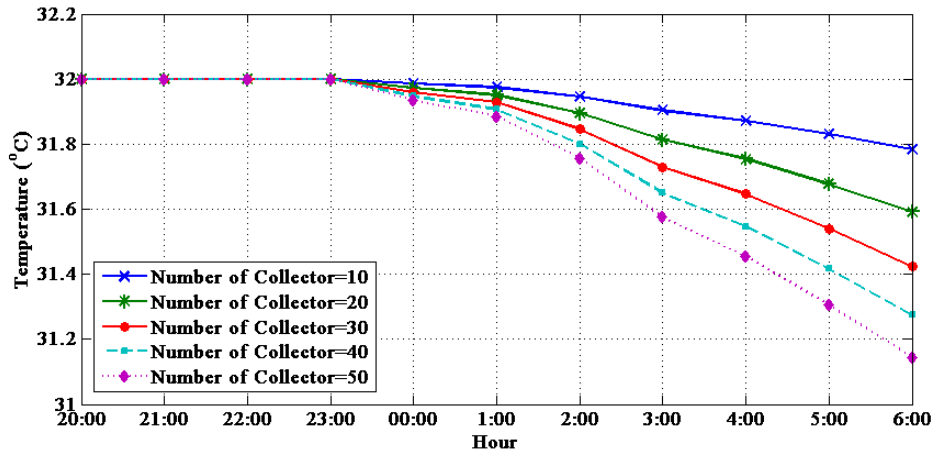
با توجه به شکل ۸، در آرایش موازی کلکتورها توانایی خنک کاری و کاهش دمای مخزن ذخیره کمتر از پیکربندی سری کلکتورها می‌باشد. البته این موضوع در حالتی صدق می‌کند که تعداد کلکتورها کم باشد. زیرا همچنان که در شکل ۸ نشان داده شده، در حالت اتصال موازی با زیاد کردن تعداد کلکتورها تا هر اندازه‌ای سیستم باز هم توانایی خنک کردن آب را دارد.

مشخصات کلکتورهای تخت مورد استفاده در این تحقیق در جدول ۱ ارائه شده است.

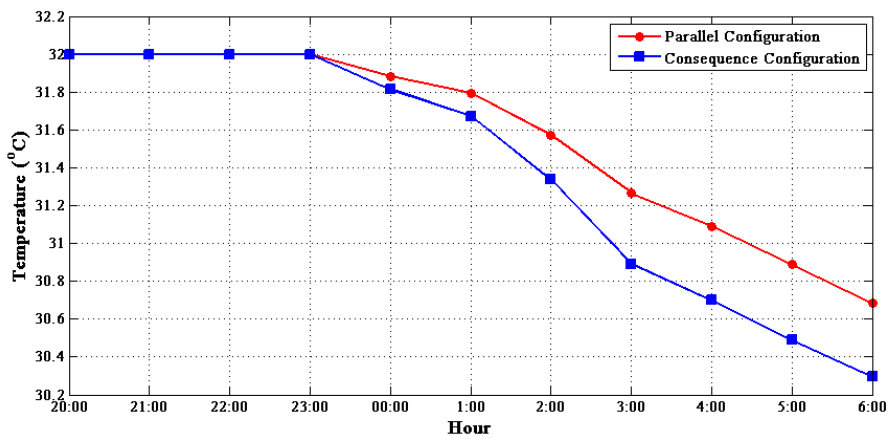
در آرایش کلکتورها به صورت متوالی (سری) همچنان که در شکل ۵ نشان داده شده، آب خروجی از هر کلکتور به عنوان ورودی در کلکتور بعدی استفاده می‌شود. سپس، آب خروجی از مجموعه کلکتورها وارد منبع ذخیره می‌شود.

تأثیر اتصال متوالی (سری) کلکتورها در میزان کاهش دمای آب مخزن ذخیره، در شکل ۶ نشان داده شده است.

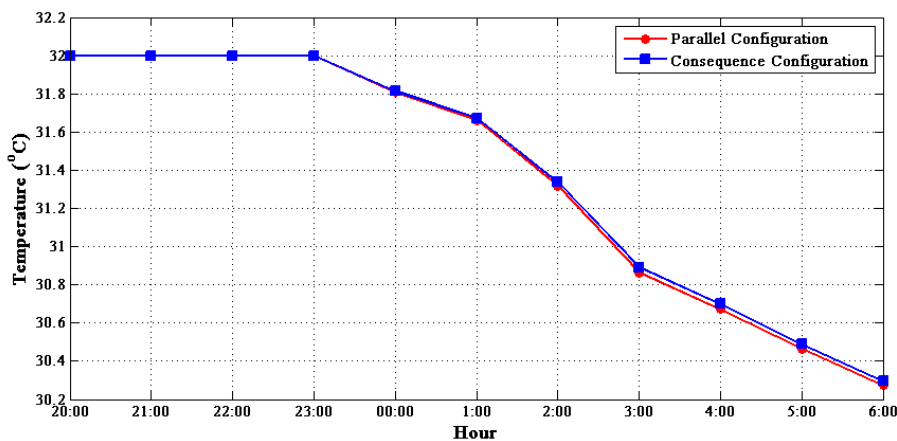
در اتصال سری کلکتورها همچنان که در شکل ۶ نشان داده شده، افزایش کلکتورها تا ۳۰ عدد در میزان سرمایه‌گذاری ذخیره شده مؤثر است. با افزایش تعداد کلکتورها به بیش از ۳۰ عدد، کاهش محسوسی در دمای میانگین مخزن در ساعت پایانی کارکرد دیده نمی‌شود. از طرفی ممکن است دمای میانگین آب درون مخزن افزایش نیز بیابد. دلیل این امر آن است که وقتی تعداد کلکتورها افزایش می‌یابد، دمای آبی که درون کلکتورها جریان می‌یابد پس از طی کردن تقریباً ۳۰ کلکتور به دمای آسمان بسیار نزدیک می‌شود و از آن به بعد تبادل تابش با آسمان بسیار کم است. به عبارت دیگر، وقتی آب مسیر یک کلکتور را طی کرده و وارد کلکتور بعدی می‌شود، دمای پایین‌تری دارد که به دمای آسمان نزدیک‌تر است. در نتیجه در اتصال سری تبادل تابش با آسمان در هر کلکتور کمتر از کلکتور قبلی است. این روند تا جایی ادامه می‌یابد که دمای آب درون کلکتورها به دمای آسمان برسد. این در حالی است که به دلیل افزایش سطح، انتقال حرارت جابه‌جایی روی سطح کلکتورها افزایش یافته و در نتیجه تأثیر



شکل ۸. دمای میانگین مخزن ذخیره در طول ساعات کارکرد سیستم، اتصال موازی کلکتورها  
 Fig. 8. The hourly average temperature of storage tank during system operation, parallel connection of collectors

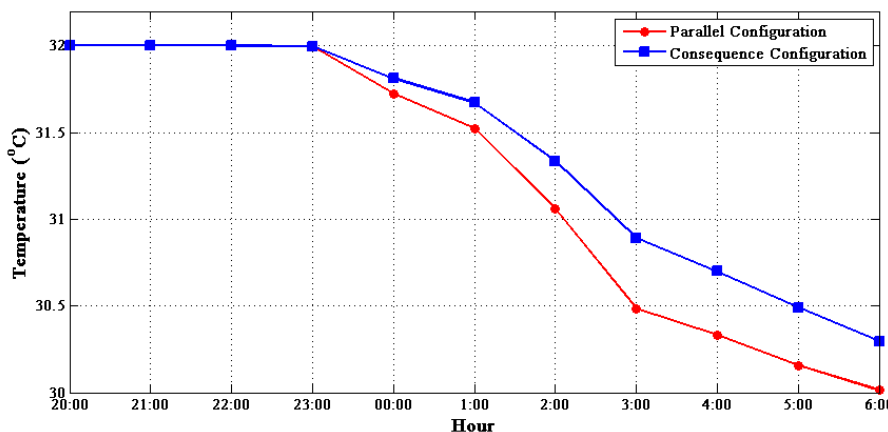


شکل ۹. مقایسه‌ی خنک‌کاری ۱۰۰ کلکتور با آرایش سری و موازی  
 Fig. 9. The comparison of cooling effects of 100 collectors in series and parallel configurations



شکل ۱۰. مقایسه‌ی خنک‌کاری ۲۰۰ کلکتور با آرایش سری و موازی  
 Fig. 10. The comparison of cooling effects of 200 collectors in series and parallel configurations

توانایی خنک‌کاری مجموعه کلکتورها با تعداد ۱۰۰، ۲۰۰ و ۴۰۰ کلکتور با آرایش موازی و سری به ترتیب در شکل ۹، شکل ۱۰ و شکل



شکل ۱۱. مقایسه‌ی خنک‌کاری ۴۰۰ کلکتور با آرایش سری و موازی  
 Fig. 11. The comparison of cooling effects of 400 collectors in series and parallel configurations

جدول ۲. مشخصات هندسی کویل مورد استفاده در این مطالعه  
 Table 2. The geometric properties of coils used in this research

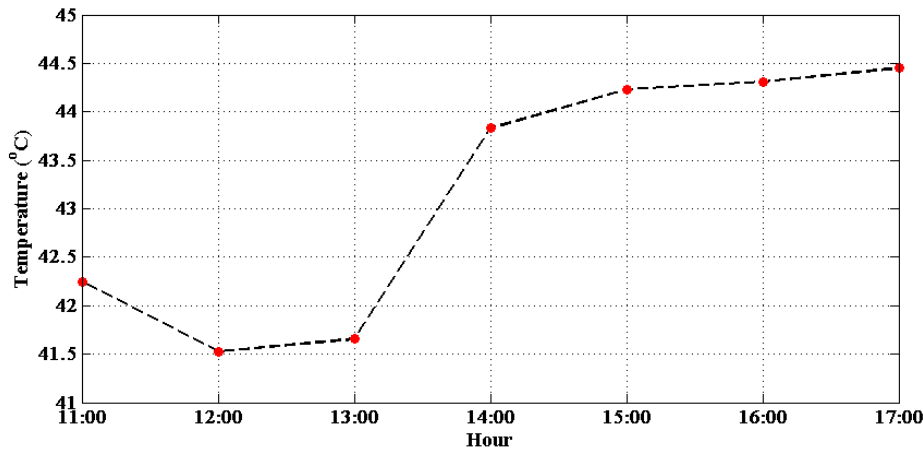
|       |                                 |
|-------|---------------------------------|
| ۱×۱   | عرض × ارتفاع ( m <sup>۲</sup> ) |
| ۶     | تعداد ردیف لوله‌ها              |
| ۲۵    | تعداد لوله‌ها در هر ردیف        |
| ۳۹۴   | تعداد پره (در هر متر)           |
| ۰/۹   | کارایی پره                      |
| ۰/۲۵۴ | ضخامت پره (mm)                  |
| ۴۰    | فاصله عمودی لوله‌ها (mm)        |
| ۳۰    | فاصله افقی لوله‌ها (mm)         |
| ۱۶    | قطر داخلی لوله‌ها (mm)          |
| ۰/۵۰۸ | ضخامت لوله‌ها (mm)              |

۱۱ با یکدیگر مقایسه شده‌اند.

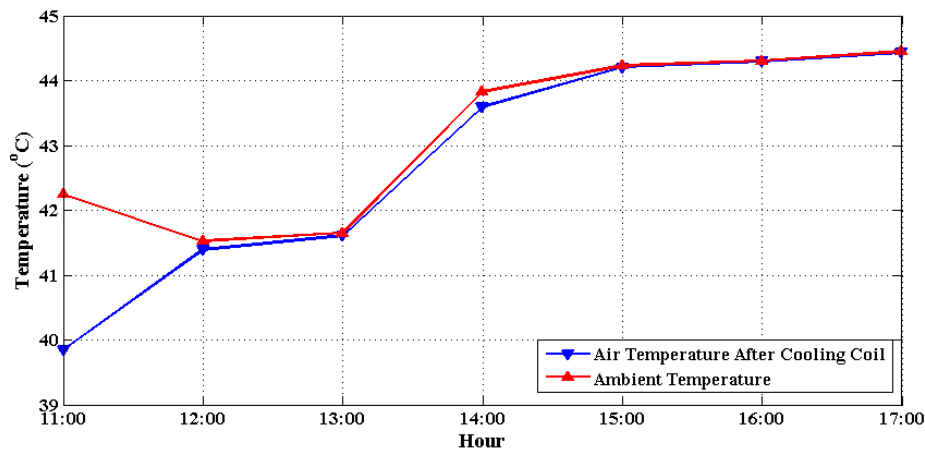
با توجه به شکل ۹، با وجود این که تعداد کلکتورها تا ۱۰۰ عدد افزایش یافته همچنان عملکرد آرایش سری بهتر است. مطابق شکل ۱۰، با رسیدن تعداد کلکتورها به ۲۰۰ عدد عملکرد آرایش موازی اندکی بهتر از آرایش سری شده است. همان‌گونه که در شکل ۱۱ دیده می‌شود، با رسیدن تعداد کلکتورها به ۴۰۰ عدد آرایش موازی عملکرد خیلی بهتری نسبت به آرایش سری دارد. نکته قابل توجه در هر سه شکل این است که همان‌گونه که پیشتر نیز بیان شد، دمای میانگین آب ذخیره‌شده در منبع در ساعت پایانی کارکرد سیستم در آرایش سری کلکتورها ثابت و برابر با ۳۰/۳۳ سلسیوس است. بنابراین در آرایش سری افزایش تعداد کلکتورها از یک تعداد به بعد نقشی در کاهش دمای آب درون منبع ذخیره ندارد. اما در آرایش موازی افزایش تعداد کلکتورها سبب کاهش مداوم دمای آب درون منبع ذخیره می‌گردد. دلیل این موضوع آن است که دبی آب خنک شونده پس از تقسیم بین کلکتورها، تنها مسیر یک کلکتور را طی می‌کند و تمام کلکتورها به یک میزان با آسمان تبادل تابش می‌کنند. در نتیجه اگر تعداد کلکتورها زیاد باشد، آرایش موازی به دلیل کاهش دبی عبوری از درون هر کلکتور نتیجه مطلوب‌تری خواهد داشت.

از جمله‌ی این سطوح، به سطح بالای توربین‌ها (سقف توربین‌ها) می‌توان اشاره کرد. به عنوان مثال، سطح بالای توربین‌ها در نیروگاه گازی بمپور دارای ابعاد ۱۷×۸۷ مترمربع است. با توجه به مساحت سطح کلکتور که ۲/۹۴ مترمربع است، حدود ۵۰۳ عدد کلکتور در این فضا می‌توان قرار داد. با در نظر گرفتن برخی ملاحظات مانند در نظر

برای خنک‌کاری هوای ورودی به توربین گاز توان سرمایه‌ی بالایی لازم است. بنابراین، تعداد کلکتورها باید زیاد باشد. معمولاً در نیروگاه‌های گازی، سطوحی که کاربرد خاصی نداشته و می‌توانند به‌عنوان محل استقرار کلکتورها در نظر گرفته شوند وجود دارند.



شکل ۱۲. دمای هوای ثبت شده توسط تجهیزات اندازه گیری نیروگاه، ساعت ۱۱ تا ۱۷ روز ۳۱ تیر  
 Fig. 12. The registered air temperatures by power plant measuring equipment, 31 July at 11:17 p.m.



شکل ۱۳. مقایسه دمای هوای مکش کمپرسور با و بدون استفاده از سیستم سرمایش شبانه، حجم مخزن ۱۰۰ m<sup>۳</sup>  
 Fig. 13. The comparison of the compressor's air suction temperature with and without night cooling system, tank capacity 100 m<sup>3</sup>

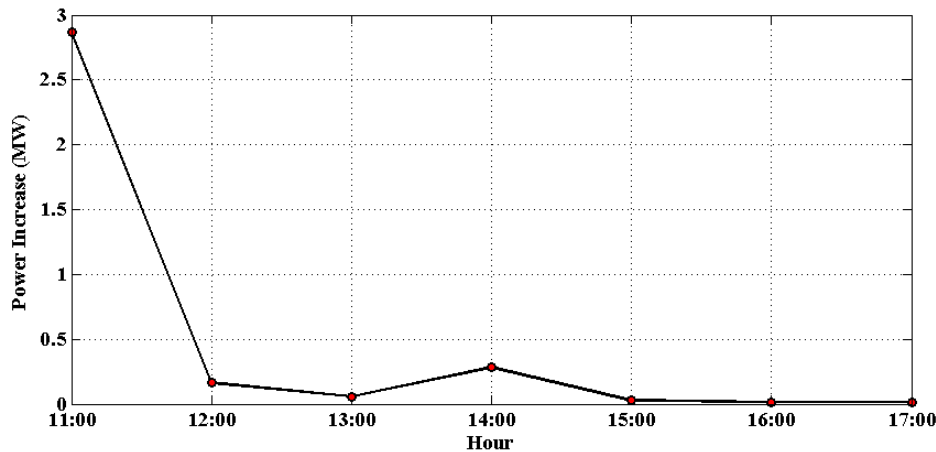
که ابعاد هر کویل ۱×۱ m<sup>۲</sup> است، تقریباً به ۱۲ کویل در راستای طولی و ۹ کویل در راستای عرضی ورودی هوا نیاز داریم. یعنی در مجموع به ۱۰۸ کویل یک مترمربعی نیاز داریم. فرض بر این است که آب ورودی به هر کویل به طور جداگانه تأمین شده و کویلها به هم متصل نیستند. دبی کلی آب ورودی به مجموعه ی کویلها ۲۱/۶ lit/s است که برای هر کویل ۰/۲ lit/s می شود. بنابراین در مدت زمان ۶ ساعت از ساعت ۱۱ تا ۱۷ حدود ۴۶۶ متر مکعب آب از داخل مخزن به سمت کویلها جهت خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور باید فرستاده شود. برای پمپاژ این میزان آب در مجموعه کویلها یک پمپ با الکتروموتور ۹ کیلووات کفایت می کند. بنابراین میزان برق مصرفی پمپ آب ۹ کیلووات ساعت است. سرعت هوا در

گرفتن فضای لازم برای حرکت در هنگام تعمیر و نگهداری کلکتورها، فضای لازم برای لوله کشی، فضای لازم برای برپایی چارچوب به منظور قرارگیری کلکتورها و غیره، تعداد کلکتورها در ادامه کار ۴۰۰ عدد در نظر گرفته می شود.

#### ۲-۴-۳- بررسی گنجایش منبع ذخیره

در سیستم سرمایشی تشعشعی پیشنهادی، برای خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور از کویلهای خنک کننده با مشخصات هندسی داده شده در جدول ۲ استفاده می شود.

ابعاد ورودی هوای کمپرسور در توربین گازی واحد بمپور حدوداً ۹×۱۲ مترمربع است. با توجه به ابعاد داده شده در جدول ۲ و از آنجا



شکل ۱۴. میزان افزایش تولید برق با پیش سرمایش هوای ورودی به کمپرسور به کمک سیستم سرمایش تشعشعی شبانه، حجم مخزن  $100 \text{ m}^3$   
**Fig. 14. Increased power generation by pre-cooling of the intake air to the compressor with the help of a night radiative cooling system, tank capacity  $100 \text{ m}^3$**

کند. شکل ۱۴ میزان افزایش تولید برق را در ساعات مختلف نشان می‌دهد.

با توجه به نتایج شکل ۱۴ این ادعا که سیستم سرمایشی با مخزن  $100$  مترمکعبی نمی‌تواند بیشتر از یک ساعت سرمایش موردنیاز را تأمین کند تصدیق می‌شود. بنابراین باید بررسی شود که آیا با افزایش ظرفیت مخزن می‌توان سرمایش موردنیاز را تأمین کرد یا خیر؟

شکل ۱۵ تفاوت دمای ورودی به سیستم مکش کمپرسور را در دو حالت استفاده از سرمایش ذخیره شده در شب و بدون استفاده از آن برای سیستم سرمایشی با مخزن  $500$  مترمکعبی نشان می‌دهد. شکل ۱۵ نشان می‌دهد تا قبل از ساعت ۱۵ اختلاف دمای محیط و دمای خروجی از کوئل بیشتر از  $1^\circ\text{C}$  است و در ساعت ۱۵ در حدود  $8^\circ\text{C}$  است. اما بعد از این ساعت دمای خروجی از کوئل خنک‌کننده به دمای محیط بسیار نزدیک می‌شود. بنابراین این سیستم پس از ساعت ۱۵ عملکرد مناسبی در کاهش دمای هوای ورودی به مکش کمپرسور ندارد. همچنین شکل ۱۶ میزان افزایش تولید برق را در ساعات مختلف نشان می‌دهد.

با توجه به شکل ۱۶، بعد از ساعت ۱۵، افزایش توان تولیدی کمتر از یک مگاوات است که نسبت به حالتی که ظرفیت مخزن  $100$  مترمکعب بود بهتر است اما باز هم کافی نیست. بنابراین سیستم سرمایشی با مخزنی با ظرفیت بزرگتر بررسی می‌شود.

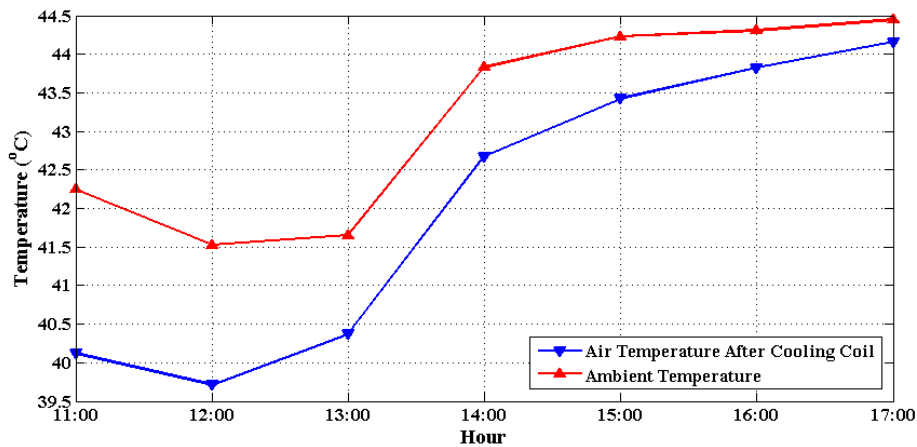
شکل ۱۷ تفاوت دمای ورودی به سیستم مکش کمپرسور را در دو حالت استفاده از سرمایش ذخیره شده در شب و بدون استفاده از آن

ورودی کمپرسور در حدود  $3/2 \text{ m/s}$  است. و همچنان که پیشتر نیز اشاره شد، دبی جرمی هوای ورودی به هریک از واحدها در دمای محیط حدوداً  $345/6$  کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد.

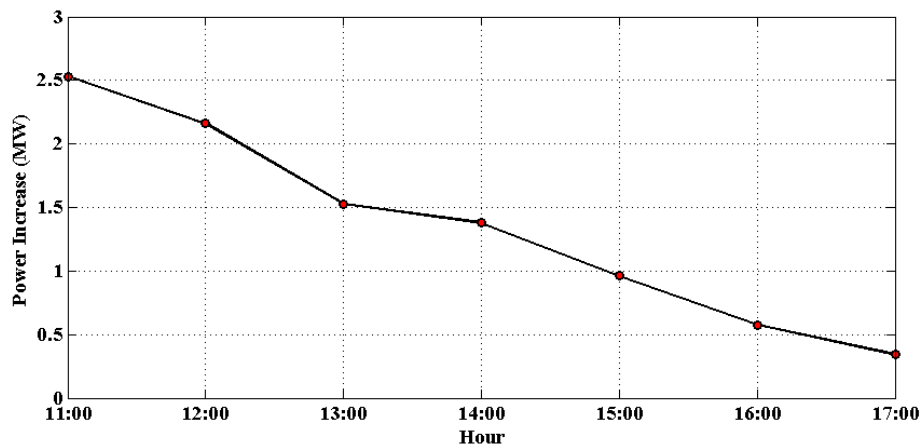
برای بررسی این موضوع که آیا سرمایش ذخیره شده در طول شب پاسخ‌گوی نیاز سرمایش از ساعت ۱۱ تا ساعت ۱۷ در طول روز است یا خیر، از مشخصات دمای ثبت شده توسط تجهیزات اندازه‌گیری نیروگاه در روز ۳۱ تیر استفاده شده است که این مشخصات در شکل ۱۲ نشان داده شده است.

اکنون باید میزان کارآمد بودن این سیستم سرمایشی پیشنهادی سنجیده شود. مشخصات سیستم از قبیل دبی آب جاری به سمت کلکتورها در طول شب همان  $10 \text{ kg/s}$  و دبی آب به سمت کوئل‌ها در طول روز همان  $21/6 \text{ lit/s}$  هستند. همچنین تعداد طبقه‌های دمایی در مخزن ذخیره،  $10$  طبقه در نظر گرفته شده است. دمای اولیه‌ی مخزن نیز همان  $32^\circ\text{C}$  است.

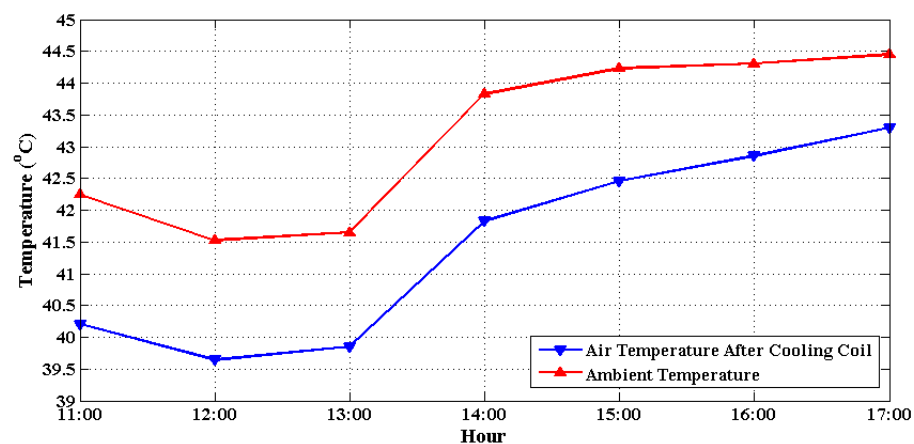
شکل ۱۳ تفاوت دمای ورودی به مکش کمپرسور را در دو حالت استفاده از سیستم ذخیره‌سازی سرمایش در شب و بدون استفاده از آن، برای سیستم سرمایشی با مخزن  $100$  مترمکعبی نشان می‌دهد. همچنان که در شکل ۱۳ مشخص است، دمای خروجی از کوئل خنک‌کننده از ساعت ۱۲ ظهر به بعد به دمای محیط بسیار نزدیک می‌شود. بنابراین این سیستم پس از ساعت ۱۲ عملکرد مناسبی در کاهش دمای هوای ورودی به مکش کمپرسور ندارد. لذا این منبع ذخیره نمی‌تواند به مقدار مورد نیاز در طول شب سرمایش ذخیره



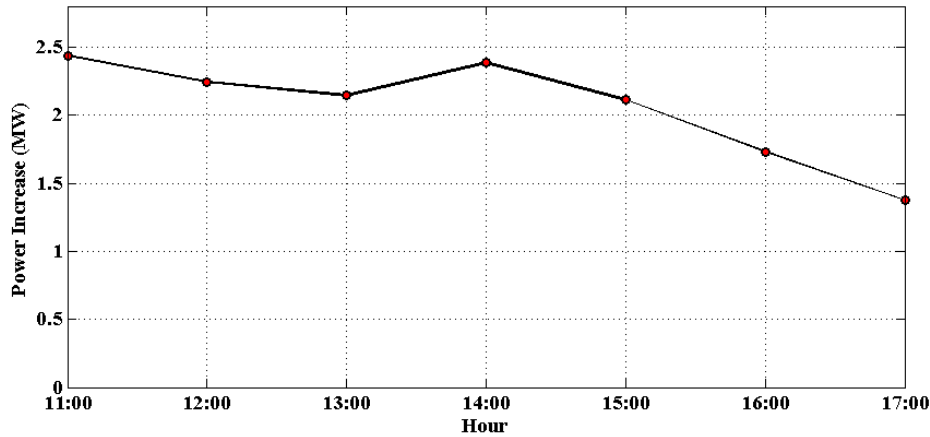
شکل ۱۵. مقایسه دمای هوای مکش کمپرسور با و بدون استفاده از سرمایش ذخیره‌شده در شب برای سیستم سرمایشی با مخزنی به حجم  $500 \text{ m}^3$   
 Fig. 15. The comparison of the compressor's air suction temperature with and without night cooling system, tank capacity  $500 \text{ m}^3$



شکل ۱۶. میزان افزایش تولید برق با پیش سرمایش هوای ورودی به کمپرسور به کمک سیستم سرمایش تشعشعی با مخزن  $500 \text{ مترمکعبی}$   
 Fig. 16. Increased power generation by pre-cooling of the intake air to the compressor with the help of a night radiative cooling system, tank capacity  $500 \text{ m}^3$



شکل ۱۷. مقایسه دمای هوای مکش کمپرسور با و بدون استفاده از سرمایش ذخیره‌شده در شب برای سیستم سرمایشی با مخزنی به حجم  $1000 \text{ m}^3$   
 Fig. 17. The comparison of the compressor's air suction temperature with and without night cooling system, tank capacity  $1000 \text{ m}^3$



شکل ۱۸. میزان افزایش تولید برق با پیش سرمایش هوای ورودی به کمپرسور به کمک سیستم سرمایش تشعشعی با مخزن ۱۰۰۰ مترمکعبی  
**Fig. 18. Increased power generation by pre-cooling of the intake air to the compressor with the help of a night radiative cooling system, tank capacity 1000 m<sup>3</sup>**

در نگهداری سرمایش بررسی شد. نتایج حاکی از این موضوع بود که برای این که سرمایش ذخیره شده با استفاده از ۴۰۰ کلکتور با آرایش موازی بتواند پاسخگوی نیاز خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور باشد، حداقل حجم منبع ذخیره سیستم سرمایشی باید ۱۰۰۰ مترمکعب باشد. در نهایت استفاده از این سیستم تنها مصرف برق را بواسطه پمپاژ آب ۹ کیلووات ساعت افزایش داده اما سبب افزایش تولید برق در ساعات اوج مصرف به میزان ۲ مگاوات ساعت می‌شود.

### فهرست علائم

#### علائم انگلیسی

|  |            |
|--|------------|
| هدایت حرارتی اتصال در کلکتور                               | $C_b$      |
| ظرفیت حرارتی ویژه سیال ( J/kgK )                           | $C_p$      |
| قطر داخلی لوله‌های کویل (m)                                | $d_i$      |
| کارایی کلکتور  | $F$        |
| ضریب بازده تشعشعگر   | $F'$       |
| ضریب انتقال حرارت سمت هوا ( W/m K )                        | $h_a$      |
| ضریب انتقال حرارت جابجایی از کلکتور ( W/m <sup>2</sup> K ) | $h_{coll}$ |
| ضریب انتقال حرارت سمت آب ( W/m <sup>2</sup> K )            | $h_i$      |
| هدایت حرارتی عایق کلکتور ( W/m <sup>2</sup> K )            | $k$        |
| هدایت حرارتی آب ( W/m <sup>2</sup> K )                     | $k_w$      |
| طول لوله (m)   | $L$        |
| طول ضخامت عایق کلکتور (m)                                  | $l$        |
| تعداد واحدهای انتقال                                       | $NTU$      |

را برای سیستم سرمایشی با مخزن ۱۰۰۰ مترمکعبی نشان می‌دهد. بر اساس نتایج شکل ۱۷، سرمایش ذخیره شده در یک مخزن ۱۰۰۰ مترمکعبی در مدت زمان ۶ ساعت کارکرد سیستم دمایی محیط را بیش از ۱°C کاهش می‌دهد. شکل ۱۸ نیز میزان افزایش تولید برق را در ساعات مختلف نشان می‌دهد.

با توجه به شکل ۱۸، میزان افزایش تولید با استفاده از سیستم سرمایشی با مخزن ۱۰۰۰ مترمکعبی به طور میانگین بیش از ۲ مگاوات ساعت است. بنابراین میزان برق مصرفی پمپ آب (۹ کیلووات ساعت) در مقایسه با میزان افزایش تولید برق در اثر سرمایش هوای ورودی به کمپرسور (۲ مگاوات ساعت) بسیار ناچیز است. در نتیجه می‌توان گفت این سیستم تقریباً می‌تواند سرمایش مورد نیاز توربین گازی را در ساعات اوج مصرف برق و گرما برآورده نماید.

### ۴- نتیجه گیری

در مقاله حاضر، استفاده از سیستم سرمایشی تشعشعی شبانه به عنوان یک سیستم سرمایشی نوین به منظور خنک کاری هوای ورودی به کمپرسور در یک واحد توربین گازی پیشنهاد شده و امکان استفاده از آن بررسی شده است. با توجه به حجم بالای سرمایش مورد نیاز، استفاده از تعداد زیادی کلکتور (تشعشعگر) امری ضروری است. در این تحقیق نحوه‌ی اتصال کلکتورها بررسی شد که نتایج نشان داد در تعداد کلکتور خیلی زیاد (بیش از ۲۰۰ کلکتور) اتصال موازی برای ذخیره‌سازی سرمایش بهتر است. همچنین تأثیر حجم مخزن ذخیره



2347-2358.

- [3] A. De Sa, S. Al Zubaidy, Gas turbine performance at varying ambient temperature, *Applied Thermal Engineering*, 31(14) (2011) 2735-2739.
- [4] A. González-Díaz, A.M. Alcaráz-Calderón, M.O. González-Díaz, Á. Méndez-Aranda, M. Lucquiaud, J.M. González-Santaló, Effect of the ambient conditions on gas turbine combined cycle power plants with post-combustion CO<sub>2</sub> capture, *Energy*, 134 (2017) 221-233.
- [5] M.M. Alhazmy, Y.S.H. Najjar, Augmentation of gas turbine performance using air coolers, *Applied Thermal Engineering*, 24(2) (2004) 415-429.
- [6] R. Hosseini, A. Beshkani, M. Soltani, Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler, *Energy Conversion and Management*, 48(4) (2007) 1055-1064.
- [7] H. Perez-Blanco, K.-H. Kim, S. Ream, Evaporatively-cooled compression using a high-pressure refrigerant, *Applied Energy*, 84(10) (2007) 1028-1043.
- [8] B. Mohanty, G. Paloso, Enhancing gas turbine performance by intake air cooling using an absorption chiller, *Heat Recovery Systems and CHP*, 15(1) (1995) 41-50.
- [9] M. Ameri, S.H. Hejazi, The study of capacity enhancement of the Chabahar gas turbine installation using an absorption chiller, *Applied Thermal Engineering*, 24(1) (2004) 59-68.
- [10] S. Boonasa, P. Namprakai, T. Muangnapoh, Performance improvement of the combined cycle power plant by intake air cooling using an absorption chiller, *Energy*, 31(12) (2006) 2036-2046.
- [11] I.S. Ondryas, D.A. Wilson, M. Kawamoto, G.L. Haub, Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 113(2) (1991) 203-211.
- [12] J.S. Andrepont, Combustion Turbine Inlet Air Cooling (CTIAC): Benefits, Technology Options, and Applications for District Energy, *Energy Engineering*, 98(3) (2001) 52-69.
- [13] B. Omidvar, Gas turbine inlet air cooling system, in: *The*

|  |           |
|--|-----------|
| عدد ناسلت  | $Nu$      |
| تعداد لوله‌های موازی در کلکتور                   | $n$       |
| عدد پیرانتل                                      | $Pr$      |
| عدد رینولدز                                      | $Re$      |
| انرژی صادر شده به آسمان ( $W/m^2$ )              | $S$       |
| ثابت استفان-بولتزمن ( $W/m^2K$ )                 | $s$       |
| دمای محیط ( $K$ )                                | $T_a$     |
| دمای سیال جاری درون کلکتور ( $K$ )               | $T_f$     |
| دمای سیال ورودی به کلکتور ( $K$ )                | $T_{fi}$  |
| دمای سیال خروجی از کلکتور ( $K$ )                | $T_{fo}$  |
| دمای بار ( $K$ )                                 | $T_{Li}$  |
| دمای طبقه‌های سیال ( $K$ )                       | $T_{L,i}$ |
| دمای آسمان ( $K$ )                               | $T_{sky}$ |
| اتلاف حرارت کلی از وجه پایین کلکتور ( $W/m^2K$ ) | $U_b$     |
| اتلاف حرارت کلی از لبه‌های کلکتور ( $W/m^2K$ )   | $U_c$     |
| اتلاف حرارت کلی از کلکتور ( $W/m^2K$ )           | $U_L$     |
| ضریب انتقال حرارت کلی ( $W/m^2K$ )               | $U_o$     |
| اتلاف حرارت کلی از وجه بالای کلکتور ( $W/m^2K$ ) | $U_i$     |
| سرعت هوا ( $m/s$ )                               | $u_a$     |
| سرعت باد ( $m/s$ )                               | $V$       |
| فاصله‌ی بین لوله‌ها ( $m$ )                      | $W$       |
| فاصله‌ی از ورودی لوله‌ی کلکتور ( $m$ )           | $y$       |

### علائم یونانی

|                                 |                     |
|---------------------------------|---------------------|
| تابع کنترل کلکتور               | $\alpha_i$          |
| تابع کنترل بار                  | $\beta_i$           |
| بازده انتقال گرما در مبادله‌کن  | $\varepsilon$       |
| ضریب صدور آسمان                 | $\varepsilon_{sky}$ |
| تابع کنترل جریان به سمت هر طبقه | $\gamma_i$          |
| بازده سطح فین                   | $\eta_o$            |

### مراجع

- [1] C.B. Meher-Homji, I.I.I.T.R. Mee, Inlet Fogging of Gas Turbine Engines: Part A — Theory, Psychrometrics and Fog Generation, (78569) (2000) V003T003A008.
- [2] E. Kakaras, A. Doukelis, S. Karellas, Compressor intake-air cooling in gas turbine plants, *Energy*, 29(12) (2004)

- [21] F.W. Dittus, L.M.K. Boelter, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 12(1) (1985) 3-22.
- [22] S. Kakaç, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, Third ed., CRC Press, 2012.
- [23] G. Heidarinejad, M.R.S. Shirazi, S. Delfani, N. Nouri, Numerical and experimental simulation of a night-time radiation cooling system using solar collectors, in: 16th Annual Conference on Mechanical Engineering, Shahid Bahonar University, Kerman, 2008.
- [24] G. Heidarinejad, M. Bozorgmehr, S. Delfani, J. Esmaeelian, Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions, *Building and Environment*, 44(10) (2009) 2073-2079.
- [25] H. Mohammadian, Optimization of a two stage evaporative cooling system by means of nocturnal radiative, University of Sistan and Baluchestan, Department of Mechanical Engineering, 2018 (in Persian).
- 3rd annual Australian gas turbine conference, Melbourne, Australia, 2001.
- [14] A. Hamza H. Ali, I.M.S. Taha, I.M. Ismail, Cooling of water flowing through a night sky radiator, *Solar Energy*, 55(4) (1995) 235-253.
- [15] M. Mahdavinia, A.M. Ebrahim, The analysis of passive cooling strategies in Iranian traditional architecture: A case study in a hot and arid climate, *International Journal of Environmental Sustainability*, 8 (2013) 47-59.
- [16] R. Vidhi, A Review of Underground Soil and Night Sky as Passive Heat Sink: Design Configurations and Models, *Energies*, 11(11) (2018) 2941.
- [17] M.F. Farahani, Hybrid system of nocturnal cooling and direct/indirect evaporative cooling, Tarbiat Modares University, Faculty of Engineering, 2010 (in Persian).
- [18] M.G. Meir, J.B. Rekstad, O.M. LØvvik, A study of a polymer-based radiative cooling system, *Solar Energy*, 73(6) (2002) 403-417.
- [19] P. Berdahl, R. Fromberg, The thermal radiance of clear skies, *Solar Energy*, 29(4) (1982) 299-314.
- [20] J.P. Holman, *Heat Transfer*, Ninth ed., McGraw-Hill 2001.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M.R. Sangtrash, S. Farahat, M. Deghani Mohammadabadi, *The Feasibility Study of a Night Sky Radiative Cooling System for Cooling the Intake Air of a Gas Turbine*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 155-172.

DOI: 10.22060/mej.2019.15461.6127



