http://mechanics.journals.modares.ac.ir

مجله علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

دوره ۱۲ شماره ۲ تیر ۱۳۹۱ ص ص ۳۰-۴۴

تاریخچه مقاله:
دریافت ۹۰/۹/۱۳
پذیرش ۹۰/۱۱/۱۰
ارائه در سایت ۹۱/۳/۱۵

مدلسازی دینامیکی سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی

سیدعلی بهبهانی‌نیا[1*]، مهسا صیفی‌کار[2]

۱- استادیار مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی، تهران
۲- دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی، تهران
* تهران، صندوق پستی ۱۹۳۹۵-۱۹۹۹، alibehbahaninia@kntu.ac.ir

چکیده- در این مقاله، یک مدل متغیر با زمان، برای شبیه‌سازی عملکرد یک سیستم سرمایش جذب سطحی خورشیدی، ارائه می‌شود. به کمک مدل به‌دست آمده، عملکرد یک سیستم نمونه برای شرایط شهر اهواز شبیه‌سازی می‌شود. این سیستم برای خنک‌کردن یک فضای اداری برای ساعات کاری ۸ صبح تا ۶ بعد از ظهر به‌کار می‌رود و در آن از یک چیلر جذب سطحی سیلیکاژل- آب با دو محفظه جذب، ۵۵ متر مربع کلکتور تخت، منبع ذخیره‌ای با حجم ۲۷۵۰ لیتر و یک گرم‌کن کمکی استفاده می‌شود. نتایج مدلسازی عبارت‌اند از: پروفیل دمای آب گرم، آب سرد و آب خنک‌کن خروجی چیلر، دمای آب گرم خروجی از کلکتورها، میزان مصرف سوخت هیتر کمکی و کسر خورشیدی سیستم که کلیه این موارد متغیر با زمان هستند. علاوه بر مدلسازی سیستم، تاثیر تغییرات پارامترهای مختلف کارکرد، از جمله دمای آب گرم ورودی و زمان سیکل کاری چیلر در ضریب عملکرد و توان تبرید چیلر جذب سطحی، کسر خورشیدی و سوخت مصرفی کل سیستم بررسی می‌شود. نتایج نشان می‌دهد افزایش زمان سیکل موجب افزایش ضریب عملکرد، کاهش توان تبرید، کاهش حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی و نتیجتاً افزایش کسر خورشیدی می‌شود.

کلیدواژگان: تبرید، جذب سطحی، سیلیکاژل، انرژی خورشیدی

Study of the performance of a solar adsorption cooling system

A. Behbahaninia[1*], M. Sayfikar[2]

1- Assis. Prof., Mech. Eng., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran
2- MSc. Student, Mech. Eng., K. N. Toosi Univ. of Tech., Tehran, Iran
* P. O. B. 1999-19395 Tehran, alibehbahaninia@kntu.ac.ir

Abstract- This article presents a transient model of a solar adsorption cooling system. A computer program is developed to simulate the operation of a two-bed silica gel- water adsorption cooling system as well as flat plate collectors and the hot water storage tank. This program is then utilized to simulate the performance of a sample solar adsorption cooling system used for cooling a set of rooms that comprises an area of 52 m^2 located in Ahwaz city in Iran. The results include the temperature profiles of hot, cooling and chilled water in addition to adsorption/ desorption beds, evaporator and condenser, collector hot water temperature, auxiliary heater fuel consumption and solar fraction of the system. Furthermore, the effect of the cycle time on COP (coefficient of performance), refrigeration capacity, fuel consumption and solar fraction is studied. The results show that the cycle time increases COP and SF of the cycle but decreases cooling capacity and supplementary heater fuel consumption.

Keywords: Refrigeration, Adsorption, Silica Gel, Solar Energy

۱- مقدمه

از جمله مهم‌ترین کاربردهای انرژی خورشیدی می‌توان به سرمایش خورشیدی اشاره کرد. معمولاً، در مناطقی که از مقادیر بالای تابش خورشید بهره می‌برند، نیاز سرمایشی از سایر مناطق بیشتر است. بنابراین استفاده از حرارت حاصل از تابش خورشید در تولید سرمایش در چنین مناطقی می‌تواند مزایای اقتصادی بسیاری به همراه داشته باشد. تولید سرمایش از حرارت، غالباً توسط سیکل‌های جذبی[1] صورت می‌گیرد که سیکل‌های تبرید جذب سطحی[2] و جذبی[3] از این نوع هستند. در سیکل‌های جذبی، فرایند جذب بین سیال مبرد و سیال جاذب صورت می‌گیرد، در حالی که در جذب سطحی یک فرایند جذب بین سیال مبرد و سطح ماده جاذب، که به صورت جامد است، صورت می‌گیرد. سیکل جذب سطحی به طور کلی از نظر نحوه عملکرد با سیکل جذبی تفاوت‌های عمده‌ای دارد. مزیت عمده سیکل تبرید جذب سطحی نسبت به سیکل جذبی، قابلیت کارکرد با منابع حرارتی دماپایین است. این موضوع امکان استفاده از منابعی مانند انرژی خورشیدی و حرارت بازیافتی را در سیکل‌های تبرید جذب سطحی فراهم می‌کند. همچنین، در سیکل‌های جذب سطحی برخلاف سیکل‌های جذبی، نیازی به استفاده از پمپ وجود ندارد، زیرا فرایند جذب بین ماده جامد و مبرد صورت می‌گیرد و انتقال مبرد نیز فقط با گرادیان حرارتی صورت می‌گیرد. البته، علی‌رغم دارا بودن مزایای فوق، ضریب کارکرد سیستم‌های تبرید جذب سطحی از سیستم‌های جذبی پایین‌تر است و همین مسئله موجب کندی روند تجاری‌شدن این نوع چیلرها شده است.

در سیستم های جذب سطحی از جاذب- مبردهای مختلفی استفاده می‌شود که از آن جمله می‌توان به کربن فعال-اتانول، سیلیکاژل-آب و زئولیت-آب اشاره نمود. از بین این موارد، سیلیکاژل-آب رایج‌ترین گزینه در سیستم‌های تهویه مطبوع است. سیلیکاژل نسبت به سایر مواد جاذب قابلیت احیاشدن[4] در دماهای پایین‌تری دارد (کمتر از ۱۰۰ درجه تا حدود ۵۵ درجه) و به همین دلیل برای استفاده در سیستم‌های سرمایشی که از انرژی خورشیدی استفاده می‌کنند گزینه مناسبی محسوب می‌شود. همچنین، قابلیت جذب سطحی سیلیکاژل نسبتاً بالاست و می‌تواند، حدود ۴۰ درصد جرم خود، آب جذب نماید.

در سه دهه اخیر، تحقیقات بسیاری در مورد مدلسازی دینامیکی چیلرهای جذب سطحی انجام شده است. از آن جمله، ساها[۱] یک سیستم تبرید جذب سطحی کربن فعال-اتانول با دو محفظه جذب را مدلسازی کرده و نشان داد پس از گذشت سه نیم‌سیکل تاثیر شرایط اولیه در عملکرد سیستم از بین می‌رود. لیته و همکاران[۲] معادلات کارکرد یک چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای کربن فعال- متانول را استخراج کرده و یک چیلر نمونه با ظرفیت تبرید ۲۰ کیلووات، برای سرمایش فضایی برابر ۱۱۰ متر مربع، به مدت ۸ ساعت در روز را طراحی نمودند. وانگ و همکاران[۳] نیز یک چیلر سیلیکاژل-آب دومحفظه‌ای را طراحی و مدلسازی نمودند که از یک لوله حرارتی[5] به عنوان اواپراتور در آن استفاده می‌شد و به منظور بهبود عملکرد سیستم، یک مرحلهٔ بازیافت جرم نیز به آن افزوده شده بود. ضریب عملکرد (COP)[6] این سیستم، زمانی که با منبع حرارتی با دمایی برابر ۶۵°C کار می‌کرد، بیش از ۰/۵ و توان تبرید آن حدود ۱۰ کیلووات بود. چوآ[۴]، علاوه بر مدل‌سازی دینامیکی یک چیلر جذب سطحی دومحفظه‌ای سیلیکاژل-آب، تاثیر شرایط اولیه مختلف را در مدل‌ازی سیستم بررسی نمود و نشان داد شرایط اولیه در نتایج نهایی محاسبات بی‌تاثیر است. وی همچنین اثرات افزایش زمان جابه‌جایی[7] بین محفظه‌ها و زمان سیکل را بر ضریب عملکرد سیستم بررسی نمود. از جمله تحقیقاتی که در زمینه سیستم‌های تبرید جذب سطحی خورشیدی تاکنون انجام شده است، می‌توان به تحقیقات ارائه‌شده در مراجع [۵] تا [۷] در مورد یخچال‌های جذب سطحی، [۸] تا [۱۰] در مورد سیستم‌های تهویه مطبوع جذب سطحی و [۱۱] تا [۱۳] در مورد یخ‌سازهای جذب سطحی اشاره نمود. کلیه این نمونه‌ها سیستم‌هایی هستند که تنها قادر به تولید سرمایش به صورت متناوب بوده و دارای یک محفظه جذب هستند و از کلکتور خورشیدی به عنوان محفظه جذب استفاده می‌کنند. استفاده از کلکتور به عنوان محفظه جذب موجب تضعیف انتقال جرم و

1. Sorption
2. Adsorption
3. Absorption
4. Desorption
5. Heat pipe
6. Coefficient Of Performance
7. Switch

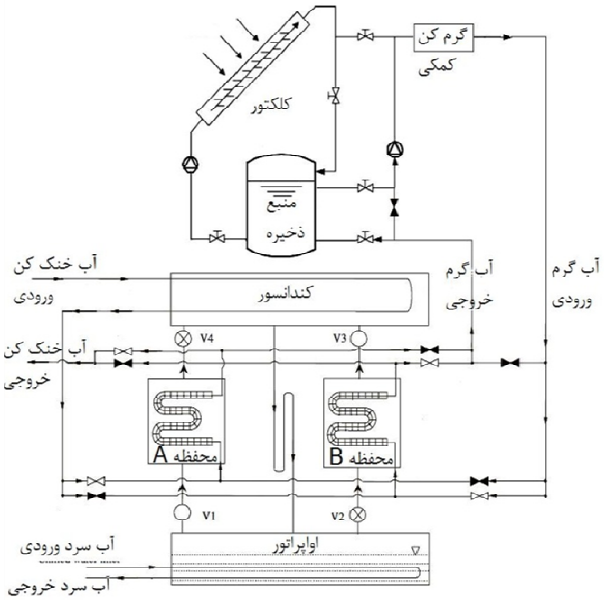
حرارت و نتیجتاً پایین‌بودن ضریب عملکرد این سیستم‌ها می‌شود. به همین دلیل، امکان استفاده از چنین سیستم‌هایی در عمل وجود ندارد. در زمینه سیستم‌های تبرید جذب سطحی خورشیدی با قابلیت تولید سرمایش پیوسته، تاکنون تحقیقات کمتری صورت گرفته است. از جمله کسانی که تحقیقاتی در این مورد انجام داده است، جینگ‌یی[۱۴] است که یک سیستم جذب سطحی خورشیدی با سرمایش پیوسته را مدلسازی نمود.

سیستم‌های سرمایش جذب سطحی پیوسته، بر خلاف سیستم‌های جذبی، کارکرد یکنواخت[1] نداشته و عملکردی متغیر با زمان[2] دارند. از طرف دیگر، به دلیل متغیربودن تابش خورشید در ساعات مختلف در طول روز و همچنین در روزهای مختلف، عملکرد سیستم‌های خورشیدی باید به صورت متغیر با زمان مدلسازی شود تا نتایج از دقت کافی برخوردار باشند. بنابراین عملکرد سیستم‌های سرمایش جذب سطحی خورشیدی در اثر متغیربودن دو عامل، به‌شدت وابسته به زمان است: ۱) عملکرد چیلر جذب سطحی و ۲) تابش خورشید. در مطالعاتی که تاکنون در زمینه مدل‌سازی این نوع سیستم‌ها از جمله [۱۴] انجام گرفته است، یکی از این دو عامل برابر یک مقدار متوسط فرض شده و تنها تغییرات یک عامل متغیر، در عملکرد سیستم، لحاظ شده است. این مسئله منجر به پایین آمدن دقت نتایج به‌دست آمده می‌شود. علاوه بر این موضوع، مطالعات انجام‌شده بر روی سیستم‌های جذب سطحی خورشیدی تاکنون همواره محدود به سیستم‌های صرفاً خورشیدی بوده که از منبع سوخت جایگزینی برای مواقع کاهش تابش خورشید استفاده نمی‌کنند. همین عامل موجب می‌شود استفاده از این سیستم‌ها در شب و یا مواقع کاهش تابش خورشید امکان‌پذیر نباشد.

در این مقاله، یک سیستم جذب سطحی خورشیدی با تولید سرمایش پیوسته، به صورت دینامیکی، مدلسازی می‌شود. این سیستم شامل یک چیلر سیلیکاژل-آب با دو محفظه جذب، کلکتورهای تخت، مخزن ذخیره آب گرم و گرم‌کن کمکی است. مدل ارائه‌شده تغییرات کارکرد چیلر جذب سطحی و تغییرات در مقدار تابش خورشید در طول هر روز و در روزهای مختلف را در محاسبات اعمال نموده و عملکرد کل سیستم را به صورت دینامیکی و در شرایط آب و هوایی مختص شهر اهواز شبیه‌سازی می‌کند. برای این منظور، یک کد کامپیوتری در نرم‌افزار متلب تهیه شده و نتایج به‌دست آمده از این کد برای یک سیستم نمونه در شهر اهواز ارائه شده است. به کمک نتایج، تأثیر تغییرات پارامترهای کارکرد چیلر جذب سطحی از جمله دمای آب گرم و زمان سیکل بر ضریب عملکرد، توان تبرید چیلر، کسر خورشیدی و میزان مصرف سوخت سیستم بررسی شده است.

۲- عملکرد چیلر

شکل ۱ سیستم تبرید در دست بررسی را نشان می‌دهد. این سیستم را می‌توان به دو بخش عمده تقسیم‌بندی نمود: یک چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای سیلیکاژل-آب و یک سیستم تامین آب گرم مورد نیاز چیلر. بخش تامین آب گرم سیستم شامل کلکتورهای خورشیدی، مخزن ذخیره آب گرم و یک گرم‌کن کمکی است. چیلر جذب سطحی نیز شامل دو محفظه جذب، یک کندانسور و یک اواپراتور است. محفظه‌های جذب مبدل‌های حرارتی لوله-پره‌ای هستند که فواصل بین پره‌ها از جاذب سیلیکاژل پر شده است. از دو مبدل پوسته لوله نیز به عنوان اواپراتور و کندانسور استفاده شده است که به کمک یک لوله U شکل به هم متصل هستند[۱۵]. در این بخش نحوه عملکرد چیلر شرح داده می‌شود.



شکل ۱ سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی

به طور کلی، عملکرد چیلر جذب سطحی دو محفظه‌ای، از ۴ مرحلهٔ A، B، C و D تشکیل شده است.

1. Steady state
2. Transient

در مرحله A، شیرهای V1، V2، V3 و V4 بسته هستند. در شروع این مرحله، محفظه ۱ در کمترین دما و محفظه ۲ در بالاترین دما قرار دارد. به کمک جریان آب گرم به محفظه ۱ حرارت داده می‌شود و توسط جریان آب سرد از محفظه ۲ حرارت گرفته می‌شود. در نتیجه فشار محفظه ۱ افزایش و محفظه ۲ کاهش می‌یابد. در پایان این مرحله فشار محفظه ۱ به فشار کندانسور و فشار محفظه ۲ به فشار اواپراتور می‌رسد. فرایند صورت‌گرفته در محفظه ۱ پیش‌گرم کردن[1] و محفظه ۲ پیش‌سرد کردن[2] نام دارد. به دلیل اینکه شیرهای اتصال به محفظه‌ها در این مرحله بسته هستند و جرم مبرد جذب‌شده در محفظه‌ها ثابت است، فرایندهای انجام‌شده در این مرحله در محفظه‌ها ایزوستریک[3] محسوب می‌شود.

در مرحله B شیرهای V1 و V3 بسته و شیرهای V4 و V2 باز هستند. بخار حاصل از تبخیر مبرد در اواپراتور وارد محفظه ۲ شده، در فشار ثابت اواپراتور جذب جاذب شده و حرارت حاصله از فرایند جذب توسط آب سرد از محفظه دفع می‌شود. در محفظه ۱ جریان آب گرم موجب افزایش دمای محفظه شده و مبرد جذب‌شده در فشار ثابت کندانسور از جاذب جدا می‌شود. بخار آزادشده وارد کندانسور شده و در آنجا تبدیل به مایع می‌شود. در مرحله C، همانند مرحله A، کلیه شیرهای V1، V2، V3 و V4 بسته می‌شوند. جریان آب سرد وارد محفظه ۱ و جریان آب گرم وارد محفظه ۲ می‌شود. فشار محفظه ۱ در اثر کاهش دما پایین آمده و فشار محفظه ۲ در اثر اعمال حرارت افزایش می‌یابد. به دلیل بسته‌بودن کلیه شیرهای اتصال به محفظه‌ها، فرایند انجام‌شده در این مرحله در هر دو محفظه ایزوستریک فرض می‌شود. در پایان این مرحله، فشار محفظه ۲ به فشار کندانسور و فشار محفظه ۱ به فشار اواپراتور می‌رسد.

در مرحله D، نقش محفظه ۱ و ۲ جابه‌جا می‌شود و شیرهای V4 و V2 بسته و V3 و V1 باز می‌شوند. بخار حاصل از تبخیر مبرد در اواپراتور، در محفظه ۱ جذب شده و مبرد جذب‌شده در محفظه ۲ در اثر اعمال حرارت از جاذب جدا می‌شود. در طی این مرحله، فشار محفظه ۱ برابر فشار اواپراتور و فشار محفظه ۲ برابر فشار کندانسور می‌باشد.

1. Pre-heating
2. Pre-cooling
3. Isosteric

۳- مدلسازی چیلر

۳-۱- روابط جذب سطحی

ایزوترم استفاده‌شده در این مدل برای محاسبه x تعادلی توسط بولمن[۱۶] پیشنهاد شده است که به صورت رابطه (۱) بیان می‌شود.

$$x^* = 0.346\left(\frac{P_s(T_w)}{P_s(T_s)}\right)^{1/1.6} \quad (۱)$$

$P_s(T_w)$ و $P_s(T_w)$ به ترتیب فشار بخار اشباع مبرد در دمای T_w (بخار آب) و T_s (جاذب) است. فشار بخار اشباع از رابطه (۲) به‌دست می‌آید:

$$\begin{aligned} P_s &= 0.0000888(T-273.15)^3 \\ &-0.0013802(T-273.15)^2 \\ &+0.0857427(T-273.15)+0.4709375 \end{aligned} \quad (۲)$$

نرخ جذب و احیا نیز از رابطه نیروی رانش خطی (LDF)[4] پیروی می‌کند[۱].

$$\frac{dx}{dt} = k_s a_v (x^* - x) \quad (۳\text{-الف})$$

$$k_s a_v = F_0 \frac{D_s}{{R_p}^2}, D_s = D_{s0} e^{-E_a/RT} \quad (۳\text{-ب})$$

$k_s a_v$ ضریب کلی انتقال جرم است که ضریبی از ثابت زمانی دیفیوژن ($\frac{D_s}{{R_p}^2}$) است. مقدار هر یک از این متغیرها برای سیلیکاژل-آب در جدول ۱ آمده است[۴،۳].

فرضیات:

- در مدلسازی عملکرد چیلر جذب سطحی، دمای جاذب، محفظه جذب و مبرد جذب‌شده در جاذب یکسان فرض می‌شود.
- در اواپراتور و کندانسور، دمای مبرد موجود در مبدل‌ها و بدنه مبدل‌ها یکسان فرض می‌شود.
- فشار در محفظه جاذب یکنواخت فرض می‌شود.
- مقدار حرارت جذب برابر مقدار ثابت ۲۸۰۰kJ/kg فرض می‌شود[۴،۳].
- از اختلاف فشار بین محفظه‌های جذب با اواپراتور و کندانسور در زمان اتصال با هریک از آن‌ها صرف‌نظر می‌شود.
- از تلفات حرارتی در محفظه‌های جذب، اواپراتور و کندانسور صرف‌نظر می‌شود.

4. Linear Driving Force

۳-۲- روابط تعادل انرژی

رابطه تعادل انرژی محفظه جذب در زمان اتصال به کندانسور:

در کلیه روابط به‌دست آمده، برای محاسبه انتالپی مبرد جذب شده از رابطه (۴) استفاده می‌شود[۴].

$$h_{ads}(T,P) = h_g(T,P) - \Delta H_{ads} \quad (۴)$$

$$(m_{ad}c_{al} + m_a c_a)\frac{dT}{dt} + m_a x_{des} c_{pw}\frac{dT}{dt} = \emptyset m_a \Delta H_{ads}\frac{dx_{des}}{dt} + \dot{m}_{hw}c_{pw}\left(T_{hw,in} - T_{hw,out}\right) \quad (۵)$$

$$\emptyset = \begin{cases} 1 & \text{فرایند احیا} \\ 0 & \text{فرایند پیش گرم کردن} \end{cases}$$

طرف چپ رابطه (۵) بیانگر نرخ تغییر انرژی داخلی مبدل، جاذب و مبردِ جذب‌شده است. عبارت اول طرف راست بیانگر حرارت جذب‌شده در اثر آزادشدن مبرد (فرایند احیا) و عبارت دوم بیانگر کل حرارت ورودی به محفظه از طریق آب گرم است.

دمای خروجی آب گرم از محفظه جذب به کمک روش LMTD[1] مدل می‌شود و از رابطه زیر به‌دست می‌آید.

$$\frac{T_{hw,out} - T}{T_{hw,in} - T} = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}_{hw}c_{pw}}\right) \quad (۶)$$

رابطه تعادل انرژی محفظه جذب در زمان اتصال به اواپراتور:

طرف چپ رابطه تعادل انرژی (رابطه ۷) بیانگر نرخ تغییر انرژی داخلی مبدل، جاذب و مبردِ جذب شده است. جمله اول طرف راست این رابطه بیانگر حرارت آزادشده در اثر فرآیند جذب سطحی و جمله دوم بیانگر حرارتی است که صرف گرم‌شدن بخار ورودی از اواپراتور و رسیدن دمای آن به دمای محفظه می‌شود. جمله سوم سمت راست نیز بیانگر حرارت منتقل‌شده به آب خنک می‌باشد.

$$(m_{ad}c_{al} + m_a c_a)\frac{dT}{dt} + m_a x_{ads} c_{pw}\frac{dT}{dt} = \delta\left[m_a \Delta H_{ads}\frac{dx_{ads}}{dt} + m_a c_{pwv}\frac{dx_{ads}}{dt}(T_e - T)\right] + \dot{m}_{cw}c_{pw}\left(T_{cw,adin} - T_{cw,out}\right) \quad (۷)$$

$$\vartheta = \begin{cases} 1 & \text{فرایند جذب سطحی} \\ 0 & \text{فرایند پیش گرم کردن} \end{cases}$$

1. Log Mean Temperature Difference

رابطه تعادل انرژی اواپراتور:

رابطه تعادل انرژی اواپراتور به تعامل اواپراتور با محفظه‌های جذب و کندانسور بستگی زیادی دارد. در این رابطه، علاوه بر نرخ جذب و دفع در محفظه‌ها، دمای بالای مبرد ورودی از کندانسور نیز تاثیرگذار است.

$$\left(M_e c_{cu} + M_w(t)c_{pw}\right)\frac{dT_e}{dt} = -m_a\frac{dx_{ads}}{dt}L - m_a\frac{dx_{des}}{dt}c_{pw}(T_c - T_e) + \dot{m}_{chw}c_{pw}\left(T_{chw,in} - T_{chw,out}\right) \quad (۸)$$

$$M_w(t) = M_{w0} - m_a x_{ads} - m_a dx_{des} \quad (۹)$$

سمت چپ رابطه (۸) تغییرات انرژی داخلی مبرد مایع موجود در اواپراتور و نیز بدنه مبدل را نشان می‌دهد. توجه به این نکته ضروری است که مقدار مبرد موجود در اواپراتور به مقدار مبرد جذب‌شده در محفظه‌ها بستگی دارد و با زمان تغییر می‌کند. عبارت اول در سمت راست رابطه بیانگر گرمای تبخیر مبرد و عبارت دوم بیانگر حرارت ورودی به اواپراتور در اثر اختلاف دمای کندانسور و اواپراتور است. دمای آب سرد خروجی که محصول اصلی چیلر است به کمک رابطه LMTD به‌دست می‌آید.

رابطه تعادل انرژی کندانسور:

مدل ریاضی کندانسور بستگی به حالت ترمودینامیکی محفظه جذب در حال احیا دارد. این رابطه به شکل زیر می‌باشد.

$$M_c c_{cu}\frac{dT_c}{dt} = m_a c_{pwv}\frac{dx_{des}}{dt}(T_c - T) - m_a\frac{dx_{des}}{dt}L + \dot{m}_{cw}c_{pw}\left(T_{cw,in} - T_{cw,cout}\right) \quad (۱۰)$$

عبارت سمت چپ رابطه بیانگر تغییرات انرژی داخلی مبدل کندانسور است. عبارت اول در سمت راست نشان‌دهنده مبرد خروجی از محفظه جذب در حال احیا و عبارت دوم نشانگر مبرد خروجی از کندانسور است. آخرین عبارت حرارت دفع شده از کندانسور توسط آب خنک‌کن را نشان می‌دهد. دمای آب خنک‌کن در خروج از کندانسور نیز از رابطه LMTD به‌دست می‌آید.

- محاسبه توان تبرید سیکل

به دلیل متناوب بودن دمای آب سرد خروجی از اواپراتور، توان تبرید سیکل نیز به طور متناوب تغییر می‌کند. به همین دلیل،

برای مشخص‌کردن توان تبرید به عنوان اصلی‌ترین ویژگی سیستم تبرید جذب سطحی، توان متوسط بر اساس رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$\dot{Q}_e = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{chw} c_{pw} (T_{chin} - T_{chout}) dt}{t_{cycle}} \qquad (۱۱)$$

- محاسبه ضریب عملکرد سیکل

ضریب عملکرد سیکل تبرید جذب سطحی نسبت سرمایش متوسط تولیدی به حرارت ورودی به سیستم است که بر اساس رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_h} \qquad (۱۲)$$

که در آن:

$$\dot{Q}_h = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{hw} c_{pw} (T_{hin} - T_{hout}) dt}{t_{cycle}} \qquad (۱۳)$$

- محاسبه کسر خورشیدی[1] سیستم

کسر خورشیدی بیانگر نسبت حرارت تامین‌شده از کلکتورهای خورشیدی به کل حرارت مورد نیاز چیلر است و از رابطه (۱۴) به‌دست می‌آید.

$$SF = \frac{\dot{Q}_{coll}}{\dot{Q}_{coll} + \dot{Q}_{aux}} \qquad (۱۴)$$

۴- مدلسازی بخش خورشیدی سیستم

اجزای اصلی مدار تامین آب گرم مورد نیاز چیلر جذب سطحی عبارت‌اند از: کلکتور خورشیدی، مخزن ذخیره و گرم‌کن کمکی. سطح کلکتور خورشیدی، نوع آن و همچنین حجم مخزن آب گرم پارامترهای مهمی در عملکرد سیستم سرمایش خورشیدی هستند.

انتخاب نوع کلکتور بستگی به دمای آب گرم مصرفی در محفظه‌های جذب دارد. از آنجا که دمای آب گرم مورد استفاده برای فرایند احیای سیلیکاژل معمولاً بین ۵۵ تا ۹۰°C است، از کلکتورهای لوله خلأ برای این سیستم‌ها استفاده می‌شود.

مخزن ذخیره آب گرم قسمت مهم دیگر سیستم است. حرارت تامین‌شده توسط انرژی تابشی خورشید همواره با حرارت مصرفی چیلر همزمان نیستند. به همین دلیل، حرارت اضافه تولیدشده در کلکتور باید برای استفاده بعدی ذخیره شود.

1. Solar fraction

۴-۱- کلکتورهای خورشیدی

بازده کلکتورها از رابطه هاتل- ویلیر- بلیس[2] محاسبه می‌شود[۱۷]:

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_{fi} - T_0)}{I_T} \qquad (۱۵)$$

بنابراین تعادل حرارتی کلکتورها مطابق رابطه زیر است:

$$\dot{m}_{sc} c_{pw} (T_{out,sc} - T_{in,sc}) = F_R(\tau\alpha) I_T A_c - F_R U_L A_c (T_{fi} - T_0) \qquad (۱۶)$$

در مدلسازی سیستم خورشیدی، میزان تابش خورشید روی سطح کلکتور در ساعات مختلف در طول روز برای کل فصل گرما لازم است. برای به‌دست آوردن این مقادیر از اطلاعات ارائه‌شده توسط سازمان هواشناسی ایران[۱۸] استفاده می‌شود. این اطلاعات شامل مقدار متوسط تابش در هر روز روی سطح افقی (H) و ضریب صافی متوسط روزانه آسمان[3] (K_T) می‌باشد. ضریب صافی آسمان نسبت تابش کل در سطح زمین به تابش کل محاسبه‌شده در خارج از جو زمین بر روی یک سطح صاف است. رابطه متوسط میزان تابش مستقیم روزانه و متوسط تابش کل روزانه توسط رابل، پریرا و کلارس[4] پیشنهاد شده و مطابق رابطه (۱۷) است[۱۹].

$$\frac{H_d}{\mathrm{H}} = \begin{cases} 0.99 & \text{for } K_T \le 0.17 \\ 1.188 - 2.272K_T + 9.73{K_T}^2 - 21.865{K_T}^3 + 14.648{K_T}^4 & \text{for } 0.17 \le K_T \le 0.75 \\ -0.54K_T + 0.632 & \text{for } 0.75 \le K_T \le 0.8 \\ 0.2 & \text{for } K_T > 0.8 \end{cases} \qquad (۱۷)$$

به کمک روابط (۱۸) تا (۲۳)، مقدار کل تابش در هر ساعت روی سطح افقی و مقدار تابش پراکنده و مستقیم در هر ساعت روی سطح افقی از مقادیر متوسط تابش کل و پراکنده روزانه به‌دست می‌آید[۲۰]:

$$r_t = \frac{I}{H} \qquad (۱۸)$$

$$r_t = \frac{\pi}{24}(a + b\cos\omega) \times \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \pi\frac{\omega_s}{180}\cos\omega_s} \qquad (۱۹)$$

$$a = 0.409 + 0.5016\sin(\omega_s - 60)$$
$$b = 0.6609 - 0.4767\sin(\omega_s - 60) \qquad (۲۰)$$

$$r_d = \frac{I_d}{H_d} \qquad (۲۱)$$

2. Hottel-Whillier-Bliss
3. Sky clearness index
4. Collares-Pereira-Rabl

$$r_d = \frac{\pi}{24} \times \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \pi\frac{\omega_s}{180}\cos\omega_s} \quad (۲۲)$$

$$I_b = I - I_d \quad (۲۳)$$

که در آن:

$$\omega_s = \arccos(-\tan(\lambda)\tan(\delta)) \quad (۲۴)$$

$$\delta = 0.409\sin({}^{2\pi}/_{365}\, n - 1.39) \quad (۲۵)$$

با مشخص‌شدن I_b و I_d برای یک سطح افقی در هر ساعت می‌توان میزان تابش کل روی سطح مایلی با زاویه β را محاسبه کرد. برای این منظور، ضریب R_b (نسبت تابش مستقیم روی سطح مایل به تابش مستقیم روی سطح افقی) طبق رابطه زیر تعریف می‌شود[۱۹].

$$R_b = \frac{I_{bT}}{I_b} = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (۲۶)$$

θ برای سطحی که با افق زاویه β دارد به وسیله رابطه (۲۳) بیان می‌گردد[۱۹].

$$\cos\theta = \sin\delta\sin\lambda\cos\beta - \sin\delta\cos\lambda\sin\beta + \cos\delta\cos\lambda\cos\beta\cos\omega + \cos\delta\sin\lambda\sin\beta\cos\omega \quad (۲۷)$$

$$\cos\theta_z = \cos\delta\cos\lambda\cos\omega + \sin\lambda\sin\delta \quad (۲۸)$$

بنابراین کل تابش روی سطح کلکتوری با زاویه β از رابطه زیر به‌دست می‌آید.

$$I_T = R_b I_b + I_d\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) + I\rho_s\left(\frac{1-\cos\beta}{2}\right) \quad (۲۹)$$

ρ_s در محاسبات برابر مقدار ثابت ۰/۱۵ فرض می‌شود[۱۹].

۴-۲- مخزن ذخیره آب گرم

مخزن ذخیره به عنوان واسطه میان محفظه جذب و کلکتور عمل کرده و عملکرد سیستم را یکنواخت می‌کند. دمای آب موجود در مخزن ذخیره معمولاً در زمان کارکرد یکنواخت نیست و دمای آب از بالا به پایین مخزن کم می‌شود. در این مدلسازی، مخزن ذخیره به ۳ لایه تقسیم‌بندی شده و دمای سیال در هر لایه یکسان فرض می‌شود. رابطه تعادل انرژی برای لایه iام مطابق زیر است[۱].

$$M_i c_{pw}\frac{dT_i}{dt} = F_i^c \dot{m}_{co} c_{pw}(T_{co} - T_i) + F_i^l \dot{m}_{lr} c_{pw}(T_{lr} - T_i) + UA_i(T_0 - T_i) + \begin{cases} \dot{m}_{m,i} c_{pw}(T_{i-1} - T_i) if\ \dot{m}_{m,i} > 0 \\ \dot{m}_{m,i+1} c_{pw}(T_i - T_{i+1}) if\ \dot{m}_{m,i+1} < 0 \end{cases} \quad (۳۰)$$

توابع F_i^c و F_i^l به کمک روابط (۳۱) و (۳۳) تعریف می‌شوند.

$$F_i^c = \begin{cases} 1\ if\ i = 1 \text{ and } T_{co} > T_i \\ 1\ if\ T_{i-1} \geq T_{co} > T_i \\ 0\ if\ i = 0 \text{ or } if\ i = 4 \\ 0 \quad \text{otherwise} \end{cases} \quad (۳۱)$$

$$F_i^l = \begin{cases} 1\ if\ i = 3 \text{ and } T_{lr} < T_N \\ 1 \quad if\ T_{i-1} \geq T_{lr} > T_i \\ 0\ if\ i = 0 \text{ or } i = 4 \\ 0 \quad \text{otherwise} \end{cases} \quad (۳۲)$$

جریان خالص بین گره i-1 و i ($\dot{m}_{m,i}$) نیز به کمک رابطه (۳۳) به‌دست می‌آید.

$$\dot{m}_{m,i} = \dot{m}_{co}\sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \dot{m}_{lr}\sum_{j=i+1}^{3} F_j^l \quad (۳۳)$$

حرارتی که در هر لحظه باید توسط گرم‌کن کمکی تامین شود تا دمای آب به مقدار تعیین‌شده برای عملکرد چیلر برسد از رابطه (۳۴) محاسبه می‌شود.

$$Q_{aux} = \dot{m}_{lr}\cdot c_{pw}\cdot\left(T_{auxh,out} - T_{auxh,in}\right) \quad (۳۴)$$

در مواقعی که دمای مخزن از دمای خروجی کلکتور کمتر است، جریان‌یافتن آب از مخزن ذخیره به سمت کلکتورها منجر به اتلاف حرارت و کاهش کارآیی سیستم می‌شود. به همین دلیل، سیستم کنترلی به نحوی طراحی می‌شود که در چنین مواقعی پمپ مدار کلکتور قطع شود. همچنین، در مواقعی که دمای بالاترین گره مخزن ذخیره از دمای مورد نیاز در چیلر بیشتر باشد، جریان آب به کلکتور قطع می‌شود و زمانی که این دما برابر و یا کمتر از دمای مورد نیاز در چیلر شد، جریان برقرار می‌شود. این موارد در مدلسازی سیکل نیز درنظر گرفته می‌شود.

۵- مشخصات سیکل تبرید جذب سطحی نمونهٔ مورد بررسی

به کمک مدل به‌دست آمده، عملکرد یک سیستم تبرید جذب سطحی نمونه در شرایط آب و هوایی شهر اهواز بررسی می‌شود. مقادیر تابش متوسط، ضریب صافی آسمان و دمای روزانه از اطلاعات موجود در مرجع [۱۸] برای سال ۲۰۰۵ میلادی استخراج می‌شود. فضای مورد نظر برای سرمایش در این نمونه یک فضای اداری شامل دو اتاق هر یک به مساحت ۲۶m^2 و ارتفاع ۲/۷m است که سیستم تهویه آن در ساعات اداری، یعنی از ۸ صبح تا ۶ بعد از ظهر، کار می‌کند. حداکثر بار سرمایی برای

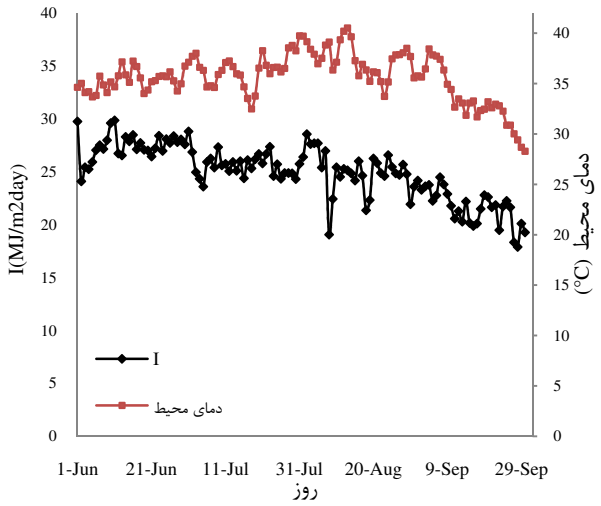
فضاهای اداری در مناطقی با شرایط آب و هوایی مشابه اهواز ۶۷/۳ W/m^3 درنظر گرفته می‌شود[۲]. شایان ذکر است در این مطالعه فرض بر این است که در فضای مورد سرمایش از سیستم BMS[1] استفاده نمی‌شود؛ بنابراین بار سرمایی فضای مورد بررسی برابر مقدار متوسط ۸/۷kW می‌باشد. به دلیل در دسترس‌نبودن نمونه چیلر جذب سطحی و عدم امکان ساخت آن، در این مدلسازی مشخصات محفظه‌های جذب و مبدل‌های استفاده‌شده به عنوان اواپراتور و کندانسور از مشخصات چیلر جذب سطحی طراحی‌شده در انستیتو تبرید و سرمایش عمیق شانگهای[۳] استفاده می‌شود. این چیلر دارای دو محفظه جذب است و در آن از سیلیکاژل به عنوان جاذب و آب به عنوان مبرد استفاده شده است. زمان سیکل در این مدلسازی برابر ۱۸۰۰ ثانیه و زمان سوئیچ‌کردن بین محفظه‌ها (پیش‌گرم و پیش‌سرد کردن) برابر ۳۰ ثانیه فرض می‌شود. به کمک کد نوشته‌شده در متلب معادلات دیفرانسیلی مدل ریاضی به‌دست آمده برای سیستم از روش عددی رانج-کوتای صریح حل شده و مقادیر دمای خروجی آب خنک‌کننده محفظه‌ها و کندانسور، آب سرد، آب گرم و همچنین دمای هر یک از محفظه‌ها، اواپراتور وکندانسور طی زمان کارکرد چیلر محاسبه می‌شود. پارامترهای استفاده‌شده در مدلسازی چیلر در جدول ۱ آمده است.

جدول ۱ مقادیر پارامترهای مورد استفاده در مدلسازی چیلر

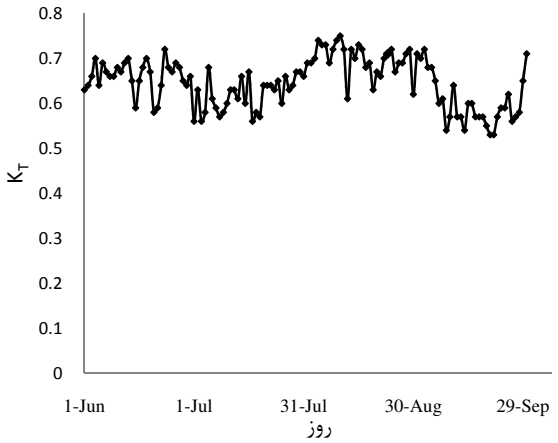
نام متغیر	مقدار	نام متغیر	مقدار
m_a	۵۰ kg	$UA_{heating}$	۳۵۷۰ W/K
ΔH_{ads}	۲۸۰۰ kJ/kg	$UA_{cooling}$	۳۲۹۰ W/K
L	۲۵۰۰ kJ/kg	m_{ad}	۳۲/۷ kg
M_c	۱۵/۲ kg	$\dot{m}_{hw}$	۰/۷۸ kg/s
M_e	۶۵/۱ kg	$\dot{m}_{cw}$	۱/۲ kg/s
c_{cu}	۰/۳۸۶ kJ/kgK	$\dot{m}_{chw}$	۱ kg/s
c_{pwv}	۱/۸۵ kJ/kgK	T_{chin}	۱۵ °C
c_{al}	۰/۹۰۵ kJ/kgK	T_{cin}	۳۲/۳ °C
c_a	۰/۹۲۴ kJ/kgK	T_{hin}	۸۵ °C
c_{pw}	۴/۱۸ kJ/kgK	D_{s0}	۲/۵۴E-۴ m^2/s
M_{w0}	۱۰ kg	R_p	۱/۷E-۴ m
UA_e	۳۴۲۰ W/K	E_a	۴/۲E۴ J/mol
UA_c	۶۰۹۰ W/K	F_0	۱۵

1. Building Management System

برای مدلسازی بخش خورشیدی سیستم، مقادیر تابش روی سطح کلکتور در هر ساعت برای کل مدت کارکرد سیستم، مشخصات مخزن ذخیره آب گرم و کلکتور مورد نیاز است. مقادیر تابش متوسط روزانه و K_T برای شهر اهواز در ماه‌های ژوئن، جولای، آگوست و سپتامبر در شکل ۲ و ۳ آمده است. همچنین نمودار دمای متوسط محیط نیز در شکل ۲ مشخص شده است[۱۸].



شکل ۲ متوسط تابش و دمای متوسط روزانه در اهواز



شکل ۳ متوسط ضریب صافی روزانه آسمان

مقدار پیش‌فرض برای سطح کلکتورها در این مدلسازی از رابطه زیر به‌دست می‌آید.

$$A_c = \frac{Q_h}{\eta_{sc} G_{\perp}} \qquad (۳۵)$$

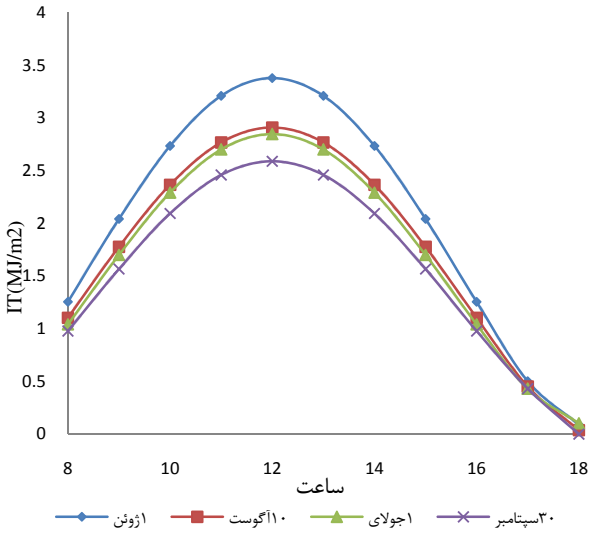
η_{sc} در این رابطه به طور متوسط برابر ۵۰ درصد و $G_{\perp}$ (تابش بر روی سطح کلکتور) برابر مقدار متوسط تابش در شهر

اهواز یعنی ۰/۴kW/m^2 فرض می‌شود. بنابراین مساحت کلکتور مورد نیاز سیستم برابر ۵۵ m^2 به‌دست می‌آید. حجم منبع ذخیره طبق توصیه[۲] برابر ۵۰ لیتر به ازای هر متر مربع کلکتور انتخاب می‌شود؛ بنابراین حجم منبع برابر ۲۷۵۰ لیتر خواهد بود. بازده گرم‌کن کمکی نیز برابر ۰/۸ فرض شده است[۳]. همچنین، با توجه به این که مکان قرارگیری سیستم در نیمکره شمالی قرار دارد، زاویه بهینه کلکتور با افق برابر ۴۵° و جهت آن رو به جنوب می‌باشد[۴]. مقدار $F_R(\tau \times \theta)$ نیز برابر ۰/۷۷۱ و $F_R U_L$ برابر ۴/۲۳۶ فرض می‌شود.

۶- نتایج

۶-۱- مقدار تابش در هر ساعت

مقادیر تابش برای سطح کلکتور با زاویه ۴۵° در شهر اهواز محاسبه شده و برای ساعات کارکرد سیستم، در چند روز منتخب، به عنوان نمونه در شکل ۴ آمده است.

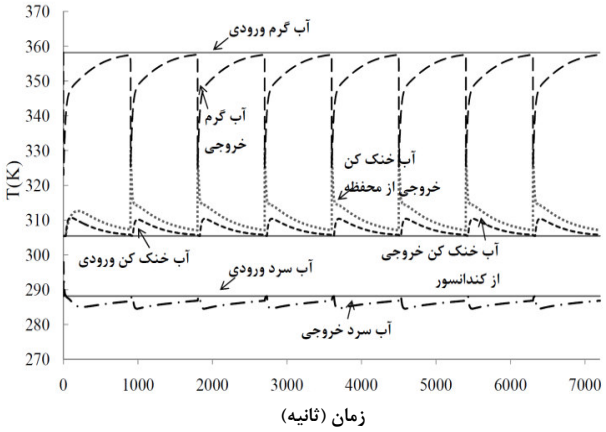


شکل ۴ تابش در روزهای نمونه

۶-۲- نتایج مدلسازی چیلر جذب سطحی

ضریب عملکرد چیلر نمونه برابر ۰/۵۷۵، توان تبرید متوسط آن برابر ۸/۸۴ کیلووات و توان متوسط حرارتی مورد نیاز برابر ۱۵/۳۹ کیلووات محاسبه می‌شود. توجه به این نکته ضروری است که این پارامترها، به دلیل نوسانی‌بودن طبیعت کارکرد چیلر جذب سطحی، نوسانی هستند و تغییرات آن‌ها مشابه تغییرات دماهای آب گرم و سرد است که در نمودار شکل ۵ آمده است. مقادیر ذکرشده برای این پارامترها مقدار متوسط آن‌ها هستند که از روابط (۱۲)، (۱۳) و (۱۴) محاسبه می‌شوند.

در شکل ۵ تغییرات دمای خروجی آب گرم، خنک‌کن و آب سرد خروجی از اواپراتور نشان داده شده است. در مدلسازی، زمان سیکل برابر ۱۸۰۰ ثانیه و زمان پیش‌گرم/پیش‌سرد کردن محفظه‌ها ۳۰ ثانیه درنظر گرفته می‌شود. مطابق نمودار، دمای خروجی آب گرم در پایان مرحله احیا ۰/۵°C کمتر از دمای ورود آب گرم و دمای خروجی آب خنک‌کن نیز، در پایان مرحله جذب، ۱/۵°C از دمای ورودی آب خنک‌کن بیشتر است. به دلیل اینکه آب خنک‌کن ابتدا وارد کندانسور شده و سپس وارد محفظه جذب می‌شود، دمای خروجی آب از محفظه همواره بیشتر از دمای خروجی آب از کندانسور است. دمای آب خنک‌کن، در خروج از کندانسور در پایان مرحله احیا در محفظه گرم، به دمای ورودی آب خنک‌کن می‌رسد؛ یعنی، در این مرحله سیکل، حرارتی از کندانسور دفع نمی‌شود.



شکل ۵ نمودار دمای آب گرم، آب خنک‌کن و آب سرد

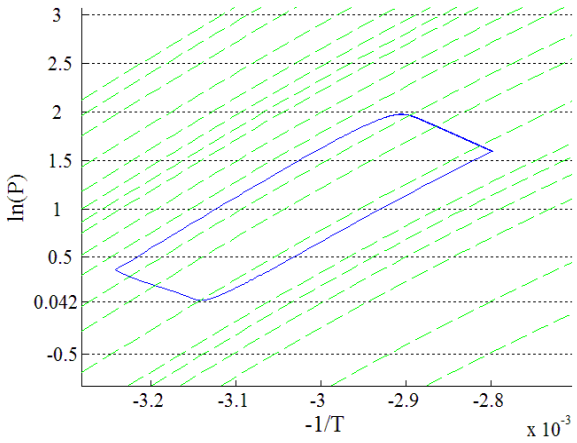
دمای خروجی آب سرد از اواپراتور در پایان مرحله جذب، در هر محفظه، برابر ۱۱/۹ °C می‌شود و در پایان مرحله پیش‌گرم/پیش‌سرد کردن محفظه‌ها، این دما با دمای ورودی آب سرد برابر می‌شود. بنابراین توان تبرید سیستم طی این مرحله برابر صفر بوده و در شروع فرایند جذب سطحی در هر محفظه به مقدار بیشینه خود می‌رسد.

شکل ۶ نمودار P-T سیکل مورد بررسی را نشان می‌دهد. خطوط مایل رسم‌شده در این نمودار خطوط x ثابت هستند.

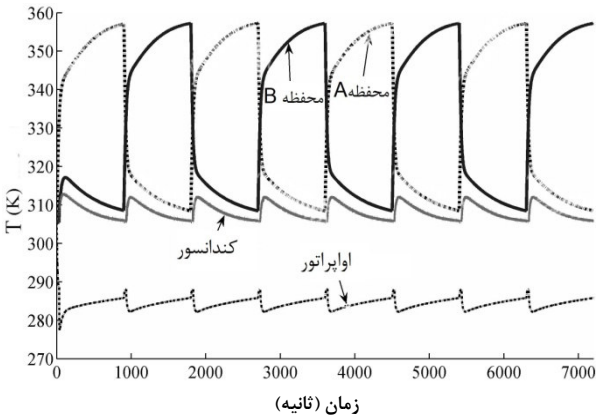
همان‌طور که مشاهده می‌شود، فشار محفظه‌ها در زمان اتصال به اواپراتور و کندانسور متغیر است که این مسئله موجب

انحنای نمودار در فرایندهای جذب و احیا شده است. دلیل متغیربودن فشارها، یکنواخت‌نبودن فرایند جذب سطحی است.

شکل ۷ تغییرات دمای هریک از محفظه‌ها، کندانسور و اواپراتور طی زمان را نشان می‌دهد. همان‌طور که در نمودار مشخص است، دمای محفظه گرم در پایان مرحله احیا به ۸۴/۱۵°C می‌رسد که این دما بالاترین دمای محفظه‌ها طی این سیکل است. دمای محفظه سرد نیز در پایان مرحله جذب به ۳۵/۲°C می‌رسد.



شکل ۶ نمودار P-T سیکل جذب سطحی

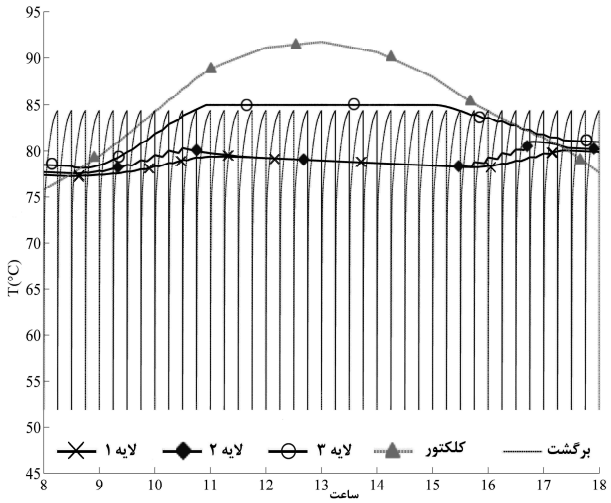


شکل ۷ دمای محفظه‌ها، کندانسور و اواپراتور

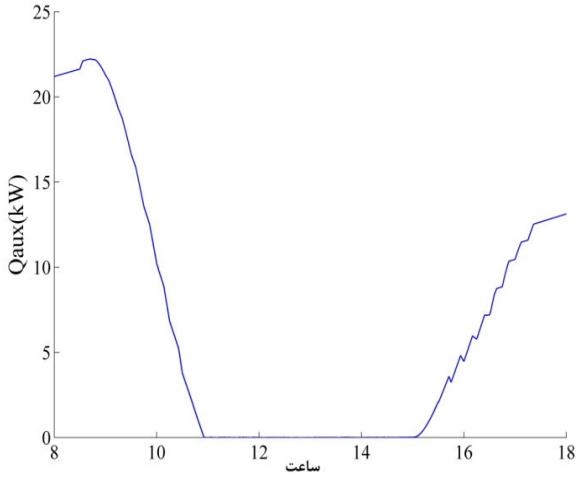
۶-۳- نتایج مدلسازی بخش خورشیدی سیستم

با استفاده از مقادیر محاسبه‌شده برای تابش در هر ساعت، دمای آب گرم برگشتی از محفظه‌ها و کد نوشته‌شده در متلب، دمای هر گره مخزن ذخیره، آب گرم‌شده در کلکتور، نرخ حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی، کل حرارت گرم‌کن کمکی در هر روز، مصرف سوخت در هر روز و کسر خورشیدی سیستم در هر روز به‌دست می‌آید. کل حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی، در مدت ۱۲۲ روز کارکرد سیستم، برابر ۲۸۰۴۷ مگاژول است که معادل ۹۸۸ متر مکعب گاز طبیعی است. کل حرارت مصرفی چیلر در بازه مورد بررسی نیز برابر ۶۷۷۶۸ مگاژول است.

نتایج محاسبات انجام‌شده برای روز ۱۰ آگوست به عنوان نمونه در نمودارهای شکل ۸ تا ۱۲ آمده است. دمای گره‌های مخزن در شروع به کار سیستم در هر روز، به کمک کد نوشته‌شده، محاسبه می‌شود. برای روز ۱۰ آگوست، دمای بالاترین گره در شروع به کار سیستم برابر ۷۹°C، گره میانی برابر ۷۸/۲°C و گره پایین برابر ۷۷/۹°C به‌دست می‌آید. نمودار شکل ۸ تغییرات دمای گره‌های مخزن، دمای آب خروجی از کلکتور و دمای آب برگشتی از چیلر را در ساعات مختلف این روز نشان می‌دهد. گره بالایی بیشترین و گره پایین کمترین دما را دارد. مطابق نمودار، دمای آب گرم‌شده در کلکتور در حدود ساعت ۱۳:۰۰ به مقدار بیشینه ۹۲°C می‌رسد. تناوب در دمای بازگشتی از چیلر منجر به ایجاد نوساناتی در دمای مخزن می‌شود که بیشترین تاثیر آن در دمای گره‌های دوم و سوم دیده می‌شود. بنابراین، مخزن ذخیره تا حد بسیار خوبی نوسانات دمای آب برگشتی را از بین می‌برد. تاثیر این نوسانات، زمانی که دمای بالاترین گره مخزن از دمای برگشت آب چیلر کمتر می‌شود، بیشتر مشخص می‌شود. این مسئله در نمودار شکل ۸ در ساعات بعد از ظهر قابل مشاهده است. مقادیر $\dot{Q}_{aux}$ برای روز ۱۰ آگوست در نمودار شکل ۹ رسم شده است.



شکل ۸ دمای مخزن ذخیره در روز ۱۰ آگوست



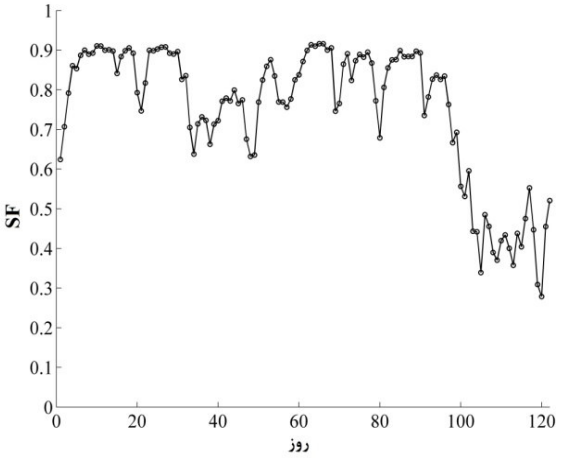
شکل ۹ حرارت اعمال‌شده توسط گرم‌کن کمکی در روز ۱۰ آگوست

همان‌طور که از شکل مشخص است، در شروع کار چیلر در ساعت ۸ صبح ابتدا حرارت افزایش می‌یابد. دلیل این افزایش این است که در ساعات اولیه صبح میزان تابش کمتر است و در اثر جریان‌یافتن آب به درون کلکتور دمای آب، به جای افزایش، به دلیل تبادل حرارتی با محیط، مقداری نیز کاهش می‌یابد. اما با گذشت زمان و با افزایش میزان تابش، در ساعت ´۸:۴۳ حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن شروع به کاهش می‌نماید تا اینکه در ساعت ´۱۰:۵۵ این حرارت به صفر رسیده و تا ساعت ۱۵:۰۰ به همین مقدار باقی می‌ماند.

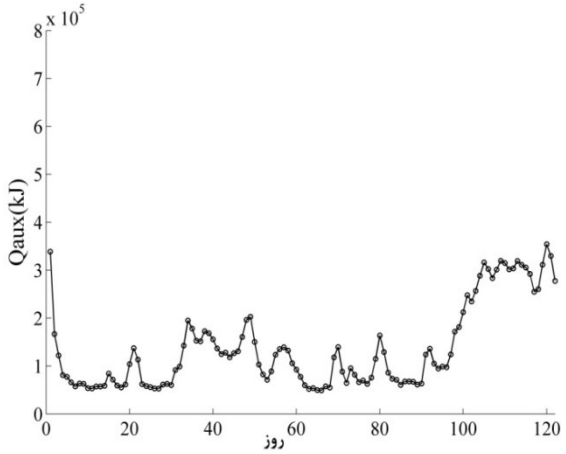
پس از این ساعت و با کاهش مقدار تابش، میزان حرارت گرم‌کن کمکی نیز مجدداً افزایش می‌یابد. بنابراین، همانطور که پیش بینی می‌شد، در ساعاتی که تابش خورشید حداکثر است انرژی خورشیدی کل حرارت مورد نیاز چیلر را تامین می‌نماید. تاثیر نوسانات موجود در پروفیل دمای گره بالایی مخزن ذخیره در نمودار حرارت گرم‌کن کمکی نیز قابل مشاهده است.

در شکل ۱۰، کسر خورشیدی سیستم در هر روز نمایش داده شده است. همان‌طور که پیش‌بینی می‌شد، در روزهای پایانی تابستان، که از شدت تابش خورشید کاسته می‌شود، کسر خورشیدی به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.

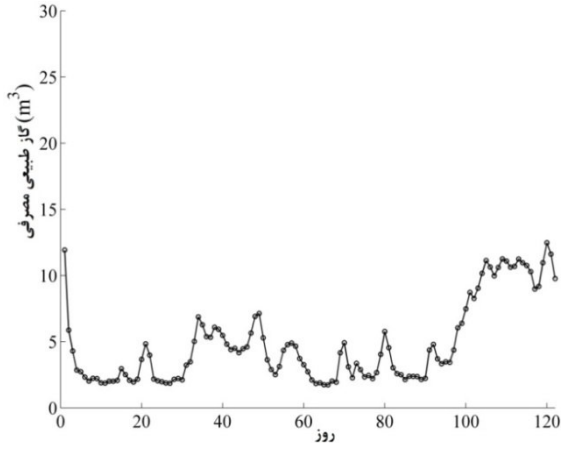
شکل ۱۱ و شکل ۱۲ نشان‌دهنده مقدار روزانه Q_{aux} و گاز مصرفی گرم‌کن کمکی در بازه مورد بررسی (اول ژوئن تا ۳۰ سپتامبر) است. مطابق این شکل‌ها، مقدار Q_{aux} در روز ۵ آگوست کمترین مقدار را دارد و برابر ۶۱/۵۲ مگاژول است که معادل ۱/۷۳۴ متر مکعب گاز طبیعی است (ارزش حرارتی[1] گاز طبیعی برابر $35/4816 MJ/m^3$ درنظر گرفته شده است)[۲۵].



شکل ۱۰ کسر خورشیدی سیستم



شکل ۱۱ حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی

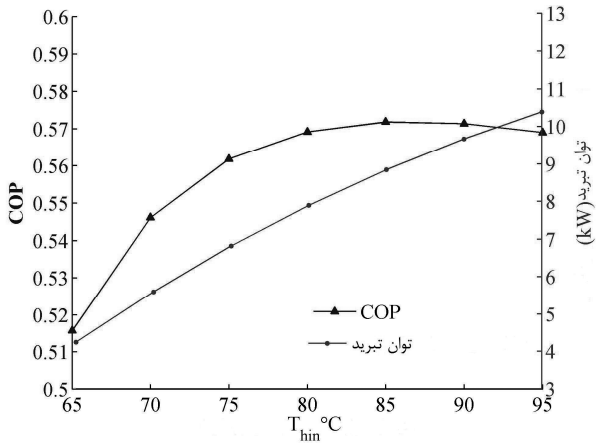


شکل ۱۲ مصرف سوخت گرم‌کن کمکی

1. Lower heating value

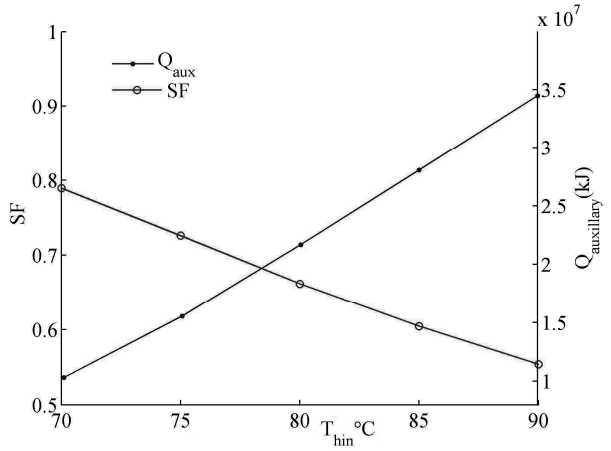
۶-۴- تاثیر دمای آب گرم ورودی بر عملکرد سیستم

آب گرم به منزله محرک سیکل تبرید جذب سطحی محسوب می‌شود و نقشی مشابه انرژی الکتریکی در سیکل‌های تبرید تراکمی دارد. به همین دلیل، بررسی تاثیر دمای آب گرم بر پارامترهای کارکرد سیستم دیدگاه دقیق‌تری نسبت به عملکرد سیکل جذب سطحی و انتخاب منبع حرارتی مناسب ایجاد می‌نماید. نمودار شکل ۱۳ روند تغییرات توان تبرید و ضریب عملکرد نسبت به دمای آب گرم را نشان می‌دهد. مطابق نمودار، افزایش دمای آب گرم موجب افزایش توان تبرید سیکل می‌شود. همچنین، با افزایش دمای آب گرم از ۶۵°C تا ۸۵°C ، ضریب عملکرد سیکل تبرید افزایش می‌یابد و در ۸۵°C به مقدار بیشینه ۰/۵۷۵ می‌رسد، ولی افزایش بیشتر دما منجر به کاهش ضریب عملکرد سیکل می‌شود. دلیل این مسئله این است که با افزایش دمای آب گرم، حرارت ورودی به سیستم افزایش می‌یابد و در عین حال توان تبرید نیز افزایش می‌یابد. در دماهای کمتر از ۸۵°C، افزایش توان تبرید بیشتر از افزایش حرارت اعمال‌شده است، ولی در دماهای بالاتر، افزایش حرارت بر افزایش توان تبرید غلبه نموده و موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود.



شکل ۱۳ تغییرات ضریب عملکرد و توان تبرید با افزایش دمای آب گرم ورودی به چیلر (زمان سیکل: ۱۸۰۰s)

کسر خورشیدی نیز از پارامترهای مهم سیستم است که در اثر تغییر دمای آب گرم ورودی به چیلر تغییر می‌کند. هرچه دمای آب مورد نیاز در چیلر کمتر باشد، کسری از حرارت، که توسط کلکتورها تامین می‌شود، بیشتر است. نمودار تغییرات کسر خورشیدی متوسط سالانه سیستم و کل حرارت تامین شده توسط گرم‌کن کمکی در طول یک سال نسبت به تغییرات دمای آب گرم در شکل ۱۴ آمده است.

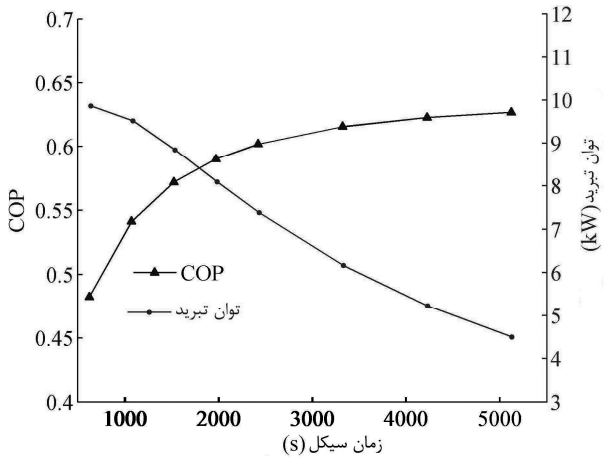


شکل ۱۴ تغییرات کسر خورشیدی و حرارت تامین‌شده سالانه توسط گرم‌کن کمکی با افزایش دمای آب گرم ورودی به چیلر (زمان سیکل: ۱۸۰۰s)

۶-۵- بررسی تاثیر زمان سیکل بر عملکرد سیستم

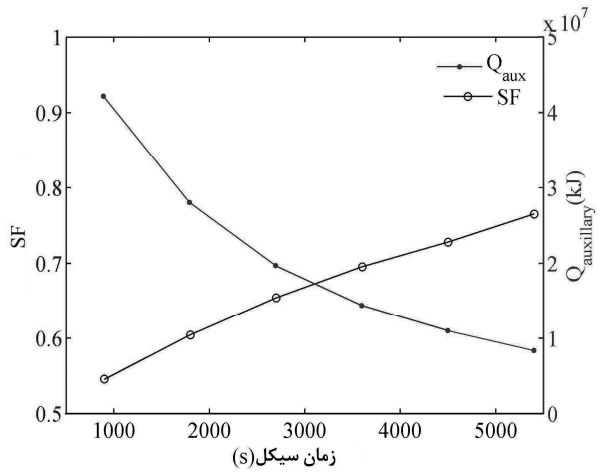
نمودار شکل ۱۵ تغییرات ضریب عملکرد و توان تبرید را با افزایش زمان سیکل نشان می‌دهد. در این نمودار، دمای ورودی آب گرم برابر مقدار ثابت ۸۵°C درنظر گرفته شده است. مطابق نمودار شکل ۵، دمای ورود و خروج آب سرد در اواپراتور در انتهای مرحله جذب/احیا تقریباً برابر بوده و توان تبرید در این زمان حداقل است. بنابراین، هرچه زمان سیکل افزایش یابد، مدت زمانی که توان تبرید نزدیک به صفر است افزایش می‌یابد. به همین دلیل، افزایش زمان سیکل به مدت ۹۰۰ ثانیه موجب افزایش بسیار کم صورت کسر رابطه (۱۱) می‌شود، اما در عین حال به مخرج کسر ۹۰۰ ثانیه می‌افزاید. همین مسئله منجر به کاهش توان تبرید سیستم می‌شود. روند کاهش توان تبرید در شکل ۱۵ مشخص است.

با افزایش زمان اعمال حرارت به محفظه‌ها، اختلاف دمای آب گرم ورودی و خروجی محفظه کاهش یافته و موجب کاهش توان حرارتی مورد نیاز چیلر می‌شود. به دلیل اینکه کاهش توان حرارتی بیشتر از کاهش توان تبرید است، ضریب عملکرد سیستم در اثر افزایش زمان سیکل افزایش می‌یابد. البته با افزایش هر چه بیشتر زمان سیکل، شیب افزایش ضریب عملکرد کاهش می یابد، اما این شیب هیچ‌گاه به صفر نمی‌رسد.



شکل ۱۵ تغییرات توان تبرید و ضریب عملکرد با افزایش زمان سیکل (دمای آب گرم ورودی: ۸۵°C)

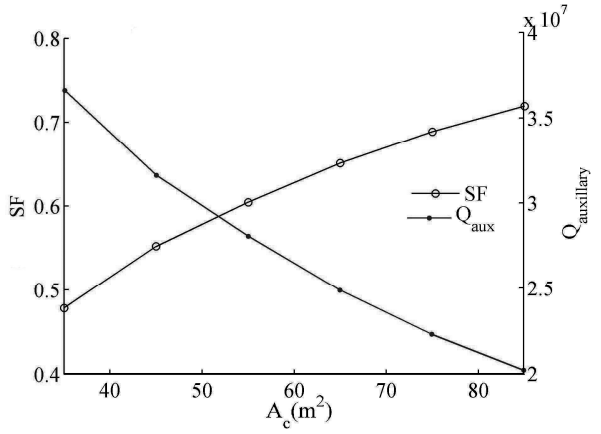
شکل ۱۶ روند تغییرات کسر خورشیدی متوسط سالانه سیستم و کل حرارت سالانه تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی با تغییرات زمان سیکل کاری چیلر را نشان می‌دهد. افزایش زمان سیکل موجب کاهش توان حرارتی مورد نیاز در چیلر جذب سطحی و نتیجتاً کاهش حرارت گرم‌کن کمکی می‌شود. همین مسئله موجب افزایش کسر خورشیدی سالانه سیستم می‌شود.



شکل ۱۶ تغییرات کسر خورشیدی و حرارت تامین‌شده سالانه توسط گرم‌کن کمکی با افزایش زمان سیکل (دمای آب گرم ورودی: ۸۵°C)

۶-۶- بررسی تاثیر مساحت کلکتور بر عملکرد سیستم

علاوه بر زمان سیکل و دمای آب گرم ورودی، عامل دیگری که تاثیر قابل توجهی بر کسر خورشیدی و حرارت گرم‌کن کمکی دارد مساحت کلکتور خورشیدی است. در شکل ۱۷، تغییرات کسر خورشیدی سالانه سیستم و کل حرارت تامین‌شده سالانه توسط گرم‌کن کمکی با افزایش مساحت کلکتور خورشیدی بررسی شده است. مطابق این نمودار، با افزایش مساحت کلکتور، حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی کاهش یافته و به تبع آن کسر خورشیدی سیستم افزایش می‌یابد.



شکل ۱۷ تغییرات کسر خورشیدی و حرارت تامین‌شده سالانه توسط گرم‌کن کمکی با افزایش مساحت کلکتور (زمان سیکل: ۱۸۰۰s، دمای آب گرم ورودی: ۸۵°C)

۷- نتیجه و جمع‌بندی

در این مقاله، روابط ترمودینامیکی متغیر با زمان کارکرد یک سیستم تبرید جذب سطحی خورشیدی استخراج و به کمک این روابط عملکرد یک سیکل نمونه، در شرایط آب و هوایی شهر اهواز، مدلسازی شده است. به کمک این مدل، نمودارهای تغییرات دمای آب گرم، آب خنک‌کن و آب سرد و همچنین دماهای محفظه‌ها، اواپراتور و کندانسور، ضریب عملکرد و توان تبرید سیستم به‌دست آمده است. نتایج مدل‌ازی نشان می‌دهد ضریب عملکرد این سیستم نمونه برابر ۰/۵۷۵ و توان تبرید آن برابر ۸/۸۴ کیلووات است. عملکرد بخش خورشیدی سیستم، که وظیفه تامین آب گرم مورد نیاز در محفظه‌ها را بر عهده دارد، با توجه به تغییرات میزان تابش، برای بازه زمانی اول ژوئن تا ۳۰ سپتامبر، مدلسازی شده و میزان مصرف سوخت گرم‌کن کمکی و کسر خورشیدی سیستم محاسبه شده است. نتایج نشان می‌دهد کمترین مصرف سوخت مربوط به روز ۵ آگوست و برابر ۱/۷۳۴ مترمکعب گاز طبیعی در طول روز و بیشترین مصرف مربوط به ۲۸ سپتامبر و برابر ۱۲/۴۸ متر مکعب گاز است. علاوه بر مدلسازی سیستم، تاثیر تغییرات پارامترهای

مختلف طراحی سیستم از جمله دمای آب گرم ورودی به چیلر، زمان سیکل کاری و مساحت کلکتور در عملکرد سیستم بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد افزایش دمای آب گرم تا ۸۵°C موجب افزایش ضریب عملکرد سیستم شده، ولی افزایش دما بیشتر از این مقدار موجب کاهش ضریب عملکرد می‌شود. همچنین، با افزایش دمای آب گرم ورودی، توان تبرید و حرارت گرم‌کن کمکی افزایش یافته ولی کسر خورشیدی سیستم کاهش می‌یابد. بررسی تاثیر زمان سیکل بر عملکرد سیستم نشان می‌دهد افزایش زمان سیکل موجب افزایش ضریب عملکرد، کاهش توان تبرید، کاهش حرارت تامین‌شده توسط گرم‌کن کمکی و نتیجتاً افزایش کسر خورشیدی می‌شود.

بررسی‌های انجام‌شده در این مقاله نشان می‌دهد سیستم تبرید جذب سطحی اگرچه در مقایسه با سیستم های تبرید تراکمی رایج از ضریب عملکرد پایین‌تری برخوردار است، اما می‌توان با ایجاد تغییرات اندک در پارامترهای کارکرد سیستم مانند دماها و زمان سیکل، کارآیی آن را بهبود بخشید. از آنجا که در کشور ما به‌خصوص در مناطقی مانند شهر اهواز پتانسیل بالایی برای استفاده از انرژی خورشیدی وجود دارد، استفاده از فناوری‌های نوین سرمایشی مانند سیستم‌های جذب سطحی خورشیدی می‌تواند راهکار مناسبی در کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی باشد.

۸- فهرست علائم

A	مساحت (m^2)
c_p	حرارت ویژه (kJ/kgK)
D_{s0}	دیفیوژن سطحی (m^2/s)
E_a	انرژی فعالسازی (J/kg)
F_R	ضریب انتقال حرارت کلکتور
H	متوسط تابش در هر روز روی سطح افقی (W/m^2)
I	تابش در هر ساعت (W/m^2)
L	گرمای نهان تبخیر (kJ/kg)
M,m	جرم (kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (kPa)
R	ثابت جهانی گازها (J/kgK)
R_p	شعاع ذرات جاذب (m)
ss	زمان غروب خورشید
sr	زمان طلوع خورشید
T	دما (K)
T_0	دمای محیط (K)
t	زمان (s)
U	ضریب انتقال حرارت کلی (kW/Km^2)
x	نسبت جرم مبرد جذب‌شده به جرم جاذب (kg/kg)
x^*	نسبت جرم مبرد جذب‌شده به جرم جاذب در حالت تعادل (kg/kg)

علائم یونانی

α	ضریب جذب صفحه جاذب کلکتور
δ	زاویه میل (rad)
η	بازده
θ	زاویه برخورد (rad)
θ_z	زاویه سمت‌الراس (rad)
λ	زاویه عرض جغرافیایی (rad)
τ	ضریب عبور پوشش کلکتور
ω	زاویه ساعت (rad)
ρ_s	ضریب انعکاس محیط

زیرنویس

a	جاذب
ad	محفظه جذب
ads	جذب سطحی
al	آلومینیوم
b	مستقیم
c	کندانسور، کلکتور
ccw	آب خنک‌کن کندانسور
chw	آب سرد
cu	مس
cw	آب خنک‌کن
d	پراکنده
des	احیا
e	اواپراتور
g	گاز
hw	آب گرم
in	ورودی
lr	برگشتی از چیلر

out	خروجی
sc	کلکتور خورشیدی
w	آب
wv	بخار آب

۹- مراجع

[1] Saha B. B., El-Sharkawy I. I., Chakraborty A., Koyama S., ''Study on an Activated Carbon Fiber Ethanol Adsorption Chiller: Part I- System Description and Modelling'' *In International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, 2007, pp. 86-95.

[2] Leite A. P. F., Belo F. A., Martins M. M., Riffel D. B., "Central Air Conditioning Based on Adsorption and Solar Energy", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, 2011, pp. 50-58.

[3] Wang D. C., Xia Z. Z., Wu J. Y., Wang R. Z., Zhai H., Dou W. D., "Study of a Novel Silica Gel-Water Adsorption Chiller. Part I. Design and Performance Prediction", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, 2005, pp. 1073-1083.

[4] Chua H. T., Ng K. C., Maleka A., Kashiwagi T., Akisawa A., Saha B. B., "Modeling the Performance of Two-Bed, Silica Gel-Water Adsorption Chillers", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, 1999, pp. 194-204.

[5] Critoph R. E., "Rapid Cycling Solar/Biomass Powered Adsorption Refrigeration System", Renewable Energy, Vol. 16, 1999, pp. 673-678.

[6] Anyanwu E. E., Ezekwe C. I., "Design Construction and Test Run of a Solid Adsorption Solar Refrigerator using Activated Carbon/ Methanol, as Adsorbent/Adsorbate Pair", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, 2003, pp. 2879-2892.

[7] Lemmini F., Errougani A., "Building and Experimentation of a Solar Powered Adsorption Refrigerator", *Renewable Energy*, Vol. 30, 2005, pp. 1989-2003.

[8] Wang R. Z., "Adsorption Refrigeration Research in Shanghai Jiao Tong University", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, No. 1, 2001, pp. 1-37.

[9] Saha B. B., Akisawa A., Kashiwagi T., "Solar/Waste Heat Driven Two-Stage Adsorption Chiller: The Prototype", *Renewable Energy*, Vol. 23, No. 1, 2001, pp. 93-101.

[10] Lu Y. Z., Wang R. Z., Zhang M., Jiangzhou S., "Adsorption Cold Storage System With Zeolite-Water Working Pair Used for Locomotive Air Conditioning", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, 2003, pp. 1733-1743.

[11] Tchernev D. I., *Natural Zeolite: Occurrence, Properties and Use*, Oxford, Pergamon Press, 1978, pp. 479-485.

[12] Pons M., Guilleminot J. J., "Design of an Experimental Solar Powered Solid Adsorption Ice Maker", *Journal of Solar Energy Engineering-Transactions of the ASME*, Vol. 108, No. 4, 1986, pp. 332-337.

[13] Grenier Ph., Guilleminot J. J., Meunier F., Pons M., "Solar Powered Solid Adsorption Cold Store", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 110, 1988, pp. 192-197.

[14] Jing Yi W., Sheng L., Yan Fei H., "Study on Cyclic Characteristics of the Solar-Powered Adsorption Cooling System", *Science in China Series E: Technological Sciences*, Vol. 52, No. 6, 2009, pp. 1551-1562.

[15] Guilleminot J. J., Poyelle F., Meunier F., "Experimental Results and Modeling Tests of an Adsorptive Air-Conditioning Unit", *ASHRAE Transactions*, Vol. 104, 1998, pp. 1543-1551.

[16] Boelman E. C., "Computer Simulation of a Silica Gel-Water Adsorption Refrigeration Cycle- The Influence of Operating Conditions of Cooling Output and COP", *ASHARE Transactions*, Vol. 101, 1995, pp. 348-355.

[17] ASHRAE Handbook- HVAC Applications American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2007.

[18] Iran Metrological Organization, http://www.irimo.ir

[19] Duffie J. A., Beckman W. A., *Solar Engineering of Thermal Process*, 2nd Edition, University of Wisconsin, Madison, Wiley Interscience Publications, 1980.

[20] Alipour V., "A Test Reference Year for Ahvaz, Iran", Master of Philosophy Thesis, University of Manchester, 2011.

[21] Joudi K. A., Q. J. Abdul-Ghafour, "Development of Design Charts For Solar Cooling Systems. Part I: Computer Simulation for a Solar Cooling System and Development of Solar Cooling Design Charts", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, 2003, pp. 313-339.

[22] Calise F., Dentice d'Accadia M., Vanoli L., "Thermoeconomic Optimization of Solar Heating and Cooling Systems", *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, 2011, pp. 1562-1573.

[23] Mazloumi M., Naghashzadegan M., Javaherdeh K., "Simulation of Solar Lithium Bromide-Water Absorption Cooling System with Parabolic trough Collector", *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, 2008, pp. 2820-2832.

[24] Gunerhan H., Hepbaslı A., "Determination of the Optimum Tilt Angle of Solar Collectors for Building Applications", *Building and Environment*, Vol. 42, 2007, pp. 779-783.

[۲۵] صدرنژاد سید خطیب‌الاسلام، کرمانپور احمد، *سوخت و انرژی*، ویرایش اول، تهران، انتشارات دانشگاه صنعتی شریف، ۱۳۸۰.