



سرمایش طبیعی یک ساختمان منفرد با سقف گنبدی در مناطق گرم و خشک با استفاده از سامانه سرمایش جذبی خورشیدی

امین حقیقی پشتیری^{1*}، صفورا بهار²، آزاده جعفری²

1- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشکده فنی دانشگاه گیلان، رشت

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت

* رشت، صندوق پستی 41996-13769، haghghi_p@guilan.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 19 بهمن 1394

پذیرش: 09 اردیبهشت 1395

ارائه در سایت: 22 خرداد 1395

کلید واژگان:

تهویه طبیعی

چیلر جذبی خورشیدی

سقف گنبدی

چکیده

در این مقاله سامانه سرمایش طبیعی متشکل از سقف گنبدی و چیلر جذبی خورشیدی معرفی شده و عملکرد آن در تأمین شرایط آسایش حرارتی در شهرهای یزد، کرمان و تهران براساس استاندارد ملی 14384 و استاندارد ایزو 7730 مورد بررسی قرار گرفته است. در ادامه اثر پارامترهای محیطی، سرعت باد و مشخصه‌های هندسی بر عملکرد سامانه مورد بررسی قرار گرفته است. برای محاسبه دفعات تعویض هوا از نرم‌افزار فلونت استفاده شده است. برای محاسبه دمای هوای ورودی به اتاق، معادلات حاکم بر چیلر و کانال سرماساز به ترتیب براساس روش رانگ-کوتای مرتبه 4 و روش تفاضل محدود حل شده‌اند. نتایج نشان می‌دهد که افزایش قطر روزنه سقف گنبدی و عرض کانال سرماساز، سبب ازدیاد دفعات تعویض هوا می‌شود. اما افزایش عرض دریچه ورود هوا به اتاق تا اندازه مشخصی تعداد دفعات تعویض هوا را زیاد کرده و پس از آن تغییری در تعداد دفعات تعویض هوا ایجاد نمی‌شود. همچنین در زمان عملکرد چیلر، در سه شهر فوق، دمای هوای ورودی به اتاق تقریباً ثابت باقی می‌ماند. در انتها شرایط محیطی که تحت آن سامانه قادر به ایجاد شرایط آسایش حرارتی در اتاق نمونه و در 15 جولای است؛ بدست آمده است.

Passive cooling of a stand-alone building with domed roof in hot and arid climate assisted by solar adsorption chiller

Amin Haghighi Poshtiri*, Safoura Bahar, Azadeh Jafari

Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

* P.O.B. 41996-13769, Rasht, Iran, haghghi_p@guilan.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 08 February 2016
Accepted 28 April 2016
Available Online 11 June 2016

Keywords:

Domed roof
Natural ventilation
Solar adsorption chiller

ABSTRACT

In this paper, a natural cooling system composed of domed roof and solar adsorption chiller is presented and its performance to provide the thermal comfort conditions in Yazd, Kerman, and Tehran is investigated based on ISIRI 14384 and ISO 7730. Furthermore, the effects of environmental parameters, wind speed, and geometric characteristics on the system performance are studied. To calculate the number of air changes of the room, Ansys Fluent software is used. Additionally, to estimate the room inlet temperature, the governing equations of the adsorption chiller and cooling channel are solved based on the fourth order Runge-Kutta and finite difference methods, respectively. The results show that increasing the incision diameter of the domed roof as well as the width of the cooling channel causes the number of air changes of the room to increase. Alternatively, increasing the width of the inlet air vent up to a threshold value will cause the number of air changes to increase. However, increasing beyond the threshold value has no significant effect on the number of air changes. Additionally, in the aforementioned cities, the room inlet air temperature is almost constant when the chiller operates. Finally, the environmental conditions for which the system is able to provide thermal comfort conditions, in the test room on July 15, are determined.

1- مقدمه

جایجایی در اثر اختلاف دما اتفاق می‌افتد. استفاده از نیروی باد و طراحی سقف ساختمان‌ها به صورت گنبدی امکان تهویه طبیعی را فراهم می‌نماید ولی برای پایین آوردن دمای هوا، استفاده از سامانه دیگری در کنار سقف گنبدی لازم به نظر می‌رسد. با توجه به این‌که اقلیم آب و هوایی عمده در ایران، اقلیم گرم و خشک است و شار خورشیدی در دسترس در این اقلیم آب و هوایی در ماه‌های گرم سال بالا است؛ به نظر می‌رسد با استفاده همزمان از انرژی باد و سامانه سرمایش جذب سطحی خورشیدی می‌توان تهویه و

تأمین آسایش حرارتی در ساختمان‌های مسکونی با استفاده از سامانه‌های تهویه مطبوع مکانیکی پر هزینه بوده و این وسایل سهم بزرگی از مصرف انرژی را به خود اختصاص می‌دهند. در این راستا استفاده از سامانه‌های تهویه مطبوع طبیعی مورد توجه قرار گرفته است که علاوه بر کاهش هزینه‌ها به حفظ محیط زیست نیز کمک می‌کنند. تهویه طبیعی به علت نیروی باد و یا

Please cite this article using:

A. Haghighi Poshtiri, S. Bahar, A. Jafari, Passive cooling of a stand-alone building with domed roof in hot and arid climate assisted by solar adsorption chiller, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 16, No. 6, pp. 17-28, 2016 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

سرمایش فضاهای مسکونی را محقق ساخت. بر این اساس مطالعات انجام شده در سه بخش تحقیقات انجام شده در مورد ساختمان با سقف گنبدی، سامانه سرمایش جذبی خورشیدی و سامانه‌های ترکیبی انجام شده است.

1-1- مروری بر مطالعات انجام شده در زمینه سقف گنبدی

سقف گنبدی و مزایای آن توسط پژوهشگران بسیاری مورد مطالعه قرار گرفته است. بهادری‌نژاد و حقیقت [1] از روش آنالیز شبکه‌ای جریان، سرمایش غیرفعال در ساختمان‌های واقع در مناطق گرم و خشک که سقف گنبدی دارند را مورد مطالعه قرار دادند. تامورا و همکاران [2] توزیع فشار باد و جدایش جریان در اطراف سقف گنبدی را به صورت تجربی و عددی مورد بررسی قرار دادند. در روش عددی از مدلی سه بعدی استفاده شد و بررسی نشان داد؛ نتایج حل عددی معادلات ناویر استوک با نتایج تجربی همخوانی خوبی دارد. یعقوبی [3] با استفاده از تونل باد، الگوی جریان هوا بر روی ساختمان با سقف گنبدی را مطالعه کرد. جدایش جریان، آشفته‌گی و جریان چرخشی در اطراف یک مدل ساده از سقف گنبدی در این تحقیق بررسی شد. رانشنگ و همکاران [4] میزان تشعشع جذب شده در ساختمان با سقف گنبدی، سقف طاق‌دار به شکل نیم استوانه و سقف مسطح را با یکدیگر مقایسه کردند. فقیه و بهادری‌نژاد [5] نیز میزان تشعشع خورشیدی جذب شده در سقف‌های گنبدی و مسطح را با یکدیگر مقایسه کرده‌اند و نشان دادند که سقف گنبدی نسبت به سقف مسطح تشعشع بیشتری دریافت می‌کند. نتایج تحقیق آن‌ها نشان می‌دهد پوشاندن سقف گنبدی با کاشی‌های لعاب‌دار سبب کاهش میزان انرژی خورشیدی جذب شده می‌شود. فقیه و بهادری‌نژاد [6] توزیع فشار در اطراف سقف گنبدی را با استفاده از مدل توبولانس $k-\epsilon$ آن‌ها را جی¹ مورد مطالعه قرار دادند. بررسی آن‌ها نشان داد در قسمت پشت سقف گنبدی به علت جدایش جریان، نتایج عددی با نتایج تجربی همخوانی ندارد، اما در سایر نقاط نتایج دو رویکرد فوق به هم نزدیک است. فقیه و بهادری‌نژاد [7] عملکرد حرارتی ساختمان با سقف گنبدی و تأثیر آن در کاهش دمای هوای فضای داخل را نیز بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند در روزهای گرم و زمانی که باد می‌وزد؛ عملکرد حرارتی سقف گنبدی بهتر از سقف مسطح و دمای هوای داخل در مورد اول از دوم کمتر است.

1-2- مروری مطالعات انجام شده در زمینه چیلر جذبی خورشیدی

پژوهشگران بسیاری چیلر جذب سطحی را مورد مطالعه قرار داده‌اند. به عنوان مثال ساها و همکاران [8] همچنین چاو و همکاران [9] کارایی چیلر جذب سطحی با دو بستر را مورد بررسی قرار دادند. همچنین کلاوس و همکاران [10] استفاده از این نوع چیلر در سامانه سرمایش از کف ساختمان‌های مسکونی را بصورت تئوری بررسی کردند. زای و همکاران [11,12] کارایی چیلر جذب سطحی خورشیدی را وقتی سیستم مجهز به منبع ذخیره آب گرم باشد و یا سیستم فاقد این منبع باشد؛ بررسی و مقایسه کردند. بررسی آن‌ها نشان داد؛ نبود تانک آبگرم سبب می‌شود؛ دمای آب گرم ورودی و خروجی نوسان زیادی داشته باشد. لئو و همکاران [13] کارایی چیلر جذبی خورشیدی با قابلیت بازیافت جرم و حرارت را به صورت تجربی و تحت شرایط مختلف بررسی کردند. نتایج ایشان نشان داد که افزایش دمای آبگرم، ظرفیت سرمایش و ضریب عملکرد سیستم (COP) را افزایش می‌دهد؛ اما در این شرایط کارایی کلکتور خورشیدی کاهش می‌یابد. عالم و همکاران [14]

1-3- سامانه‌های ترکیبی

معرفت و همکاران [16] سامانه سرمایش غیرفعال متشکل از دودکش خورشیدی و کانال‌های زمینی برای خنک‌کردن ساختمان در تابستان را مورد مطالعه قرار دادند. همچنین نشان دادند؛ با طراحی مناسب، سامانه پیشنهادی قادر است شرایط مناسب را در ساعات زیادی فراهم کند. حقیقی و همکاران [17] به مطالعه عملکرد سامانه سقف طاقدار به شکل نیم استوانه به همراه کانال سرمایش تبخیری پرداختند. نتایج حاصل نشان داد؛ با افزایش سرعت باد یا دمای هوای محیط، آسایش حرارتی به‌ازای مقادیر کمتری از رطوبت نسبی محیط برقرار می‌شود.

مرور پژوهش‌های انجام شده نشان می‌دهد که استفاده همزمان از نیروی باد و سامانه سرمایش جذبی خورشیدی به‌منظور تهویه و سرمایش ساختمان‌ها تاکنون مورد توجه قرار نگرفته است. بر این اساس معرفی و استفاده از سامانه ترکیبی سقف گنبدی و چیلر جذب سطحی خورشیدی به عنوان یک سامانه سرمایش طبیعی، اولین نوآوری پژوهش حاضر تلقی می‌گردد. با توجه به این‌که سرمایش هوای ورودی به فضای مسکونی به کمک آب سرد فراهم شده در چیلر و در یک کانال سرماساز صورت می‌گیرد؛ از یک مدل ترمودینامیکی که قادر به پیش‌بینی نمودن کاهش دمای هوا در کانال سرماساز نیز هست؛ استفاده شده‌است که ارائه این مدل را می‌توان به عنوان دومین نوآوری پژوهش تلقی نمود. در ادامه برقراری شرایط آسایش حرارتی در فصل تابستان و با توجه به استاندارد ملی 14384 [18] در ساختمانی یک طبقه با سقف گنبدی مورد بررسی قرار می‌گیرد. علاوه بر این تأثیر پارامترهایی نظیر سرعت باد، قطر دریچه خروجی هوا از سقف، عرض کانال سرماساز و عرض دریچه ورودی هوا به داخل ساختمان، دما و رطوبت هوای محیط خارج بر عملکرد سامانه در سه شهر یزد، کرمان و تهران از اقلیم گرم و خشک ایران مورد مطالعه قرار گرفته است. براساس استاندارد ملی 14384 حداکثر دمای فضای داخلی باید کمتر از 26 درجه سانتی‌گراد باشد. استاندارد 14384 محدوده خاصی برای رطوبت نسبی قابل نشده است؛ لذا از استاندارد ایزو 7730² [19] برای تعیین محدوده مجاز رطوبت نسبی استفاده شده است. استاندارد ایزو 7730 بیان می‌کند که در فصل تابستان دمای هوای فضای داخلی باید کمتر از 26 درجه سانتی‌گراد و رطوبت نسبی آن بین 30 و 70 درصد باشد؛ تا شرایط آسایش حرارتی فراهم شود (شکل 1). در این معیارها تعداد دفعات تعویض هوا برای رسیدن به شرایط استاندارد هوای داخلی مشخص نشده است و لازم است از استاندارد دیگری مانند اشری³ استفاده گردد. براساس استاندارد اشری تعداد دفعات تعویض هوای فضاهای مسکونی (ACH) نباید از سه بار در ساعت کمتر و از 20 بار در ساعت بیشتر باشد [20].

2- شرح عملکرد سامانه پیشنهادی

طرح نمادین سامانه پیشنهادی در "شکل 2" نشان داده شده است. جهت

² ISO 7730

³ ASHREA

¹ RNG

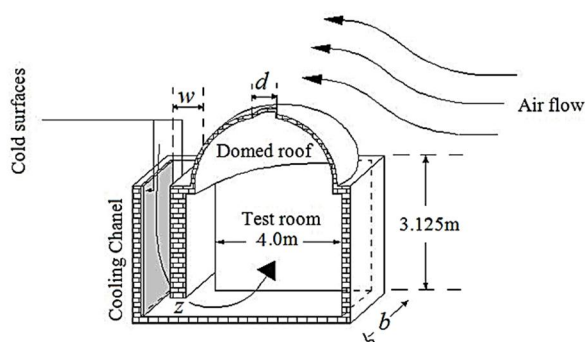


Fig. 2 Schematic diagram for the test room

شکل 2 طرح نمادین مقطعی از سامانه پیشنهادی

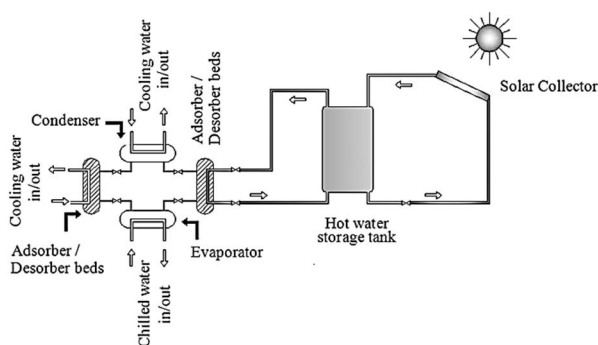


Fig. 3 Schematic diagram of solar adsorption chiller

شکل 3 طرح نمادین سامانه سرمایش جذبی خورشیدی

صورت می گیرد. لازم به ذکر است با توجه به کوچک بودن نیروی شناوری در مقایسه با نیروی باد در کانال سرماساز، دبی هوای عبوری از کانال سرماساز مستقل از عملکرد چیلر جذبی بوده و تنها تابع شرایط هندسی سامانه و سرعت وزش باد است. در این قسمت به بیان نحوه شبیه سازی جریان هوا و مدل سازی چیلر جذبی خورشیدی و کانال سرماساز پرداخته می شود.

3-1- مدل سازی جریان هوا در اطراف و داخل اتاق

دامنه محاسباتی در "شکل 4" نشان داده شده است. شبیه سازی جریان هوا با استفاده از مدل کی-اِپسیلون ریلیزبل و به صورت سه بعدی انجام شده است. شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای حل مسأله در صفحه ورودی (صفحه A) به صورت "سرعت ورودی" (پروفیل سرعت باد در نزدیکی زمین) و صفحه خروجی (صفحه B) "گرادیان فشار خروجی برابر صفر" در نظر گرفته شده و همچنین شرایط مرزی در بالا، جلو و پشت دامنه (صفحات E, C, F) "شرایط مرزی تقارن" و در سایر سطوح شرط مرزی از نوع دیوار است. پروفیل سرعت باد در نزدیکی زمین از رابطه (2) بدست می آید [7]:

$$\frac{u_h}{u_H} = \left(\frac{h}{H}\right)^{0.28} \quad (2)$$

در معادله (2)، u_h معرف سرعت باد در ارتفاع h و u_H سرعت باد در بالای دامنه محاسباتی است. معادلات حاکم بر جریان هوا شامل معادلات بقای جرم و ممنتوم هستند که شکل تنسوری آن ها به صورت روابط (3) و (4) است. معادله بقای جرم [21]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

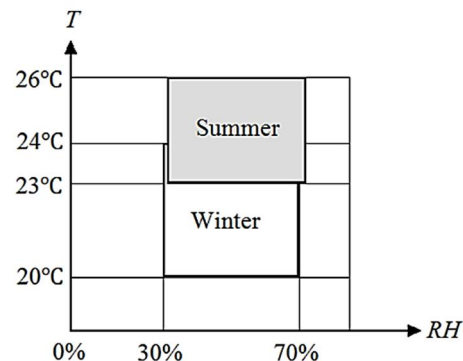


Fig. 1 ISO7730 standard for thermal comfort

شکل 1 استاندارد ISO7730 برای آسایش حرارتی فضای داخلی

وزش باد از سمت راست به چپ در نظر گرفته شده است. با عبور هوا از روی سقف گنبدی، سرعت باد در رأس آن ماکزیمم می شود و در نتیجه فشار هوا کاهش می یابد. اختلاف فشار بین بالا و پایین روزنه سقف گنبدی، نیرویی به سمت بالا ایجاد می کند و سبب کشیده شدن هوای محیط به داخل کانال سرماساز می شود. دمای هوای محیط در حین عبور از کانال سرماساز و در اثر تبادل حرارت با صفحات سردی که در آن در نظر گرفته شده است؛ کاهش یافته و در نتیجه هوای داخل اتاق خنک و تهویه می شود. در این بررسی ساختمانی یک طبقه به طول و عرض 4 متر و ارتفاع 3.125 متر که فاصله رأس گنبد از کف اتاق 5.125 متر است به عنوان فضای نمونه در نظر گرفته شده است. قطر روزنه خروجی هوا (کمیت d در "شکل 2") روی سقف، 0.8 متر، عرض دریچه ورودی هوا که با عبارت Z در "شکل 2" مشخص شده است؛ 0.2 متر و طول آن (کمیت b در "شکل 2") 4 متر است. بخش سرمایشی سامانه، کانالی مکعبی به عرض (کمیت w در "شکل 2") 0.2 متر، طول 4 متر و ارتفاع 3.125 متر و ضخامت دیوارها 0.2 متر فرض شده است. همان طور که گفته شد؛ آب سرد خروجی از چیلر جذب سطحی خورشیدی دیواره های کانال سرماساز را خنک نگه می دارد. طرح نمادین سامانه سرمایش جذب سطحی خورشیدی در "شکل 3" نشان داده شده است. اجزای این سامانه شامل چیلر جذبی سطحی سیلیکاژل-آب، کلکتور خورشیدی از نوع تخت و تانک ذخیره آب گرم است. چیلر شامل یک اواپراتور، یک کندانسور و دو محفظه جذب/دفع است و عملکرد آن شامل چهار مرحله پیش گرم کردن، دفع، پیش سرد کردن و جذب می باشد. آب سرد خروجی از اواپراتور به کانال سرماساز فرستاده می شود و پس از مبادله حرارت با هوای جریان یافته در این کانال، دوباره به چیلر برگشت داده می شود. آب گرم مورد نیاز این سامانه با استفاده از یک کلکتور خورشیدی تهیه شده و در تانک آب گرم ذخیره می شود و مورد استفاده قرار می گیرد.

محاسبه دمای متوسط هوای ورودی به اتاق، با استفاده از رابطه (1) صورت می گیرد. در رابطه (1)، $\dot{Q}_t$ بار سرمایش لازم برای اتاق است که برابر با مجموع حرارت تولید شده در اتاق و حرارت منتقل شده از محیط اطراف به اتاق است.

$$\dot{Q}_t = \dot{m}C_p(T_r - T_{\text{airflow-out}}) \quad (1)$$

3- شبیه سازی جریان هوا، مدل سازی چیلر و کانال سرماساز

تعیین دفعات تعویض و دمای هوای ورودی به اتاق مستلزم شبیه سازی جریان هوا در کل سامانه است. تعیین دمای هوای ورودی به اتاق با استفاده از دبی هوای عبوری از کانال سرماساز و مدل سازی چیلر جذبی و کانال سرماساز

$$I_t = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + \rho_g I_h \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (9)$$

تشعشع افقی از رابطه (10) محاسبه می‌شود [22]:

$$I_h = k_t I_0 \left(1 + 0.034 \cos \frac{360n}{365} \right) \cos \theta_z \quad (10)$$

k_t ضریب صافی هوا است که برای هر شهر در مرجع [23] درج شده است. تشعشع دیفیوز و بیم نیز از روابط (11) و (12) زیر محاسبه می‌شوند [22]:

$$I_d = \begin{cases} (1.557 - 1.84 k_t) I_H & \text{اگر } 0.35 < k_t < 0.75 \\ 0.177 I_H & \text{اگر } k_t > 0.75 \end{cases} \quad (11)$$

$$I_b = I_h - I_d \quad (12)$$

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (13)$$

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \omega \quad (14)$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (15)$$

معادله موازنه انرژی در کلکتور خورشیدی به صورت رابطه (16) است [22]:

$$\dot{m}_{sc} C_{p,w} (T_{sc,in} - T_{sc,o}) = A_{sc} I_t \eta \quad (16)$$

کارایی لحظه‌ای کلکتور از رابطه (17) محاسبه می‌شود [22]:

$$\eta = F_R \tau \alpha - \frac{F_R U_L (T_{sc,in} - T_{amb})}{I_t} \quad (17)$$

3-3- مدل‌سازی تانک ذخیره آب گرم

تانک ذخیره آب گرم از نوع لایه‌بندی شده در نظر گرفته شده است. موازنه انرژی برای تمامی لایه‌ها نوشته شده و با حل مجموعه معادلات، دما در هر لایه مشخص می‌شود. مطابق "شکل 3"، آب ورودی به چیلر از بالاترین قسمت تانک که گرمترین قسمت آن نیز هست؛ تهیه می‌شود. آب برگشتی به کلکتور نیز از پایین‌ترین قسمت آن خارج می‌شود. برای این‌که مشخص شود کدام لایه از تانک آب گرم برگشتی را دریافت می‌کند؛ دو تابع کنترلی مورد استفاده قرار گرفت است [12]. معادله (18) برای آب خروجی از کلکتور خورشیدی و معادله (19) برای آبگرم برگشتی از چیلر:

$$F_i^c = \begin{cases} 1 & \text{اگر } i = 1 \text{ و } T_{sc,o} \geq T_{t,i} \\ 1 & \text{اگر } T_{t,i} < T_{sc,o} \leq T_{t,i-1} \\ 0 & \text{در غیر این صورت} \end{cases} \quad (18)$$

$$F_i^l = \begin{cases} 1 & \text{اگر } i = N \text{ و } T_{hw,o} < T_{t,i} \\ 1 & \text{اگر } T_{t,i+1} < T_{hw,o} \leq T_{t,i} \\ 0 & \text{در غیر این صورت} \end{cases} \quad (19)$$

دبی خالص جریان نیز از رابطه (20) بدست می‌آید [12]:

$$\dot{m}_i = \begin{cases} -\dot{m}_{hw} \sum_{j=2}^N F_j^l & \text{اگر } i = 1 \\ \dot{m}_{sc} \sum_{j=1}^{i-1} F_j^c - \dot{m}_{hw} \sum_{j=i+1}^N F_j^l & \text{اگر } i = 2, \dots, N-1 \\ \dot{m}_{sc} \sum_{j=1}^{N-1} F_j^c & \text{اگر } i = N \end{cases} \quad (20)$$

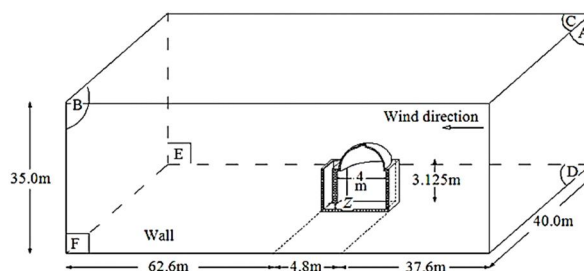


Fig. 4 Schematic diagram for the geometry of computational domain

شکل 4 طرح نمادین دامنه محاسباتی

معادله بقای ممنتوم خطی [21]:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho u_i' u_j') \right] \quad (4)$$

$-\rho u_i' u_j'$ معرف تنش رینولد است که این تنش به سرعت متوسط جریان بستگی دارد. مقادیر k و ε از روابط (5) و (6) بدست می‌آید [21]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\theta \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (6)$$

که:

$$C_1 = \max[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}] \quad (7\text{-الف})$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (7\text{-ب})$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (7\text{-ج})$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (7\text{-د})$$

$C_{1\varepsilon} = 1.44$ و $C_2 = 1.9$ ، $\sigma_k = 1.0$ و $\sigma_\varepsilon = 1.2$ است.

در حل معادلات، به منظور افزایش دقت برای مجزا سازی جملات دیفرانسیلی از روش پیشرو مرتبه دوم و برقراری ارتباط بین فشار و سرعت توسط الگوریتم سیمپل انجام شده است. در نزدیکی دیواره‌ها برای تعیین اثرات دیوار و لایه‌های مرزی و همچنین در نظر گرفتن شرط عدم لغزش، از تابع دیوار استاندارد که توسط لاندرو اسپالدینگ تعریف شده؛ استفاده شده است [21].

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (8\text{-الف})$$

$$u^+ = \frac{U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / \rho} \quad (8\text{-ب})$$

در این پژوهش فرض شده که وقتی میزان باقیمانده‌های مولفه‌های سرعت 10^{-6} و معادلات بقای جرم و ε و k به 5×10^{-5} برسد؛ همگرایی حاصل شده است.

3-2- مدل‌سازی شار تشعشعی و کلکتور خورشیدی

تشعشع خورشیدی که به سطح کلکتوری که نسبت به افق زاویه β دارد می‌رسد؛ از رابطه (9) محاسبه می‌شود [22]:

معادله (21) موازنه انرژی برای هر لایه را نشان می‌دهد [12]:

$$m_i \frac{dT_i}{dt} = \left(\frac{UA_i}{C_{p,w}} \right) (T_{amb} - T_i) + F_i^c \dot{m}_{sc} (T_{sc,o} - T_i) + F_i^l \dot{m}_{hw} (T_{hw,o} - T_i) + \delta \Delta \dot{m}_i (T_{i-1} - T_i) + (1 - \delta) \Delta \dot{m}_i (T_i - T_{i+1}) \quad (21)$$

δ تابع کنترلی است که از رابطه (22) محاسبه می‌شود:

$$\delta = \begin{cases} 1 & \text{اگر } \Delta m_i > 0 \\ 0 & \text{اگر } \Delta m_i < 0 \end{cases} \quad (22)$$

4-3- مدل‌سازی چیلر جذب سطحی خورشیدی

نرخ جذب و دفع در بسترها از تابع (23) محاسبه می‌شود [9]:

$$\frac{dx}{dt} = 15 \frac{D_{s0} \exp\left(-\frac{E_a}{RT_b}\right)}{R_p^2} (x^* - x) \quad (23)$$

که در آن D_{s0} برابر $2.54 \times 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$ است. مقدار x^* که بیانگر میزان

جذب در ماده سلیکازل است؛ از رابطه بولمن محاسبه می‌شود [24]:

$$x^* = 0.346 \left(\frac{P_s(T_b)}{P_s(T_{hex})} \right)^{1/1.6} \quad (24)$$

در عبارت (24) $P_s(T_b)$ و $P_s(T_{hex})$ فشار اشباع بخار ماده میرد

براساس دمای بستر و اواپراتور یا کندانسور متصل به آن هستند. معادلات

موازنه انرژی برای جذب و دفع در بسترها به صورت معادله (25) است [14]:

$$\begin{aligned} (m_{sg} C_{p,sg} + m_{hex} C_{p,hex} + m_{sg} C_{p,w} x_b) \frac{dT_b}{dt} \\ = (\varphi \cdot \delta) m_{sg} C_{p,w} \frac{dx_b}{dt} (T_{eva} - T_b) \\ + \varphi m_{sg} \frac{dx_b}{dt} \Delta H_{ads} + \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,o}) \end{aligned} \quad (25)$$

در معادله (25)، در طول عمل جذب و دفع $\varphi = 1$ و در طول مدت

پیش سرمایش و پیش گرمایش $\varphi = 0$ است. در حالت جذب سطحی

$\delta = 1$ و در حالت دفع سطحی $\delta = 0$ است. عبارت سمت راست به ترتیب

بیانگر انرژی انتقال داده شده توسط بخار به بستر جذب، گرمای ناشی از

جذب و دفع سطحی و انرژی انتقال داده شده با آبی که بستر را گرم و یا سرد

می‌کند؛ هستند. معادله موازنه انرژی در کندانسور به صورت رابطه (26) و در

اواپراتور به صورت رابطه (27) هستند [14]:

$$m_c C_{p,c} \frac{dT_c}{dt} = \varphi m_{sg} \frac{dx_{des}}{dt} (-L + C_{p,w} (T_c - T_b)) + \dot{m}_{cw} C_{p,w} (T_{cw,in} - T_{cw,o}) \quad (26)$$

$$\begin{aligned} (m_{eva} C_{p,eva} + m_{w,eva} C_{p,w}) \frac{dT_{eva}}{dt} = \\ -\varphi m_{sg} \frac{dx_{ads}}{dt} L - m_{sg} \frac{dx_{des}}{dt} C_{p,w} (T_c - T_{eva}) \\ + \dot{m}_{chw} C_{p,w} (T_{chw,in} - T_{chw,o}) \end{aligned} \quad (27)$$

جملات اول و دوم سمت راست معادله (26) به ترتیب انرژی میعان بخار

و انرژی ناشی انتقال بخار بستر دفع به کندانسور هستند. جمله آخر نیز

انتقال حرارت با آب سرد ورودی به کندانسور است. جملات اول و دوم سمت

راست معادله (27) به ترتیب بیانگر انرژی جدا شده در اثر تبخیر و انرژی جدا

شده ناشی از انتقال دادن آبی است که در کندانسور میعان یافته و به اواپراتور

فرستاده شده است و جمله آخر بیانگر انرژی گرفته شده از آب سرد چیلر

است. دمای آب سرد یا گرم خروجی از اواپراتور و کندانسور از روش اختلاف

دمای متوسط لگاریتمی و به صورت رابطه (28) محاسبه می‌شود [14]:

$$T_{w,o} = T_h + (T_{w,in} - T_h) \exp\left(-\frac{UA_h}{\dot{m}_w C_{p,w}}\right) \quad (28)$$

برای تخمین میزان میرد در اواپراتور، معادله موازنه جرمی مطابق رابطه

(29) در نظر گرفته می‌شود [14]:

$$\frac{dm_{w,eva}}{dt} = -m_{sg} \left(\frac{dx_{ads}}{dt} + \frac{dx_{des}}{dt} \right) \quad (29)$$

3-5- مدل‌سازی ریاضی کانال سرماساز

برای مدل‌سازی کانال سرماساز، از انتقال حرارت بین کانال سرماساز، محیط

اطراف و اتاق صرف‌نظر شده است و فرض شده است که انتقال حرارت در

شرایط پایا است. جریان داخل کانال از نظر هیدرودینامیکی و ترمودینامیکی

کاملاً توسعه یافته فرض شده است و به علت اختلاف دماهای اندک از انتقال

حرارت تشعشعی صرف‌نظر شده است. رطوبت هوای محیط خارج پایین و

دمای هوای خروجی از کانال سرماساز بیشتر از دمای نقطه شبنم هوای

محیط است. حرارت انتقال یافته از آب سرد به هوا برای یک المان کانال

سرماساز (شکل 5) از رابطه (30) بدست می‌آید:

$$d\dot{Q}_w = \dot{m}_w C_{p,w} dT_w = U_{w-a} (T_a - T_w) b dx \quad (30)$$

با بازنویسی رابطه (30) بدست می‌آید:

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{U_{w-a} (T_a - T_w) b}{\dot{m}_w C_{p,w}} \quad (31)$$

که در آن U_{w-a} ضریب انتقال حرارت کلی بین آب و هوا است که از

رابطه (32) بدست می‌آید.

$$U_{w-a} = \left(\frac{1}{h_a} + \frac{\delta_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (32)$$

معادله موازنه انرژی کلی برای حجم کنترل هوا (A) در نظر گرفته شده

در "شکل 5" به صورت رابطه (33) است:

$$\dot{m}_a C_{p,a} dT_a = -d\dot{Q}_w \quad (33)$$

با جای‌گذاری رابطه (28) در (33):

$$\frac{dT_a}{dx} = -\frac{\dot{m}_w C_{p,w}}{\dot{m}_a C_{p,a}} \frac{dT_w}{dx} \quad (34)$$

شرایط مرزی برای حل مجموعه معادلات (31) و (34) به صورت روابط

(35) و (36) در نظر گرفته می‌شود:

$$T_a(0, y) = T_{ambi} \quad (35)$$

$$T_w(0, y) = T_{chw,o} \quad (36)$$

4 - سناریو حل عددی معادلات حاکم بر مسأله

برای حل مسأله در ابتدا با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت، دفعات تعویض هوا و

سرعت جریان آن در کانال سرماساز، محاسبه شده است. از آن‌جا که هوای

محیط در کانال سرماساز جریان می‌یابد و پس از خنک شدن وارد اتاق

می‌شود؛ سرعت هوای تعیین شده در فلوئنت به عنوان یکی از ورودی‌های کد

تعیین دما، استفاده شده است. همانطور که در بخش 2 نیز ذکر شد؛

دیواره‌های کانال سرماساز، سامانه، با آب سرد خروجی از سامانه سرمایش

جذبی خورشیدی خنک نگه داشته می‌شود. بنابراین در ابتدا معادلات حاکم

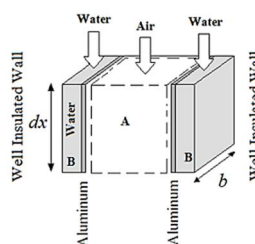


Fig. 5 Schematic diagram of the cooling channel

شکل 5 طرح نمادین المانی از کانال سرماساز

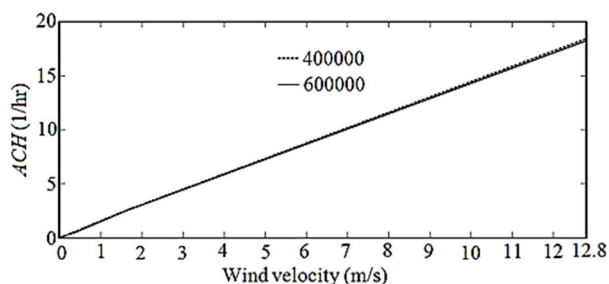


Fig. 7 The effect of mesh amount on ACH

شکل 7 تأثیر تغییر تعداد مش بر دفعات تعویض هوا

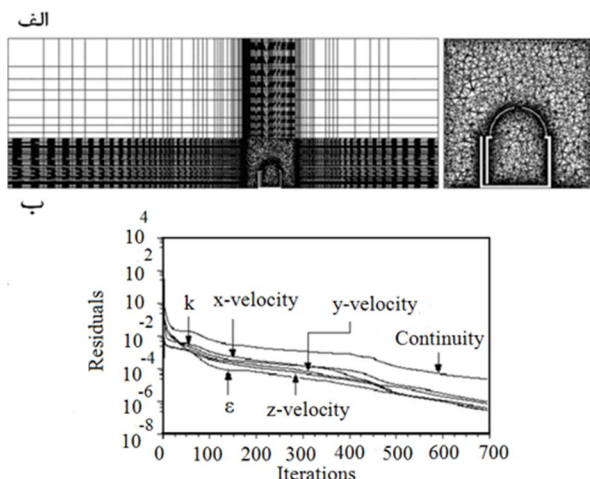


Fig. 8 a) Mesh arrangement inside and around test room and cooling channel b) Residuals

شکل 8 الف) طرح مش پیشنهادی در داخل و اطراف و در کل دامنه مورد بررسی و
ب) منحنی همگرایی باقیمانده‌ها

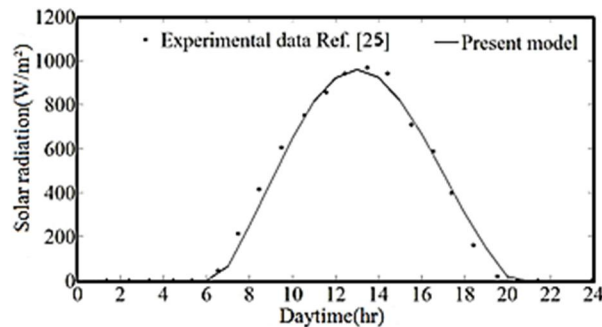


Fig. 9 Comparison between total radiation by this study and Ref. [25] in Zahedan

شکل 9 مقایسه شار خورشیدی کلی بدست آمده در این تحقیق و مرجع [25] در شهر زاهدان

3-5- اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی چیلر جذبی خورشیدی

دقت حل عددی در بخش چیلر جذب سطحی، با نتایج تجربی و عددی مرجع [9] در شرایط مشابه که در جدول 1 آورده شده است؛ مقایسه شده است. دمای متوسط سیکلیک بستر جذب و دفع، اواپراتور و کندانسور، در این تحقیق محاسبه شده و در جدول 2 نشان داده شده است. در این تحقیق برای تعیین دمای سیال عامل در مبدل‌ها از روش دمای متوسط لگاریتمی، استفاده شده ولی در مرجع [9] از روش بالانس انرژی استفاده شده است. در نتیجه اختلاف کمی در مقایسه نتایج دو تحقیق مشاهده می‌شود و بطور کلی نتایج

بر سامانه سرمایش جذب سطحی خورشیدی با شرایط مرزی مربوطه حل شدند. سپس معادلات حاکم بر عملکرد کانال سرماساز به صورت کوپل با آن حل می‌شود. زیرا دمای آب سرد خروجی از چیلر بر دمای هوای کانال سرماساز تأثیر می‌گذارد و آب سرد خروجی از کانال مجدداً به چیلر بازگشت داده می‌شود. معادلات حاکم بر چیلر جذبی با استفاده از روش رانگ کوتای مرتبه 4 و معادلات حاکم بر عملکرد کانال سرماساز از روش تفاضل محدود پیشرو حل شده است.

5- اعتبارسنجی

5-1- اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی جریان هوا در داخل و اطراف اتاق

برای تعیین ابعاد دامنه محاسباتی، به نحوی که اندازه آن بر دفعات تعویض هوا بی‌تأثیر باشد؛ این پارامتر در اندازه‌های مختلف در نظر گرفته شد. نتایج بررسی‌ها که در "شکل 6" نشان داده شده است؛ مشخص می‌کند؛ با تغییر اندازه ابعاد دامنه محاسباتی از $40 \times 30 \times 40$ متر مکعب به $105 \times 35 \times 40$ متر مکعب و سپس $145 \times 40 \times 40$ متر مکعب میزان دفعات تعویض هوا در اتاق مورد بررسی کمتر از 1.5 درصد تغییر می‌کند. لذا دامنه محاسباتی در ابعاد $105 \times 35 \times 40$ متر مکعب در نظر گرفته شد. همچنین لازم است که مدل مورد بررسی به گونه‌ای مش زده شود که تعداد دفعات تعویض هوا مستقل از تعداد مش باشد. برای بررسی این مطلب، عرض دریچه ورود هوا به اتاق (کمیت Z در "شکل 2") 0.2 متر و قطر روزنه خروج هوا از قسمت بالای سقف (کمیت d در "شکل 2") 0.4 متر در نظر گرفته شد و مدل در اندازه‌های مختلف مش زده شد. نتایج نشان می‌دهد (شکل 7) که با تغییر تعداد مش در کل دامنه از 400000 عدد به 600000 تفاوت چندانی (در حدود 1.1 درصد) در میزان دفعات تعویض هوای اتاق مشاهده نمی‌شود. بنابراین از مش به تعداد 600000 عدد استفاده شد. طرح مش پیشنهادی در اطراف و داخل اتاق مورد بررسی در "شکل 8-الف" آورده شده است. همچنین منحنی همگرایی در "شکل 8-ب" نشان داده شده است.

5-2- اعتبارسنجی نتایج مدل‌سازی معادلات شار خورشیدی

برای بررسی دقت مدل‌سازی شار خورشیدی، نتایج شبیه‌سازی در این تحقیق با نتایج تجربی مرجع [25] مقایسه شد. "شکل 9" نتایج مقایسه مقادیر شار خورشیدی بدست آمده از روش تجربی برای یک کلکتور تخت افقی در شهر زاهدان (29.49°N , 60.88°E) و تحقیق حاضر را نشان می‌دهد. بررسی نشان می‌دهد که ماکزیمم اختلاف بین نتایج 8.9 درصد است و نتایج تجربی و عددی با هم همخوانی خوبی دارند.

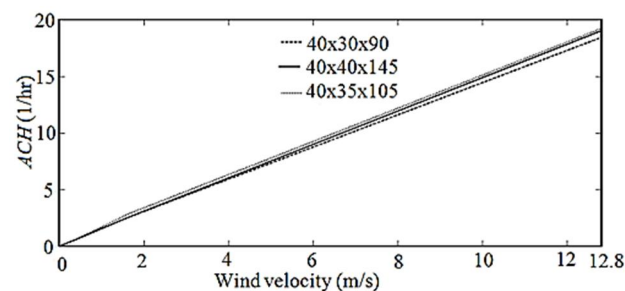


Fig. 6 The effect of computational domain dimension on ACH

شکل 6 تأثیر ابعاد دامنه محاسباتی بر دفعات تعویض هوا

این شبیه‌سازی به نتایج تجربی نزدیک است.

جدول 3 مقایسه تأثیر تعداد گره در کانال سرما ساز بر دمای هوای ورود به اتاق وقتی کانال سرما ساز به 30، 40 و یا 50 نقطه تقسیم می‌شود

Table 3 Comparison between room inlet temperatures when cooling channel is divided into 30, 40 or 50 nodes

اختلاف بین (%)		دمای هوای ورود به اتاق (°C)			ساعت از روز (hr)
40 و 50 نقطه	30 و 40 نقطه	برای تعداد 50 نقطه	برای تعداد 40 نقطه	برای تعداد 30 نقطه	
0.05	0.10	19.18	19.17	19.15	8
0.05	0.16	18.94	18.93	18.90	9
0.11	0.16	19.05	19.03	19.00	10
0.10	0.20	19.40	19.38	19.34	11
0.10	0.21	19.15	19.13	19.09	12
0.16	0.21	18.78	18.75	18.71	13
0.22	0.29	17.62	17.58	17.53	14
0.17	0.35	17.43	17.40	17.34	15
0.24	0.36	16.77	16.73	16.67	16
0.18	0.37	16.50	16.47	16.41	17
0.24	0.30	16.77	16.73	16.68	18

سبب افزایش گرادیان فشار میان هوای داخل اتاق و محیط خارج می‌شود.

2-6- تأثیر شرایط هندسی بر تعداد دفعات تعویض هوا

2-6-1- تأثیر تغییر اندازه قطر روزنه بالای سقف بر دفعات تعویض هوای اتاق
با افزایش قطر روزنه سقف گنبدی، افت فشار هوا در حین عبور از سامانه کاهش یافته و در نتیجه تعداد دفعات تعویض هوای اتاق افزایش می‌یابد. این مورد از مقایسه "شکل 11-الف" (قطر روزنه 0.4 متر) و "شکل 11-ب" (قطر روزنه خروجی 0.8 متر) به سهولت قابل نتیجه گیری است.

2-6-2- تأثیر تغییر اندازه عرض کانال سرما ساز سقف بر دفعات تعویض هوای اتاق

"شکل 11-ب" و "شکل 11-ج" تأثیر افزایش عرض کانال بر تغییرات دفعات تعویض هوا را نشان می‌دهد. در هریک از این شکل‌ها قطر روزنه خروجی هوا برابر 0.8 متر در نظر گرفته شده است. افزایش عرض کانال سرمايش به علت کاهش افت فشار سبب افزایش تعداد دفعات تعویض هوا می‌شود.

جدول 4 مقادیر عددی در نظر گرفته شده برای چیلر جذبی خورشیدی در این تحقیق

Table 4 Numerical values of parameters adopted in this study

مقدار	کمیت	مقدار	کمیت
4.10 m ²	A _c	200 L	V _{hot water tank}
2.09 m ²	A _{eva}	31.1 °C	T _{cw,in}
2.66 m ²	A _b	10036 J/K	m _c C _{p,c}
1.52 kg/s	m _{cw}	5249.6 J/K	m _{eva} C _{p,eva}
1.37 kg/s	m _{cw,c}	20456.5 J/K	m _{hex} C _{p,hex}
1 kg/s	m _{chw}	4115.23 W/m ² K	U _c
1.2 kg/s	m _{hw}	2557.54 W/m ² K	U _{eva}
900 s	t _{cycle}	1602.56 W/m ² K	U _{cooling}
30 s	t _{switching}	1724.14 W/m ² K	U _{heating}

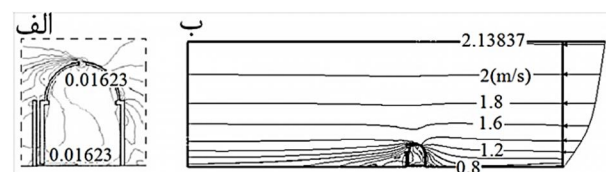


Fig.10 Contours of air velocity (a) inside and (b) around testing room
شکل 10 کانتورهای سرعت در (الف) داخل و (ب) اطراف اتاق و کانال سرما ساز

4-5- اعتبارسنجی نتایج مدل سازی کانال سرما ساز

در این تحقیق برای حل معادلات، کانال سرما ساز به n نقطه تقسیم شد. نتایج حل نشان داد؛ اگر $n=30$ در نظر گرفته شود؛ دمای هوا در خروجی کانال سرما ساز به حالتی که در آن $n=40$ و یا $n=50$ فرض شود؛ نزدیک است و ماکزیمم اختلاف در حدود 0.37 درصد است. لذا برای حل معادلات، کانال سرما ساز به 40 گره تقسیم شد. بررسی مستقل از مش بودن نتایج به ازای 40 گره در جدول 3 آورده شده است.

6- بحث و بررسی نتایج

شرایط عملکردی سامانه تحت تأثیر سرعت باد، دما و رطوبت محیط تغییر می‌کند. جهت بررسی قابلیت سامانه در تأمین شرایط آسایش حرارتی، عملکرد آن در شهرهای یزد، کرمان و تهران برای اتاق و کانال سرما ساز که مشخصات هندسی هر یک در بخش 2 ارائه شد؛ بررسی شده است. تمام پارامترهای لازم برای مدل سازی سیستم چیلر جذب سطحی خورشیدی در جدول 4 ارائه شده‌اند.

1-6- بررسی تأثیر سرعت وزش باد و شرایط هندسی بر تعداد دفعات تعویض هوا

1-6-1- تأثیر سرعت وزش باد بر تعداد دفعات تعویض هوای اتاق

"شکل 10" کانتورهای سرعت در داخل و اطراف اتاق مورد بررسی وقتی سرعت باد در ارتفاع 10 متری سطح زمین 1.6 متر بر ثانیه است؛ را نشان می‌دهد. دفعات تعویض هوای محاسبه شده در نرم افزار فلوئنت در "شکل‌های 11-الف تا ج" نشان داده شده است. آنچه از نتایج مشخص است؛ این است که با افزایش سرعت باد، تعداد دفعات تعویض هوا زیاد می‌شود. زیرا افزایش سرعت باد، سرعت آن در قسمت بالای سقف گنبدی را افزایش می‌دهد که

جدول 1 شرایط چیلر جذبی خورشیدی در مرجع [9]

Table 1 Condition for adsorption chiller in Ref. [9]

کمیت	مقدار	کمیت	مقدار
دبی آب سرد	1.52 kg/s	دمای آب سرد ورودی	31.1 °C
دبی آب سرد در کندانسور	1.37 kg/s	دمای آب خنک ورودی	14.8 °C
دبی آب خنک	0.71 kg/s	دمای آب گرم	86.3 °C
دبی آب گرم	1.28 kg/s	زمان پیش سرمايش / گرمایش	30 s

جدول 2 مقایسه دمای بسترها، اواپراتور و کندانسور بدست آمده در این تحقیق و مرجع شماره [9]

Table 2 Comparison of results of this study and Ref. [9] for solar adsorption chiller

کمیت	دمای متوسط در یک سیکل (°C)				خطا (%)
	نتایج تجربی مرجع [9]	نتایج عددی مرجع [9]	تحقیق حاضر	مرجع [9]	تحقیق حاضر
بستر دفع	78.63	74.67	78.52	5.03	0.13
بستر جذب	36.84	40.39	38.86	9.63	5.48
اواپراتور	11.63	10.12	9.52	12.9	18.1
کندانسور	33.04	33.37	33.12	0.99	0.24

زمین) سه شهر یزد (31.89°N, 54.36°E)، کرمان (30.29°N 57.06°E) و تهران (35.69°N, 51.42°E) از اقلیم گرم و خشک در ایران در نظر گرفته شده است. ضریب صافی هوا در این شهرها به ترتیب 0.64 و 0.7 و 0.73 [23] و زاویه بهینه کلکتور به ترتیب 1.929، -3.17 و 1.506 درجه (علامت مثبت برای کلکتور نصب شده به سمت جنوب و علامت منفی برای کلکتور نصب شده به سمت شمال) است [26]. پروفیل دما و رطوبت این شهرها برای 15 جولای در "شکل‌های 12-الف تا 12-ج" نشان داده شده است (استخراج شده از مرجع [27]).

همان‌طور که پیشتر گفته شد، بیشینه دفعات تعویض هوای اتاق 20 بار در ساعت است [20]. براساس "شکل 11-ب" برای شرایط هندسی پیش فرض (که در بخش 6 نیز به آن اشاره شده است)، وقتی سرعت باد در ارتفاع 10 متری از سطح زمین، بیش از 6.4 متر بر ثانیه باشد؛ دفعات تعویض هوا قطعاً بیش از 20 بار در ساعت خواهد بود. بنابراین براساس همین نمودار وقتی سرعت باد در ارتفاع 10 متری از سطح زمین، 0.8، 1.6 و 3.2 متر بر ثانیه (معادل با دفعات تعویض هوا به ترتیب 3.32، 6.76 و 13.36 بار در ساعت) است؛ محاسبات مربوط به محاسبه دمای هوای ورود به اتاق انجام گرفته است. تغییرات شار خورشیدی در طول روز در شهرهای یزد، کرمان و تهران در "شکل 13" نشان داده شده است. همچنین "شکل 14" تغییرات

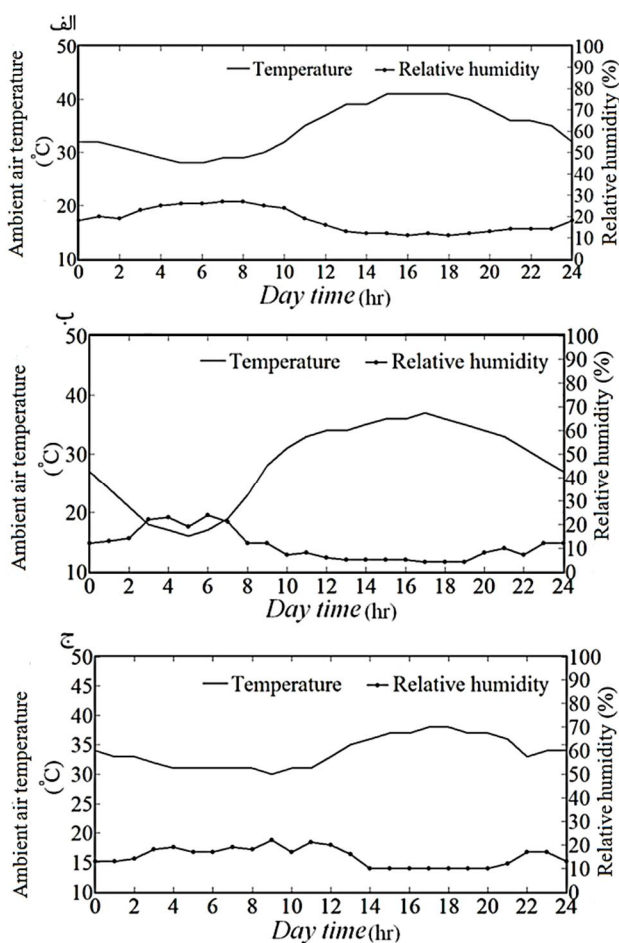


Fig. 12 Profile of temperature and relative humidity of ambient air in a) Yazd, b) Kerman and c) Tehran on 15 July

شکل 12 پروفیل دما و رطوبت شهر (الف) یزد (ب) کرمان و (ج) تهران در روز 15 جولای.

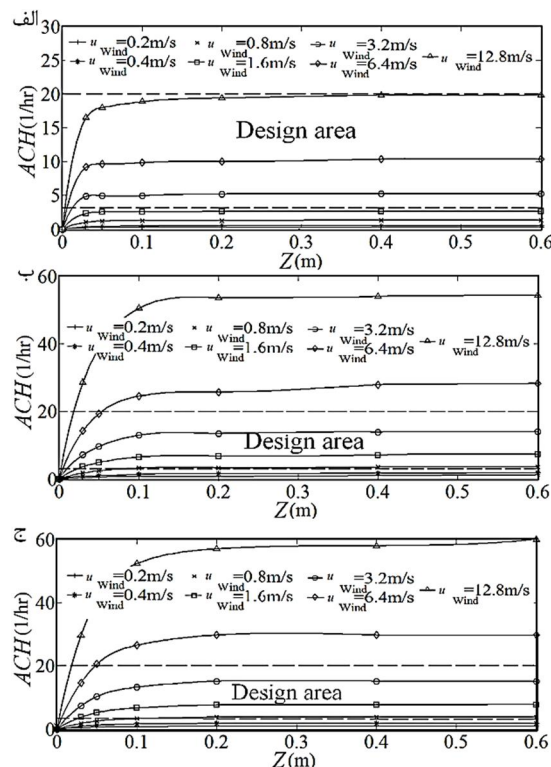


Fig. 11 Diagram of ACH number of the room according to different wind speed, width of the inlet vent, outlet vent diameter, and depth of the cooling channel a) diameter of outlet vent 0.4 and cooling channel depth 0.2m b) diameter of outlet vent 0.8 and cooling channel depth 0.2m c) diameter of outlet vent 0.8 and cooling channel depth 0.3m

شکل 11 تغییرات دفعات تعویض هوا با تغییر عرض دریچه ورودی هوا به اتاق به ازای قطر دریچه خروجی و عرض کانال متفاوت (الف) قطر دریچه خروجی 0.4 و عرض کانال سرمایش 0.2 متر (ب) قطر کانال دریچه خروجی 0.8 و عرض کانال 0.2 متر (ج) قطر دریچه خروجی 0.8 و عرض کانال 0.3 متر

3-2-6- تأثیر تغییر اندازه عرض دریچه ورودی هوا به اتاق بر دفعات تعویض هوا

تأثیر تغییر این اندازه بر تعداد دفعات تعویض هوا در "شکل‌های 11-الف تا ج" نشان داده شده است. شکل‌ها نشان می‌دهند؛ افزایش این اندازه تا حدود 0.2 متر، در ابتدا سبب افزایش تعداد دفعات تعویض هوای اتاق می‌شود و سپس این مقدار ثابت می‌ماند. در ابتدا با افزایش این اندازه، افت فشار هوا در حین عبور از سامانه کاهش می‌یابد. اما به نظر می‌رسد با ادامه روند افزایش، تأثیر کاهش افت فشار کم می‌شود و تعداد دفعات تعویض هوا ثابت می‌ماند. در هریک از "شکل‌های 11" منطقه طراحی به وسیله دو خط چین افقی نشان داده شده است. در محدود بین این دو خط چین تعداد دفعات تعویض هوای اتاق بیش از 3 بار و کمتر از 20 بار است. البته ساکنان اتاق می‌توانند با تغییر عرض دریچه ورود هوا به اتاق در سرعت‌های باد مختلف، تعداد دفعات تعویض هوای اتاق را کنترل کنند.

3-6- بررسی شرایط آسایش حرارتی در اتاق نمونه

1-3-6- بررسی تأثیر دما و رطوبت هوای محیط بر دمای هوای ورودی به اتاق

برای بررسی تأثیر دما و رطوبت محیط بر دمای هوای ورودی به اتاق، شرایط آب و هوایی (دما، رطوبت نسبی و شار خورشیدی در دسترس در سطح

حداکثر می‌رسد و این امر با بالا بردن ظرفیت سرمایش چیلر، دمای آب سرد تولیدی را کاهش می‌دهد. "شکل 16-الف تا ج" پروفیل دمای هوای ورودی به اتاق را نشان می‌دهد. داده‌های "شکل 16-الف تا ج" بیان می‌کند؛ دمای هوای ورود به اتاق به ازای هر سرعت باد و در طول مدت زمان عملکرد چیلر، تقریباً ثابت است و نوسان کمی دارد. در ساعات گرم روز، مطابق "شکل 15" دمای آب سرد تولیدی کمتر است و در نتیجه دمای هوای ورودی به اتاق تقریباً ثابت می‌ماند، همچنین "شکل 16" نشان می‌دهد که افزایش سرعت وزش باد، سبب افزایش دمای هوای ورود به اتاق می‌شود. زیرا با افزایش سرعت وزش باد، جریان هوا زمان کمتری برای تبادل حرارت با دیواره‌های کانال خواهد داشت. بررسی فوق در شهر یزد و در حالت سکون سرعت باد که در آن نیروی شناوری ناشی از تفاوت چگالی هوای داخل و خارج کانال سرماز، عامل جریان یافتن هوا است؛ نیز انجام شد و دمای هوای ورود به اتاق در حالتی که بار برودتی صفر است تعیین شد. نتایج این بررسی در "شکل 17" نشان داده شده است.

6-3-2- اثر بار برودتی مورد نیاز بر دمای داخل اتاق

برای برقراری آسایش حرارتی طبق استاندارد ملی 14384 دمای عملکرد هوای اتاق باید کمتر از 26 درجه سانتی‌گراد باشد. از آنجایی که از تبادل تشعشع صرف‌نظر شده است؛ دمای عملکرد همان متوسط دمای هوای اتاق فرض شده است. همچنین طبق معیار ایزو 7730 رطوبت نسبی هوا باید بین 30 تا 70 درصد باشد. پروفیل تغییرات رطوبت نسبی هوای ورود به اتاق در

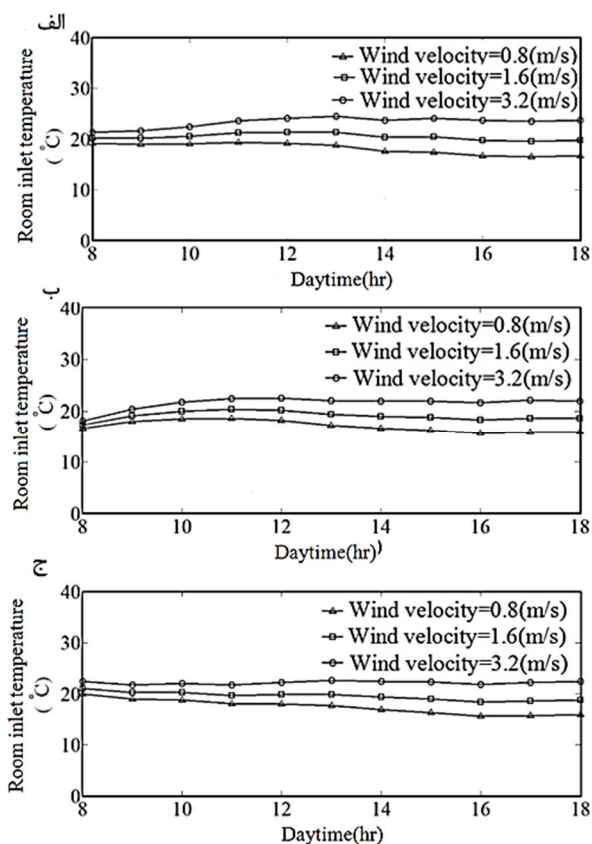


Fig. 16 Profile of room inlet temperature according to variations of wind speed on 15 July in a) Yazd b) Kerman and c) Tehran

شکل 16 پروفیل تغییرات دمای هوای ورود به اتاق در شهر(الف: یزد ب: کرمان و ج: تهران) در روز 15 جولای بر اساس تغییرات سرعت باد

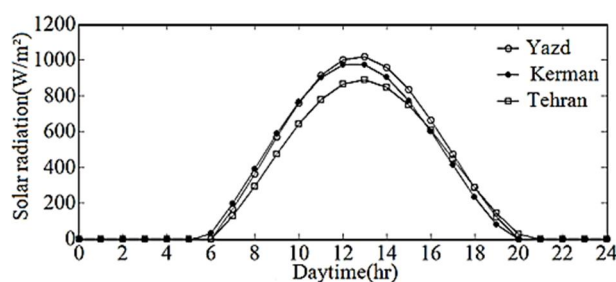


Fig. 13 Profile of solar flux variation in Yazd, Kerman and Tehran on 15 July

شکل 13 پروفیل تغییرات شار خورشیدی در دسترس در شهرهای یزد، کرمان، تهران در روز 15 جولای

دمای آب لایه بالایی تانک ذخیره آب گرم که همان آب گرم ورودی به چیلر است، را در شهر یزد نشان می‌دهد. دمای بهینه عملکرد چیلر جذب سطحی خورشیدی که با سلیکاژل به عنوان ماده جاذب کار می‌کند؛ بیش از 65 درجه سانتی‌گراد است [13]. براساس "شکل 14" بعد از ساعت 8 صبح و قبل از 19 عصر، دمای آبگرم در قسمت بالای تانک بیش از 65 درجه سانتی‌گراد است و سرمایش ساختمان با سامانه پیشنهادی در این ساعات قابل حصول است. آنچه از "شکل 14" مشخص است با آغاز کار چیلر در ساعت 8:00 دما به اندازه خیلی کمی کاهش می‌یابد؛ اما با افزایش شار خورشیدی در ساعات بعدی روز، زیاد می‌شود.

پروفیل دمای آب سرد ورودی و خروجی از چیلر در شرایط آب و هوایی شهر یزد در "شکل 15" آورده شده است. مشاهده می‌شود که دمای آب سرد خروجی از چیلر در ساعات عملکرد چیلر کاهش می‌یابد و در ساعت 17 به حداقل خود می‌رسد. زیرا دمای آبگرم ورودی به چیلر در این ساعات به

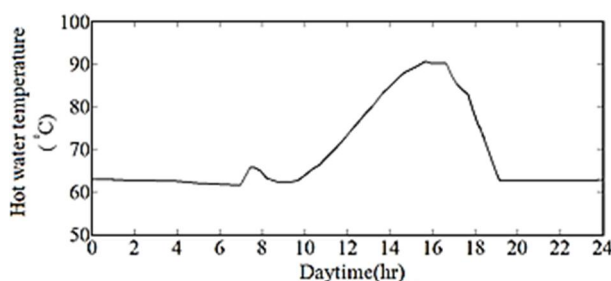


Fig. 14 Hot water temperature profile of the storage tank's top layer in Yazd climate conditions on 15 July

شکل 14 پروفیل تغییرات دمای لایه بالایی آب تانک آبگرم در شهر یزد در روز 15 جولای

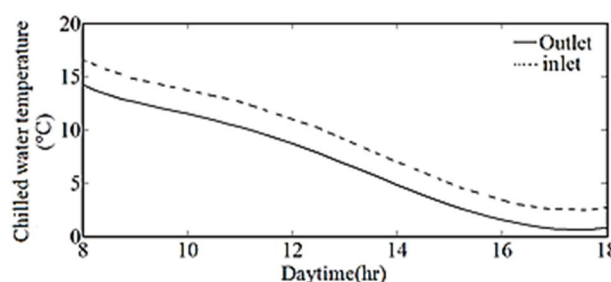


Fig. 15 Profile of inlet and outlet chilled water temperature of evaporator on 15 July in Yazd

شکل 15 پروفیل تغییرات دمای آب سرد ورودی و خروجی از اواپراتور در شهر یزد در 15 جولای

مدت زمان عملکرد سامانه، رطوبت نسبی همواره کمتر از حد مجاز است و در تهران تنها در بعضی از ساعات روز رطوبت نسبی هوای ورودی به اتاق در محدوده مجاز است، اما برای بررسی آسایش حرارتی از نظر دمایی لازم است مشخص شود سیستم پیشنهادی به ازای چه مقدار بار برودتی قادر است دمای متوسط اتاق را کمتر از 26 درجه سانتی‌گراد نگه دارد. برای بررسی این مطلب، دمای هوای متوسط اتاق در شهر یزد وقتی سرعت وزش باد در ارتفاع 10 متری از سطح زمین 0.8 متر بر ثانیه و 3.2 متر بر ثانیه است؛ به ازای اعمال بارهای برودتی مختلف از رابطه (1) محاسبه شد و در "شکل‌های 19-الف و 19-ب" نمایش داده شده است. خط ISIL دمای بیشینه مجاز در فضای داخلی در فصل تابستان را نشان می‌دهد. براساس این شکل‌ها زمانی که سرعت وزش باد در ارتفاع 10 متری از سطح زمین 0.8 متر بر ثانیه است؛ ماکزیمم بار برودتی که سامانه به ازای آن قادر به تامین آسایش حرارتی است کمتر 500 وات است. همچنین در صورتی که سرعت وزش باد در این ارتفاع 3.2 متر بر ثانیه باشد هم بار برودتی موردنیاز باید کمتر از 500 وات باشد تا شرایط آسایش حرارتی از نظر دمایی هم فراهم باشد. "شکل 16-الف" نشان می‌دهد به ازای سرعت باد 0.8 متر بر ثانیه، بیشینه دمای هوای ورودی به اتاق 19.9 درجه سانتی‌گراد و به ازای سرعت باد 3.32 متر بر ثانیه این دما 24.5 درجه سانتی‌گراد است که اختلاف آن‌ها با 26 درجه سانتی‌گراد (بیشینه دمای متوسط اتاق برای تامین آسایش حرارتی) به ترتیب 6.1 و 1.5 درجه سانتی‌گراد است. یعنی در شرایط آب و هوایی شهر یزد وقتی تعداد دفعات تعویض هوای اتاق حدوداً 4 برابر شود؛ اختلاف دمای هوای خروجی از کانال سرماساز با دمای بیشینه مجاز حدوداً یک چهارم می‌شود. براساس رابطه (1)، ماکزیمم بار برودتی که به ازای آن شرط دمایی آسایش حرارتی در شهر کرمان و به ازای سرعت‌های باد 0.8 متر بر ثانیه و 3.2 متر بر ثانیه برقرار می‌شود به ترتیب 492 و 1130 وات است. این مقادیر برای شهر تهران به ترتیب 430 و 961 وات است.

از جمله موارد دیگری که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفت؛ درصد نارضایتی حرارتی موضعی ناشی از وزش هوای سرد از قسمت زیرین اتاق

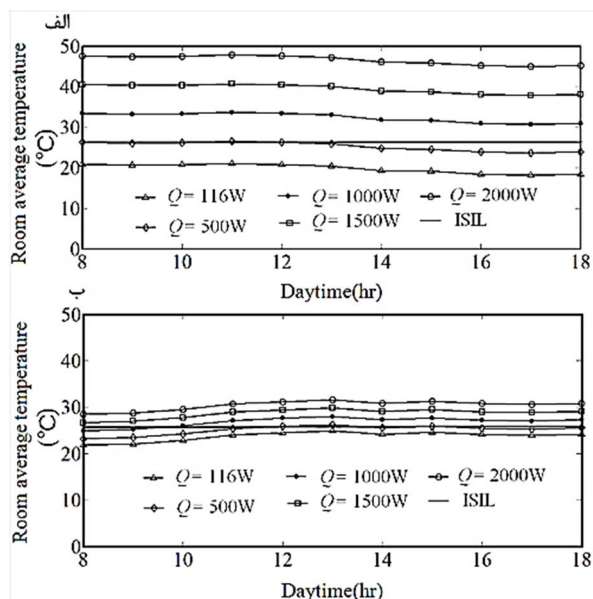


Fig. 19 Profile of room average temperature in Yazd with different cooling loads when wind velocity is a) 0.8(m/s), b) 3.2(m/s)

شکل 19 پروفیل دمای هوای متوسط اتاق در شهر یزد در ماه جولای به ازای بارهای برودتی متفاوت و برای سرعت باد الف) 0.8 و ب) 3.2 متر بر ثانیه

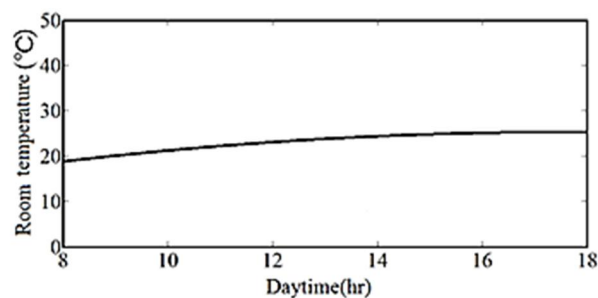


Fig. 17 Profile of room inlet temperature in Yazd when wind velocity is zero

شکل 17. پروفیل تغییرات دمای هوای ورود به اتاق در شهر یزد به ازای سرعت باد صفر

شهرهای یزد، کرمان و تهران در "شکل 18-الف تا ج" نشان داده شده است. براساس این نمودار در طول مدت عملکرد سامانه سرمایش جذبی خورشیدی و به ازای سرعت باد (در ارتفاع 10 متری از سطح زمین) 0.8 متر بر ثانیه در شهر یزد، رطوبت نسبی هوای اتاق بیش از 30 درصد و کمتر از 70 درصد است و شرایط آسایش حرارتی تابستانی از نظر رطوبتی برقرار است. حال آنکه وقتی سرعت باد 1.6 متر بر ثانیه و یا 3.2 متر بر ثانیه (در ارتفاع 10 متری از سطح زمین) است؛ در بعضی ساعات این قید برقرار نیست. این بررسی برای شهرهای کرمان و تهران هم انجام شده و نتایج نشان می‌دهد در کرمان و در

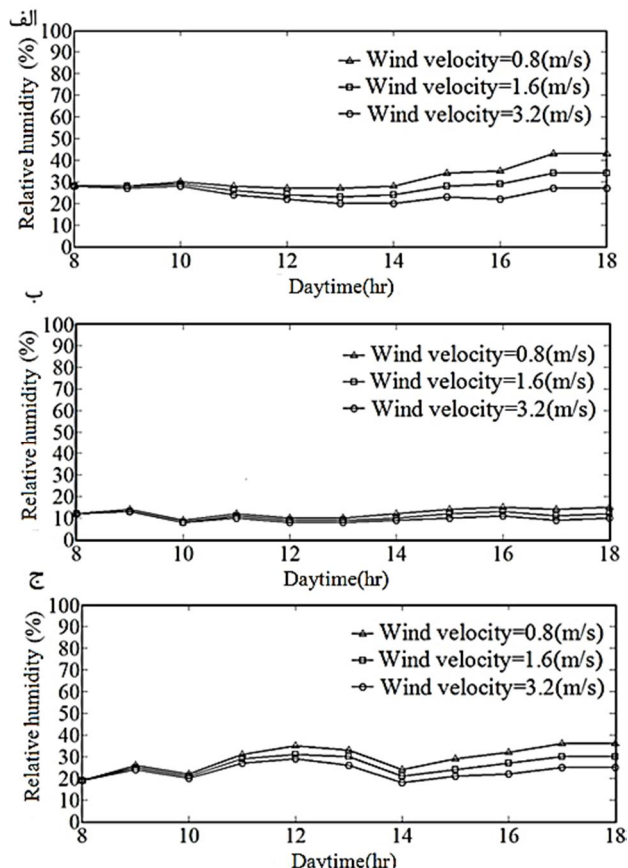


Fig. 18 Profile of room inlet relative humidity according to variations of wind velocity on 15 July in a) Yazd b) Kerman and c) Tehran

شکل 18 پروفیل تغییرات رطوبت نسبی هوای ورود به اتاق در شهر الف) یزد ب) کرمان و ج) تهران بر اساس تغییرات سرعت باد در 15 جولای

قطر روزنه سقف (m)	d
ضریب دیفیوژن ($m^2 s^{-1}$)	D_{os}
آنتالپی ($kJ kg^{-1}$)	H
تابع کنترلی	$F_i^{c,l}$
ضریب انتقال حرارت جابجایی ($W m^{-2} K^{-1}$)	h
شار خورشیدی ($W m^{-2}$)	I
ضریب انتقال حرارت هدایتی ($W m^{-2} K^{-1}$)	k
انرژی جنبشی آشفته ($m^2 s^{-2}$)	k_p
دبی جرمی ($kg s^{-1}$)	$\dot{m}$
حرارت نهان ($kJ kg^{-1}$)	L
فشار (Pa)	P
بار حرارتی یا برودتی (W)	$\dot{Q}$
ثابت جهانی گاز ($J mol^{-1} K^{-1}$)	R
شعاع متوسط ذره سلیکاژل (m)	R_p
دما (K)	T
ضریب انتقال حرارت کلی ($W m^{-2} K^{-1}$)	U
سرعت بی بعد	u^*
سرعت (ms^{-1})	u
عرض کانال سرماساز (m)	w
جزیی از مبرد که با جاذب جذب شده است ($kg kg^{-1}$)	x
میزان جاذب در جاذب	x^*
فاصله اولین نقطه محاسباتی از دیوار	y_p
مختصات بدون بعد	y^*
عرض دریچه ورود هوا به اتاق (m)	z
علائم یونانی	
ضخامت (m) یا تابع علامت	δ
نرخ اتلاف آشفته ($m^2 s^{-3}$)	ε
رطوبت	ω
بازده لحظه‌ای کلکتور	η
لزجت دینامیکی ($kg m^{-1} s^{-1}$)	μ
چگالی ($kg m^{-3}$)	ρ
تنش برشی دیوار (Pa)	τ_w
میزان جاذب انرژی خورشیدی بر واحد سطح ($J m^{-2}$)	$\alpha \tau$
تابع علامت	φ
زیر نویس ها	
هوا	A
جریان هوا	Airflow
جاذب سطحی	Ads
بستر یا متمرکز	B
کندانسور	C
آب سرد	Chw
دیفیوز	D
دفع سطحی	Des
اواپراتور	Eva
افقی	H
مبادل حرارتی	Hex

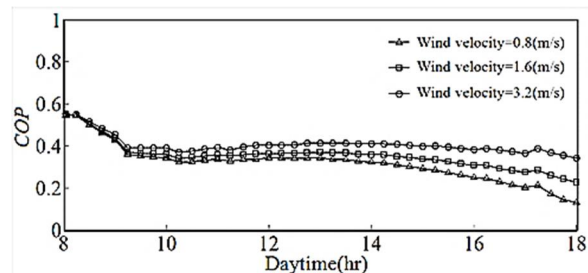


Fig. 20 The variation of chiller's COP for different wind velocity values in Yazd

شکل 20 تغییرات ضریب عملکرد به ازای سرعت بادهای متفاوت در شهر یزد

است. از آنجا که سرعت هوا در ورود به اتاق کم است اثر توربولانسی خیلی کم است و درفتریت کمتر از 20 درصد است. توربولانس اینتنسیتی در شبیه‌سازی مسئله حاضر مقداری بین 0.1 تا 0.2 است و با توجه به سرعت‌های پایین وزش هوا در فضای نمونه، درفتریت بین 12 تا 12.5 درصد و کمتر از مقدار مجاز (20 درصد) محاسبه شده است.

7- ضریب عملکرد

ضریب عملکرد سیستم که نشان‌دهنده نسبت کاهش دمای آب خنک تولید شده در چیلر به آبگرم ورودی به آن است؛ از رابطه (37) محاسبه می‌شود [24]:

$$COP = \frac{\int_0^{t_{\text{cycle}}} \dot{m}_{\text{chw}} C_{p,w} (T_{\text{chw,in}} - T_{\text{chw,o}}) dt}{\int_0^{t_{\text{cycle}}} \dot{m}_{\text{hw}} C_{p,w} (T_{\text{hw,in}} - T_{\text{hw,o}}) dt} \quad (37)$$

"شکل 20" تغییرات ضریب عملکرد سامانه پیشنهادی در شهر یزد را نشان می‌دهد. این ضریب بین 0.15 و 0.55 تغییر می‌کند. به علت تغییرات دمای آبگرم ورودی به چیلر و آب خنک خروجی از آن براساس "شکل‌های 14 و 15"، ضریب عملکرد در بازه کارکرد چیلر کاهش می‌یابد.

8- جمع‌بندی

در این پژوهش سامانه سقف گنبدی مجهز به چیلر جاذب سطحی خورشیدی و کانال سرماساز به صورت عددی شبیه‌سازی شد. نتایج نشان داد که متغیرهای هندسی مانند قطر روزنه سقف، عرض کانال سرماساز و عرض دریچه ورود هوا به اتاق بر دفعات تعویض هوا تأثیرگذار است به نحوی که اگر قطر روزنه سقف گنبدی، عرض کانال سرماساز و عرض دریچه ورود هوا به اتاق به ترتیب 0.8، 0.2 و 0.2 متر باشد؛ حتی وقتی سرعت وزش باد کم است (در حدود 0.8 متر)؛ می‌توان حداقل تعداد دفعات تعویض هوای مجاز اتاق را فراهم کرد. همچنین این بررسی نشان داد؛ در صورتی که بیشینه بار برودتی مورد نیاز یک اتاق منفرد، 1130.500 و 961 وات به ترتیب در شهرهای یزد، کرمان و تهران باشد؛ شرایط دمای مجاز فضای داخل از نظر استاندارد ملی 14384 برای برقراری آسایش حرارتی به وسیله سامانه پیشنهادی برقرار است. با این وجود در صورت استفاده از سامانه پیشنهادی، در شهر یزد و در برخی ساعات روز در شهر تهران رطوبت نسبی مجاز قابل حصول است.

9- فهرست علائم

ACH	دفعات تعویض هوا (1/hr)
b	طول کانال سرماساز (m)
C_p	گرمای ویژه در فشار ثابت ($J kg^{-1} K^{-1}$)
C_{μ}	ثابت تجربی در مدل کی اپسلون

آب گرم	Hw
ورودی/خروجی	in/out
اشباع	S
کلکتور خورشیدی	Sc
سلیکاژل	Sg
اتاق	R
کامل یا تانک	T
آب	W

10- مراجع

- [1] M. N. Bahadori, F. Haghighat, Passive Cooling in Hot, Arid Region in Developing Countries by Employing Domed Roofs and Reducing the Temperature of Internal Surfaces, *Building and Environment*, Vol. 20, No. 2, pp. 103-113, 1985.
- [2] T. Tamura, K. Kuwahara, M. Suzuki, Numerical Study of Wind Pressure on Domed Roof and Near Wake Flows, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 36, No. 2, pp. 1001-1010, 1990.
- [3] M. A. Yaghoubi, Air Flow Patterns Around Domed Roof Buildings, *Renewable Energy*, Vol. 1, No. 3/4, pp. 345-350, 1991.
- [4] T. Runsheng, I. Meir, Y. Etzion, An Analysis of Absorbed Radiation by Domed and Vaulted Roofs as Compared with Flat Roof, *Energy and Building*, Vol. 35, No. 6, pp. 539-548, 2003.
- [5] A. K. Faghih, M. N. Bahadori, Solar Radiation on Domed Roofs, *Energy and Building*, Vol. 41, No. 11, pp. 1238-1245, 2009.
- [6] A. K. Faghih, M. N. Bahadori, Three Dimensional Numerical Investigation of Air Flow Over Domed Roofs, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Vol. 98, No. 3, pp. 161-168, 2010.
- [7] A. K. Faghih, M. N. Bahadori, Thermal Performance Evaluation of Domed Roofs, *Energy and Building*, Vol. 43, No. 6, pp. 1254-1263, 2011.
- [8] B. B. Saha, E. C. Boelman, T. Kashiwagi, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle – the influence of operating conditions on cooling output and COP, *ASHRAE Trans Res*, Vol. 101, No. 1, pp. 348-357, 1995.
- [9] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, B. B. Saha, Modeling the Performance of Two-Bed, Silica Gel-Water Adsorption Chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 22, No. 3, pp. 194-204, 1999.
- [10] M. Clausse, K. C. A. Alam, F. Meunier, Residential Air Conditioning and Heating by Means of Enhanced Solar Collectors Coupled to an Adsorption System, *Solar Energy*, Vol. 82, No. 10, pp. 885-892, 2008.
- [11] X. Q. Zhai, R. Z. Wang, Experimental Investigation and Theoretical Analysis of the Solar Adsorption Cooling System in a Green Building, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 17-27, 2009.
- [12] X. Q. Zhai, R. Z. Wang, Experimental Investigation and Performance Analysis on a Solar Adsorption Cooling System with/without Heat Storage, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 3, pp. 824-835, 2010.
- [13] H. Luo, R. Wang, Y. Dai, The Effect of Operation Parameter on the Performance of a Solar –Powered Adsorption Chiller, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 10, pp. 3018-3022, 2010.
- [14] K. C. A. Alam, B. B. Saha, A. Akisawa, Adsorption Cooling Driven by Solar Collector: A Case Study for Tokyo Solar Data, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 2, pp. 1603-1609, 2013.
- [15] I. I. El-Sharkawy, H. AbdelMeguid, B. B. Saha, Potential application of solar powered adsorption cooling systems in the Middle East, *Applied Energy*, Vol. 126, pp. 235-245, 2014.
- [16] M. Maerefat, A. P. Haghighi, Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney, *Renewable Energy*, Vol. 35, No. 10, pp. 2316-2324, 2010.
- [17] A. P. Haghighi, S. S. Golshaahi, M. Abedinejad, A study of vaulted roof assisted evaporative cooling channel for natural cooling of 1-floor building, *Sustainable Cities and Society*, Vol. 14, pp. 89-98, 2015.
- [18] Determination of thermal comfort PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, ISIRI-14384, Institute of Standards Industrial Research of Iran, pp. 22, 2012. (in Persian فارسی)
- [19] International Standardization Organization, ISO 7730, Moderate Thermal Environments Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort, ISO, Geneva, Switzerland, pp. 22, 1993.
- [20] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2nd Edition, pp. 20.6, McGraw- Hill, 2001.
- [21] User's Guide, FLUENT 6.3.2006; Accessed on December 2014 <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node1513.htm>.
- [22] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, Fourth Edition, Wiley, 2013.
- [23] M. N. Bahadori, S. A. Mirhosseini, Sky Cleanness Index for Iranian Cities, *Solar World Congress*, Orlando, Florida, USA, 2005.
- [24] D. C. Wang, Z. X. Xia, J. Y. Wu, R. Z. Wang, H. Zhai, W. D. Dou, Study of a Novel Silica Gel-Water Adsorption Chiller. Part I. Design and Performance Prediction, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 7, pp. 1073-1083, 2005.
- [25] H. Moghadam, F. Farshchi Tabrizi, A. Zolfaghari Sharak, Optimization of Solar Flat Collector Inclination, *Desalination*, Vol. 265, No. 1-3, pp. 107-111, 2011.
- [26] N. Nije Gorodov, K. R. S. Devan, S. Carlsson, Atmospheric Transmittance Models and an Analytical Method to Predict the Optimum Slope of an Absorber Plate, Variously Oriented at any Latitude, *Renewable Energy*, Vol. 4, No. 5, pp. 529-543, 1994.
- [27] Weather-Underground. *Weather History & Data Archive*, Accessed on December 2015; <http://www.wunderground.com>.