



شبیه‌سازی پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با استفاده هم‌زمان از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی و زمینی در آب و هوای گرم و مرطوب

سعید رایگان، قاسم حیدری نژاد*، هادی پاسدار شهری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت مدرس، تهران، ایران.

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۲۸
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۷/۰۳
پذیرش: ۱۳۹۸/۰۹/۱۸
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۰/۰۵

کلمات کلیدی:

خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت
انرژی خورشیدی
مبدل منبع زمینی
عملکرد پویا

خلاصه: در این مقاله، عملکرد پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت و ترکیب شده با انرژی‌های خورشیدی و منبع زمینی ارائه می‌شود. از انرژی خورشیدی به منظور فراهم آوردن حرارت مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت و از مبدل منبع زمینی به عنوان پیش‌خنک‌کن هوا استفاده شده است. پتانسیل خنک‌کننده در برقراری آسایش حرارتی در آب و هوای گرم و مرطوب ارزیابی شده است. نتایج نشان می‌دهند که این خنک‌کننده می‌تواند با دماهای احیاء پایین (پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس) آسایش حرارتی را در این مناطق برقرار کند. به عنوان رویکردی جدید، بیشینه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت کنترل شده است. تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت و بیشینه دمای احیاء آن بر رفتار خنک‌کننده بررسی شده است. بر اساس نتایج، عملکرد قوی چرخ دسیکنت آسایش حرارتی را تا ۴۰ درصد و سهم انرژی خورشیدی را تا ۱۴ درصد نسبت به عملکرد ضعیف آن افزایش می‌دهد. با کاهش بیشینه دمای احیاء تا ۵۰ درجه سلسیوس، آسایش حرارتی برقرار شده به کمتر از ۳۰ درصد کاهش می‌یابد. استفاده از مبدل منبع زمینی آسایش حرارتی را بهبود می‌بخشد و درصد مشخصی از آسایش حرارتی با دماهای احیاء پایین‌تری برقرار می‌شود. تحلیل اقتصادی نشان می‌دهد که در شرایط برقراری کامل آسایش حرارتی توسط خنک‌کننده، زمان بازپرداخت برابر با ۸/۲ سال می‌باشد.

۱- مقدمه

مورد توجه پژوهشگران متعددی قرار گرفته است. خنک‌کننده تبخیری مستقیم^۱، تجهیزاتی با مصرف انرژی پایین هستند. معایب این نوع خنک‌کننده‌ها می‌تواند عدم کارایی‌شان در مناطق مرطوب باشد. با کاهش دادن رطوبت هوای بیرون، پتانسیل این خنک‌کننده‌ها نیز بالا می‌رود. از این رو ایده خنک‌کننده‌های ترکیبی^۲ مطرح است که در آن تجهیزهای مختلفی به کار گرفته می‌شوند تا ضمن کاهش رطوبت هوای فرآیند^۳، دمای آن را نیز برای برقراری آسایش حرارتی مهیا کند. چرخ دسیکنت جام^۴ سیستمی است که رطوبت هوا را کاهش می‌دهد و به عبارتی پتانسیل استفاده از خنک‌کننده تبخیری را افزایش می‌دهد. چرخ دسیکنت توأم با کاهش رطوبت هوا، دمای آن را افزایش می‌دهد. بنابراین به منظور جبران دمای افزایش یافته به تجهیزاتی مانند خنک‌کننده تبخیری مستقیم

بررسی‌ها نشان می‌دهند که حدود ۴۰ درصد از انرژی مصرفی در کل جهان در ساختمان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد [۱] و همچنین حدود ۵۰ تا ۶۰ درصد مصرف انرژی در ساختمان‌ها به سیستم‌های تهویه اختصاص داده شده است [۲]. در مناطق گرم و مرطوب، معمولاً از سیستم‌های خنک‌کننده متداول دارای کمپرسور به منظور برقراری آسایش حرارتی استفاده می‌شود [۳]. سیستم‌های خنک‌کننده دارای کمپرسور دارای مصرف برق بالا می‌باشند و در سال‌های اخیر در انتشار گازهای کلروفلوروکربن^۱ نقش عمده‌ای داشته‌اند. بر همین اساس، جایگزین کردن سیستم‌های خنک‌کننده متداول با سیستم‌هایی که دارای مصرف انرژی پایین‌تری می‌باشند بسیار با اهمیت است. همچنین بهره‌گیری از انرژی‌های تجدیدپذیر در سیستم‌های تهویه مطبوع، ایده‌ای جالب است که علاوه بر کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی، دارای فواید متعددی از جمله حفظ محیط زیست نیز می‌باشد که

- 2 Direct Evaporative Coolers (DECs)
- 3 Combined cooling systems
- 4 Solar Fraction (SF)
- 5- Solid Desiccant Wheel (solid DW)t

1 ChloroFluoroCarbons (CFC)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: gheidari@modares.ac.ir



پرداختند. در این سیستم، ابتدا دمای هوا پس از عبور از کویل سرمایشی^۶ مبدل منبع زمینی کاهش یافته و سپس وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم می‌شود. آن‌ها از مبدل منبع زمینی به عنوان پیش خنک‌کن هوا استفاده کرده و نشان دادند که دمای هوای فرآیند در کویل سرمایشی حدوداً ۷-۸ درجه سلسیوس کاهش می‌یابد. آن‌ها نتیجه‌گیری کردند که اعمال این فرآیند پیش خنک‌کن، پتانسیل سیستم خنک‌کننده تبخیری مستقیم را بهبود می‌بخشد. افزایش پتانسیل آن به این دلیل بود که دمای تر هوای فرآیند قبل از ورود به خنک‌کننده تبخیری کاهش یافته است. ال آگز و کابیل [۱۰] به شبیه‌سازی سیستم سرمایشی متشکل از مبدل منبع زمینی و چرخ دسیکنت در شرایط پایا پرداختند. آن‌ها با آنالیز حساسیت، تغییرات ضریب عملکرد سیستم نسبت به دما و رطوبت هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که این سیستم می‌تواند دمای هوا محیط را تقریباً ۱۳-۲۱ درجه سلسیوس قبل از ورود به محیط تحت تهویه کاهش دهد.

عباسی و همکاران [۱۱] به مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی چند پیکربندی^۷ مختلف از خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با احیاء کننده خورشیدی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که تغییرات دما و رطوبت هوای محیط بسیار بر عملکرد سیستم تأثیرگذار است. همچنین نشان دادند که بیشترین مقدار ضریب عملکرد سیستم و بازده اگزرژی برای پیکربندی دانکل^۸ به دست می‌آید که به ترتیب ۰/۶ و ۳۵ درصد می‌باشد. پاندلیدیس و همکاران [۱۲] به بررسی سیستم ترکیبی متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم مایسوتنسکو^۹ پرداختند. آن‌ها از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم با دو هدف آماده سازی هوای فرآیند قبل از ورود به محیط تهویه شده و همچنین پیش خنک‌کن هوای فرآیند قبل از ورود به چرخ دسیکنت مورد استفاده قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم به عنوان پیش خنک‌کن هوا، دمای احیاء لازم چرخ را می‌تواند تا ۴۰ درجه سلسیوس نسبت به حالتی که پیش خنک‌کن ندارد کاهش دهد. اسدی و روشن زاده [۱۳] به شبیه‌سازی عددی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت دو

یا سایر خنک‌کننده‌ها نیاز است. از طرفی چرخ دسیکنت نیاز به منبع گرما برای احیاء^۱ مواد جاذب خود دارد. این گرما می‌تواند از تجهیزات متفاوتی از جمله انرژی خورشید تأمین شود [۴].

اوکان و همکاران [۵] پیکربندی^۲ جدیدی از سیستم خنک‌کننده متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری مستقیم را طراحی کردند. آن‌ها نشان دادند که این پیکربندی جدید دارای پتانسیل برقراری آسایش حرارتی در آب و هوای گرم و مرطوب می‌باشد. آن‌ها با اضافه کردن چرخ بازیافت حرارت، عملکرد سیستم را نسبت به سیستم‌های پیشین بهبود بخشیدند. بدین صورت که آن‌ها به جای رها کردن هوای احیاء خروجی از چرخ دسیکنت به محیط بیرون، با افزودن چرخ بازیافت حرارت^۳ از گرمای آن استفاده کرده تا انرژی مورد نیاز به منظور احیاء چرخ دسیکنت کاهش یابد. شهزاد و همکاران [۶] سیستم سرمایشی متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم را مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که استفاده از این ترکیب ضریب عملکرد سیستم را حدود ۶۰ درصد نسبت به حالت اولیه بررسی شده توسط آن‌ها افزایش می‌دهد. چودهاری و همکاران [۷] سیستم سرمایشی ترکیبی چرخ دسیکنت با احیاء کننده خورشیدی و با بهره‌وری از خنک‌کننده تبخیری غیر مستقیم را آزمایش کردند. آن‌ها نشان دادند که سیستم بررسی شده دارای ضریب عملکرد متوسط ۰/۹۱ و میانگین سهم انرژی خورشیدی^۴ (سهم انرژی خورشیدی به منظور احیاء چرخ دسیکنت) ۷۰ درصد می‌باشد. همچنین نشان دادند که این سیستم توانایی برقراری آسایش حرارتی در مناطق نیمه گرمسیری را دارا می‌باشد. چن و همکاران [۸] تأثیر پیش خنک کردن هوای فرآیند را قبل از ورود به چرخ دسیکنت مورد آزمایش قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که پیش خنک کردن هوا قبل از ورود به چرخ دسیکنت منجر به افزایش ظرفیت چرخ دسیکنت در جذب رطوبت می‌شود.

برخی از پژوهشگران به استفاده از مبدل منبع زمینی^۵ به عنوان پیش خنک‌کن هوای فرآیند در سیستم‌های خنک‌کننده ترکیبی پرداختند. حیدری نژاد و همکاران [۹] به شبیه‌سازی عددی سیستم متشکل از مبدل منبع زمینی و خنک‌کننده تبخیری مستقیم

- 1 Regeneration
- 2 Configuration
- 3 Heat Recovery Wheel (HRW)
- 4 Solar Fraction (SF)
- 5 Ground Source Heat Exchanger (GSHE)

- 6 Cooling coil
- 7 Configuration
- 8 Dunckle configuration
- 9 Maisotsenko

مرحله‌ای (متشکل از دو چرخ دسیکنت) پرداختند. آن‌ها نشان دادند که سیستم‌های دو مرحله‌ای دارای قابلیت بالاتری در جذب رطوبت هوا نسبت به سیستم‌های تک مرحله‌ای هستند. آن‌ها به جای در نظر گرفتن دماهای احیاء یکسان برای دو چرخ دسیکنت، مجموعه‌ای از دماهای احیاء مختلف برای آن دو در نظر گرفتند. در نهایت نشان دادند که با این روش، ضریب عملکرد سیستم می‌تواند تا ۱۵ درصد افزایش یابد. حیدری و همکاران [۱۴] به بررسی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت ترکیب شده با پمپ حرارتی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که رطوبت موجود در هوای احیاء خروجی از چرخ دسیکنت می‌تواند مجدداً مورد بهره‌وری قرار گیرد. به طوری که بتوان از آن آب مورد نیاز را برای خنک‌کننده تبخیری مستقیم تأمین کرد. آن‌ها نشان دادند که با استفاده از این ترکیب می‌توان میزان انتشار گاز کربن دی‌اکسید^۱ را در مقایسه با خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت متداول تا حدود ۴۲ درصد کاهش داد.

بارسچینو و همکاران [۱۵] با استفاده از نرم افزار ترنسیس به شبیه‌سازی پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت ترکیب شده با چیلر پرداختند. از جمله نکات مهم پژوهش آن‌ها در نظر گرفتن ماده رطوبت جدید در چرخ دسیکنت بود و نشان دادند که این ماده جدید ظرفیت جذب رطوبت را حدود ۶ برابر نسبت به مواد جاذب رطوبت متداول افزایش می‌دهد. تو و ونگ [۱۶] در شرایط پایا به بررسی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت چند مرحله‌ای پرداختند. به عبارتی آن‌ها از چندین چرخ دسیکنت استفاده کردند. از جمله نکات برجسته پژوهش آن‌ها در نظر گرفتن چندین منبع حرارتی مختلف به منظور احیاء چرخ‌های دسیکنت بود. در نهایت آن‌ها برای هر کدام از منابع حرارتی بررسی شده، پیکربندی بهینه را پیشنهاد دادند. حیدری و همکاران [۱۷] به شبیه‌سازی گذاری خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت و ترکیب شده با سیستم اژکتور پرداختند. آن‌ها در نتایج خود نشان دادند که این ترکیب در مقایسه با سیستم‌های سرمایه‌ی متداول دارای حدود ۸۴ درصد کاهش مصرف انرژی می‌باشد. کالیسکان و همکاران [۱۸] به آنالیز انرژی و انرژی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت پرداختند. آن‌ها نشان دادند که از میان تمامی اجزاء قرار گرفته در این سیستم ترکیبی، چرخ دسیکنت دارای بیشترین برگشت ناپذیری می‌باشد و به منظور افزایش عملکرد

و بازده سیستم، باید عملکرد چرخ دسیکنت بهبود یابد. با توجه به مطالعات پیشین، عملکرد پویای^۲ خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توأم با استفاده هم‌زمان از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی و منبع زمینی توسط پژوهشگران بسیار محدودی مطالعه شده است. همچنین مطالعات دربرگیرنده سیستم‌های ترکیبی متشکل از چرخ دسیکنت و مبدل منبع زمینی بسیار محدود است. قابل ذکر است که دما و رطوبت هوای بیرون، تشعشع خورشید و رفتار مبدل منبع زمینی با زمان متغیر است که هر کدام می‌توانند به میزان قابل توجهی بر رفتار سیستم سرمایه‌ی تأثیر گذار باشند. بنابراین، بررسی عملکرد پویای سیستم سرمایه‌ی نتایجی دقیق و واقعی را حاصل می‌کند. به منظور تکمیل مطالعات پیشین، در پژوهش حاضر پیکربندی مشخصی از خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت متشکل از چرخ دسیکنت و خنک‌کننده تبخیری مستقیم به پیکربندی جدیدی توسعه داده شده است که در آن به طور هم‌زمان از چرخه خورشیدی و از مبدل منبع زمینی استفاده شده است. از انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع کمکی برای فراهم آوردن انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت و از انرژی منبع زمینی به عنوان یک منبع پیش خنک‌کن هوا با هدف کمک به خنک‌کننده تبخیری مستقیم استفاده شده است. قابل ذکر است که به منظور نشان دادن پتانسیل بالای سیستم توسعه داده شده، عملکرد سیستم در آب و هواهای گرم و مرطوب مورد ارزیابی قرار گرفته است. در نهایت تحلیل اقتصادی خنک‌کننده پیشنهادی صورت گرفته است تا نشان دهنده توجیه‌پذیری اقتصادی آن باشد.

پژوهشگران بسیار محدودی به بررسی تأثیر استفاده از انرژی منبع زمینی بر میزان آسایش حرارتی برقرار شده در محیط تحت تهویه پرداخته‌اند. بنابراین به منظور تکمیل مطالعات پیشین، در این پژوهش به بررسی تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر آسایش حرارتی برقرار شده پرداخته شده است و با حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی مقایسه شده است.

از نرم‌افزار ترنسیس برای شبیه‌سازی گذرای خنک‌کننده توسعه داده شده استفاده شده است زیرا این نرم‌افزار دارای قابلیت بالایی در شبیه‌سازی پویای سیستم‌های پیچیده می‌باشد و توسط پژوهشگران متعددی در این زمینه مورد استفاده قرار گرفته است.

۲. چرخ دسیکنت می‌تواند دارای عملکرد قوی، متوسط و ضعیف باشد [۱۷]. پژوهشگران بسیار محدودی به بررسی عملکرد چرخ دسیکنت بر رفتار سیستم سرمایشی پرداخته‌اند. بنابراین به منظور تکمیل مطالعات صورت گرفته، به بررسی تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی مصرف شده در احیاء، ضریب عملکرد خنک‌کننده توسعه داده شده و آب مصرف شده توسط خنک‌کننده پرداخته شده است.

۲- شرح خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده

از جمله مهم‌ترین اجزای خنک‌کننده سرمایشی توسعه داده شده در این پژوهش می‌توان به چرخ دسیکنت جامد، چرخ بازیافت حرارت، خنک‌کننده تبخیری مستقیم، مبدل منبع زمینی، کلکتور خورشیدی و تانک ذخیره^۲ اشاره کرد. قابل ذکر است که پیکربندی پایه مورد استفاده در این پژوهش توسط اوکان و همکاران [۵] مطرح گردیده است. در شکل ۱، خنک‌کننده توسعه داده شده در این پژوهش و

سایر اهداف و نوآوری‌های این پژوهش به شرح زیر است:

۱. در این پژوهش نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت^۱ به عنوان پارامتر ورودی و ثابت در نظر گرفته شده است که در نهایت میزان دمای احیاء لازم برای برقراری آن به دست خواهد آمد. از این روش به منظور شبیه‌سازی رفتار چرخ دسیکنت در خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسط پژوهشگران متعددی استفاده شده است [۱۱ و ۱۴ و ۱۶]. در پژوهش حاضر، دیدگاهی جدید به منظور کنترل دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت در نظر گرفته شده است. در این دیدگاه، بیشینه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت مقدار مشخصی در نظر گرفته شده است. بدین معنا که در تمامی بازه زمانی شبیه‌سازی گذرای سیستم، دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت از حد مشخصی تجاوز نمی‌کند. به منظور نشان دادن تأثیر قابل توجه بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت بر عملکرد سیستم، به بررسی تأثیر آن بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی مصرف شده در احیاء، ضریب عملکرد خنک‌کننده توسعه داده شده و آب مصرف شده توسط خنک‌کننده پرداخته شده است.

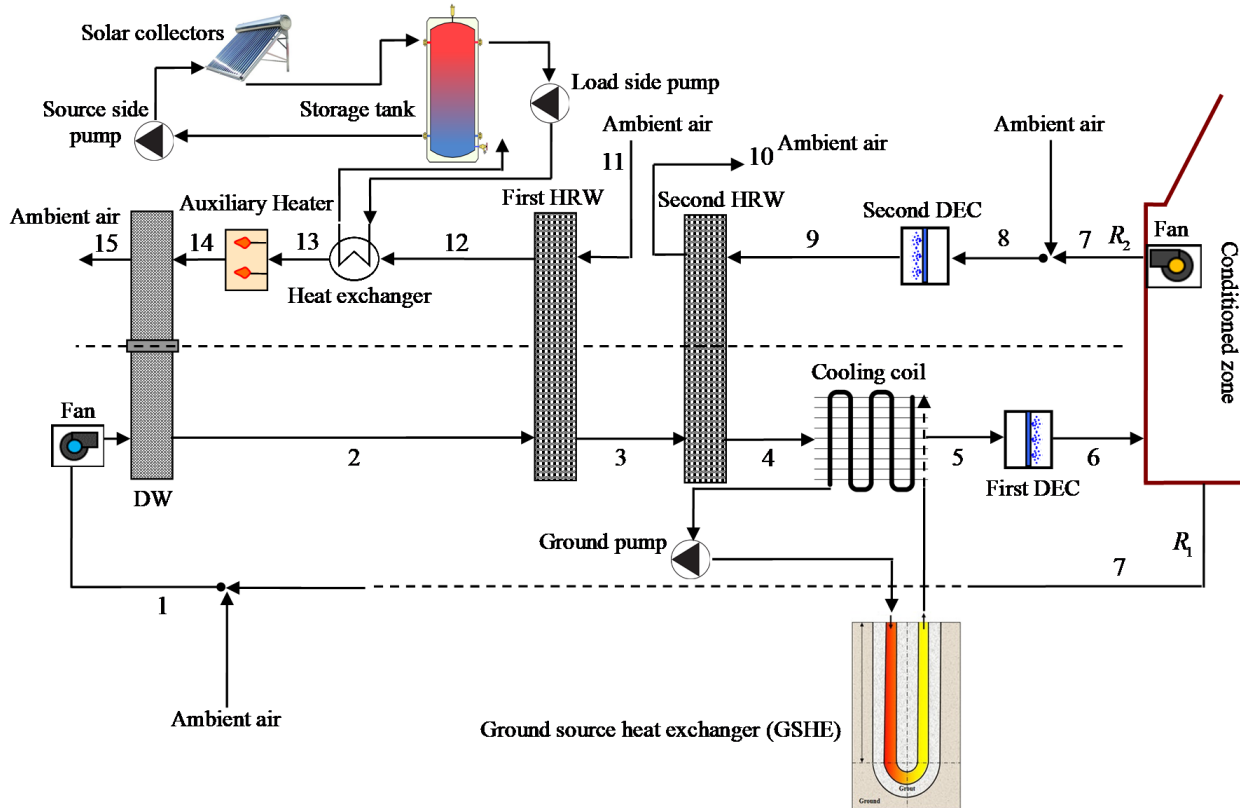


Fig. 1. The extended desiccant cooling system in the current research with simultaneous present of ground source energy and solar loop

شکل ۱: خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده در این پژوهش با حضور هم‌زمان مبدل منبع زمینی و چرخه خورشیدی

2 Storage tank

1 Process air humidity ratio at the DW's outlet

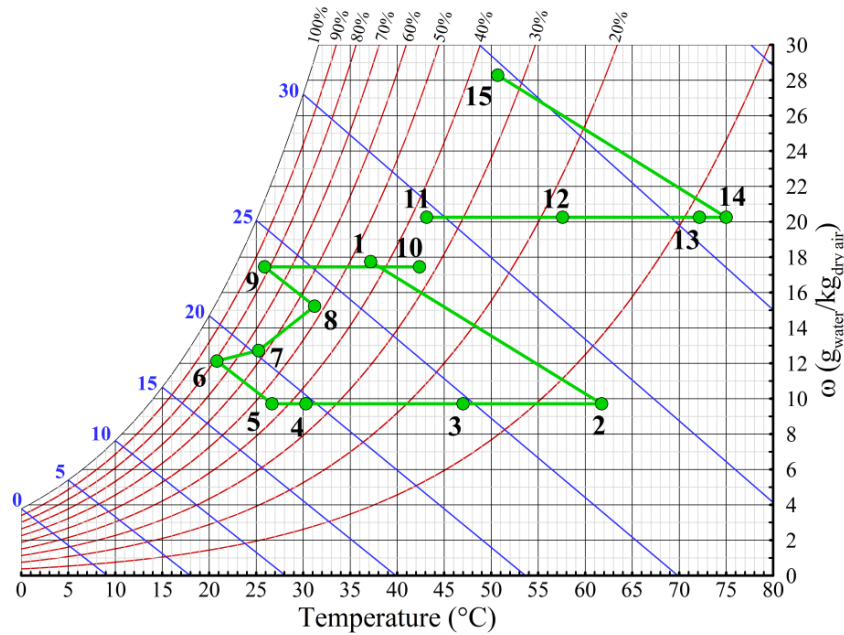


Fig. 2. The extended cooling system state points on a psychrometric chart

شکل ۲: نقاط فرآیند خنک‌کننده توسعه داده شده در نمودار سایکرومتریک

این پژوهش، نسبت $0/33$ به عنوان نسبت هوای برگشتی از محیط تهویه شده استفاده شده است [۱۸]. قابل ذکر است که دبی یکسانی برای هوای فرآیند و احیاء در نظر گرفته شده است. در ادامه با توجه به شکل‌های ۱ و ۲، عملکرد خنک‌کننده معرفی شده به طور دقیق مورد بررسی قرار می‌گیرد.

در بخش فرآیند، هوای مخلوط شده از محیط بیرون و هوای برگشتی از ساختمان (جریان هوا در نقطه ۱) وارد چرخ دسیکنت شده و نسبت رطوبت آن کاهش می‌یابد و از طرفی دمای آن افزایش می‌یابد. حال هوای فرآیند با نسبت رطوبت پایین که دارای دمای بالایی نیز است، (جریان هوا در نقطه ۲)، وارد چرخ بازیافت حرارت اول شده و دمای آن کاهش می‌یابد. لازم به ذکر است که در این چرخ تنها انتقال حرارت محسوس در نظر گرفته شده است و بنابراین نسبت رطوبت هوا در چرخ بازیافت تغییر نمی‌کند. در ادامه جریان هوای فرآیند (جریان هوا در نقطه ۳) وارد چرخ بازیافت حرارت دوم شده و مشابه فرآیند قبلی، دمای آن طی فرآیندی با نسبت رطوبت ثابت کاهش می‌یابد. سپس، هوای فرآیند (جریان هوا در نقطه ۴)، وارد کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی شده و دمای آن با توجه به دمای آب خروجی از مبدل عمودی منبع زمینی^۳ که وارد کویل می‌شود کاهش می‌یابد. قابل ذکر است که هدف استفاده از مبدل منبع زمینی،

همچنین در شکل ۲، نقاط فرآیند مشخص شده خنک‌کننده در نمودار سایکرومتریک نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱، خنک‌کننده جاذب رطوبت به دو قسمت کلی فرآیند و احیاء قابل تقسیم است. در بخش فرآیند، رطوبت هوا ابتدا در چرخ دسیکنت کاهش خواهد یافت و سپس وارد تجهیزات خنک‌کننده می‌شود. تجهیزات خنک‌کننده شامل کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی و خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. در نهایت هوای فرآیند با دما و رطوبت مناسب آماده ورود به محیط تهویه^۱ خواهد شد. از طرفی در بخش احیاء، به هوا گرما داده می‌شود تا دمای آن به میزان دمای لازم برای احیاء چرخ دسیکنت برسد. از چرخه خورشیدی و گرم‌کن کمکی^۲ به منظور فراهم آوری انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت استفاده شده است. همچنین از آب به عنوان یک سیال در دسترس به منظور گردش در چرخه خورشیدی و چرخه مبدل منبع زمینی استفاده شده است. با توجه به این شکل، R_1 و R_2 کسر دبی هوای بازگشتی از محیط تهویه شده است که با هوای محیط بیرون ترکیب شده و به ترتیب وارد بخش فرآیند و بخش احیاء خنک‌کننده می‌شوند. نسبت R_1/R_2 (نسبت هوای برگشتی) در سیستم‌های تهویه مطبوع می‌تواند مقادیر مختلفی داشته باشد. در

- 1 Conditioned zone
- 2 Auxiliary heater

3 Vertical Ground Source Heat Exchanger (vertical GSHE)

۲-۱- کنترل کننده‌های استفاده شده

از دو کنترل کننده اصلی به منظور عملکرد صحیح سیستم استفاده شده است. از کنترل کننده دیفرانسیلی^۲ در چرخه خورشیدی استفاده شده است تا تضمین کننده آن باشد که پمپ بخش منبع^۳ (شکل ۱ مشاهده شود) زمانی که میزان کافی از تابش خورشیدی در دسترس است روشن خواهد شد. در غیر این صورت، پمپ گردش آب در کلکتورها روشن نخواهد شد. این کنترلر اختلاف دمای آب را در خروجی از آخرین کلکتور و خروجی از تانک ذخیره که به سمت کلکتورها جریان دارد را کنترل کرده و اگر این اختلاف دما بیشتر از مقدار مشخصی باشد، سیگنال روشن شدن پمپ صادر خواهد شد. از این منطق در پژوهش‌های مختلفی استفاده شده است [۱۹].

همچنین از کنترل کننده دیفرانسیلی در چرخه زمینی^۴ استفاده شده است که دما هوای فرآیند را در خروجی از چرخه بازیافت حرارت دوم (جریان هوا در نقطه ۴ در شکل ۱) و دمای آب خروجی از مبدل منبع زمینی که وارد به کوئل سرمایشی می‌شود را کنترل کند. از این کنترلر بدین منظور استفاده شده است که این اطمینان حاصل شود که آب ورودی به کوئل سرمایشی قادر به کاهش دمای هوای فرآیند است و از افزایش دمای آن به جای کاهش آن جلوگیری کند.

۲-۲- طرح‌های شبیه‌سازی^۵

در این بخش به طرح‌های شبیه‌سازی و اهداف مهمی که در نتایج دنبال می‌شوند اشاره خواهد شد. همان طور که بیان شد در شبیه‌سازی‌های صورت گرفته، نسبت رطوبت هوای مصرفی خروجی از چرخ دسیکنت (نسبت رطوبت هوا در نقطه ۲ در شکل ۱) به عنوان یک پارامتر مشخص در نظر گرفته شده و در هر گام زمانی شبیه‌سازی، مقدار دمای احیاء لازم برای رسیدن به آن و همچنین دما و رطوبت سایر نقاط به دست خواهد آمد. در پژوهش‌های متفاوتی از این روش و منطق برای حل خنک‌کننده شامل چرخ دسیکنت استفاده شده است، به عنوان مثال در مراجع [۱۴ و ۱۶]. به عنوان رویکردی جدید در این پژوهش، در صورت تجاوز دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت از مقدار مشخص شده، دمای احیاء در مقدار

کاهش دمای تر هوای فرآیند قبل از ورود آن به خنک‌کننده تبخیری مستقیم است. حال هوای خنک شده (جریان هوا در نقطه ۵)، به منظور آماده سازی نهایی وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم اول شده که دمای آن کاهش یافته و به دلیل رطوبت زنی، رطوبتش افزایش می‌یابد. هوای فرآیند پس از طی مراحل جذب رطوبت و کاهش دما (جریان هوا در نقطه ۶) وارد فضای تحت تهویه می‌شود و به دلیل بار محسوس و نهان این فضا، دما و نسبت رطوبت آن افزایش می‌یابد (جریان هوا در نقطه ۷). سپس هوای مخلوط شده از محیط بیرون و هوای برگشتی از محیط تهویه شده (جریان هوا در نقطه ۸)، وارد خنک‌کننده تبخیری مستقیم دوم شده و به دلیل رطوبت زنی، دمای آن کاهش می‌یابد. سپس این هوا (جریان هوا در نقطه ۹) وارد چرخ بازیافت حرارت دوم شده و در یک فرآیند با نسبت رطوبت ثابت دمایش افزایش می‌یابد و سپس از چرخه خنک‌کننده خارج می‌شود (جریان هوا در نقطه ۱۰).

در بخش احیاء، هوای محیط (جریان هوا در نقطه ۱۱) وارد چرخ بازیافت حرارت اول شده و دمای آن طی فرآیندی با نسبت رطوبت ثابت افزایش می‌یابد. سپس هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۲)، وارد مبدل حرارتی چرخه خورشیدی شده و سپس دمای آن افزایش می‌یابد. همان طور که در شکل مشاهده می‌شود، چرخه خورشیدی شامل دو بخش منبع و مصرف^۱ است. در بخش منبع، آب در کلکتورها گردش کرده و انرژی خورشیدی را جذب می‌کنند. در بخش مصرف، آب داغ ایجاد شده از تانک ذخیره به سمت مبدل حرارتی رفته تا دمای هوای احیاء را افزایش دهد. قابل ذکر است که از گرم‌کن کمکی در سیستم استفاده شده است که در صورت عدم تأمین انرژی مورد نیاز از مبدل حرارتی چرخه خورشیدی، از آن استفاده شود. بنابراین در ادامه، هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۳) وارد گرم‌کن کمکی شده و دمای آن را تا میزان دمای لازم برای احیاء چرخ دسیکنت بالا می‌برد. حال در این نقطه از جریان، هوای احیاء آماده ورود به چرخ دسیکنت و احیاء مواد جاذب آن است. بنابراین هوای احیاء (جریان هوا در نقطه ۱۴) وارد چرخ دسیکنت شده و در نتیجه آن، دمایش کاهش یافته و از طرفی نسبت رطوبت آن افزایش می‌یابد. در نهایت هوای احیاء از چرخه سیستم خارج می‌شود (جریان هوا در نقطه ۱۵).

2 Differential controller

3 Source side pump

4 Ground loop

5 Simulation schemes

1 Source and load sides

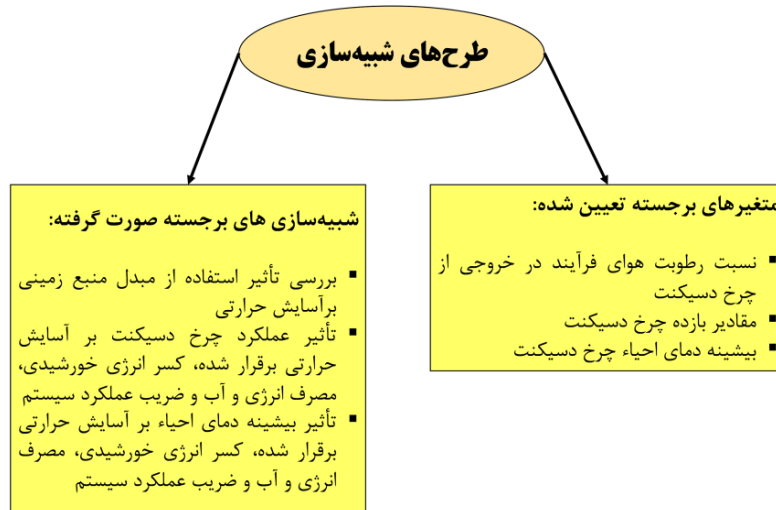


Fig. 3. Important assumptions and simulation schemes

شکل ۳: فرضیات مهم و طرح‌های شبیه‌سازی

$$F2 = \frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127\omega^{0.07969} \quad (2)$$

که در این دو، T دمای هوا بر حسب K و ω نیز نسبت رطوبت هوا بر حسب $kg\ water.kg^{-1}\ dry\ air$ است. دو تابع پتانسیل $F1$ و $F2$ در نهایت به کمک مقادیر بازده^۲ بی‌بعد ε_{F1} و ε_{F2} اصلاح می‌شوند. مقادیر ε_{F1} و ε_{F2} به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F1_D - F1_P}{F1_R - F1_P} \quad (3)$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F2_D - F2_P}{F2_R - F2_P} \quad (4)$$

لازم به ذکر است که بازده‌های بیان شده در رابطه‌های (۳) و (۴)، بیانگر عملکرد چرخ دسیکنت هستند. چرخ دسیکنت می‌تواند دارای عملکرد قوی، متوسط و یا ضعیف باشد که توسط پاناراس و همکاران [۱۷] بیان شده است.

قابل ذکر است که رابطه‌های (۱) و (۲) که توسط جوریناک توسعه داده شده‌اند برای ماده جاذب سیلیکاژل^۳ است. به منظور روشن شدن روابط چرخ دسیکنت، در شکل ۴ خطوط پتانسیل برای هوای فرآیند و احیاء نشان داده شده است. در این شکل نقاط P ، R و D ^{*} به ترتیب بیانگر هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت، هوای احیاء ورودی به آن و شرایط ایده‌آل هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت است.

بیشینه قرار داده خواهد شد و در این حالت نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت و همچنین دما و رطوبت هوا در سایر نقاط به دست خواهد آمد. در شکل ۳ طرح‌های شبیه‌سازی و فرضیات مهم خلاصه شده است.

۳- روابط حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر اجزای خنک‌کننده معرفی شده اشاره خواهد شد. قابل ذکر است که به جزء چرخ دسیکنت، ماژول سایر اجزاء استفاده شده در شبیه‌سازی در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس موجود است.

۳-۱- چرخ دسیکنت

به منظور شبیه‌سازی و بررسی نحوه عملکرد چرخ دسیکنت، از مدل جوریناک استفاده شده است که توسط پاناراس و همکاران [۱۷] صحت سنجی شده است. با توجه به اهداف این پژوهش، ماژول مناسبی به منظور شبیه‌سازی عملکرد چرخ دسیکنت در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس وجود ندارد. بنابراین، کدی مناسب با توجه به مدل جوریناک در نرم‌افزار توسعه داده شده است تا بتواند عملکرد چرخ دسیکنت را مدل‌سازی کند. این مدل بر اساس معادلات پتانسیل $F1$ و $F2$ است. این دو معادله به صورت رابطه‌های زیر بیان می‌شوند:

$$F1 = \frac{-2865}{T^{1.490}} + 4.344\omega^{0.8624} \quad (1)$$

2 Effectiveness values

3 Silica gel

1 F1-F2 potentials

که در آن، \dot{m} ، C_p به ترتیب بیانگر ظرفیت گرمای ویژه سیال و دبی هوای فرآیند یا احیاء است.

۳-۳- خنک‌کننده تبخیری مستقیم

در مدل‌سازی این خنک‌کننده فرض شده است که دمای تر هوای ورودی و خروجی از آن ثابت باشد و همچنین دمای خروجی، توسط بازده اشباعی^۱ که توسط کاربر وارد می‌شود به دست می‌آید. بنابراین دمای هوای خروجی از آن به صورت زیر بیان می‌شود:

$$T_{out} = T_{in} - \varepsilon_{DEC} \times T_{wbd} \quad (7)$$

که در آن، ε_{DEC} ، T_{in} و T_{wbd} به ترتیب بیان‌گر دمای هوای ورودی به خنک‌کننده تبخیری، بازده اشباع و همچنین بیشینه اختلاف دمای ممکن بین دمای تر ورودی و خروجی است.

۴-۳- مبدل عمودی منبع زمینی

برای مدل‌سازی مبدل عمودی منبع زمینی از مدل توسعه داده شده در دانشگاه لاند استفاده شده است. از این مدل به طور گسترده استفاده شده و همچنین در پژوهش‌های مختلفی صحت سنجی شده است، به عنوان مثال [۲۱-۲۳]. در این مدل فرض شده است که چاله‌های^۲ مبدل در یک حجم ذخیره استوانه‌ای قرار دارند. همچنین در آن، دمای زمین از سه قسمت محاسبه شده و به دست می‌آید: الف) حل کلی^۳؛ ب) حل محلی^۴؛ ج) حل شار ثابت^۵. در نهایت دمای زمین به کمک متد برهم‌نهی محاسبه می‌شود.

۵-۳- کلکتور خورشیدی لوله خلأ^۶

در این پژوهش، از کلکتور خورشیدی لوله خلأ به منظور به‌کارگیری در چرخه خورشیدی استفاده است. بازده حرارتی آن به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۴]:

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T} \quad (8)$$

- 1 Saturation efficiency
- 2 Boreholes
- 3 Global solution
- 4 Local solution
- 5 Steady-state solution
- 6 Evacuated tube solar collector

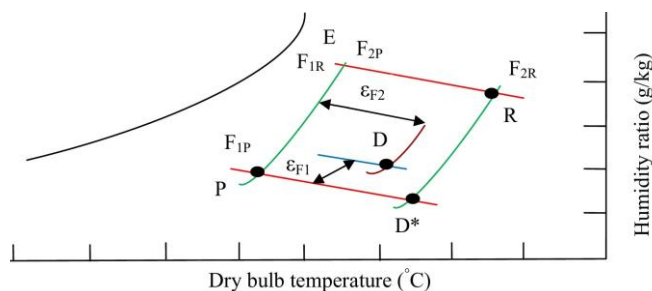


Fig. 4. Potential curves for a DW
شکل ۴: خطوط پتانسیل برای یک چرخ دسیکنت [۲۰]

این مدل، در ابتدا مقادیر تابع F1 و F2 برای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت محاسبه می‌شوند. با توجه به ثابت بودن مقدار تابع پتانسیل F1 در نقطه P و D، مقدار ایده‌آل دمای هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت به دست خواهد آمد (رطوبت آن نیز توسط کاربر وارد شده است). بنابراین با مشخص شدن دمای D، مقدار تابع پتانسیل F2 در این نقطه به دست می‌آید. از آنجا که مقدار تابع F2 در نقاط D* و R با یکدیگر برابرند، مقدار دمای احیاء لازم به دست خواهد آمد. حال به کمک رابطه‌های (۳) و (۴)، مقادیر اصلاح شده توابع پتانسیل F1 و F2 در نقطه D به دست خواهند آمد. در نهایت با توجه به این دو تابع پتانسیل، دمای هوای فرآیند در خروجی از چرخ دسیکنت با حل یک دستگاه معادله غیر خطی (توابع F1 و F2 غیر خطی هستند) محاسبه خواهد شد [۲۰].

۲-۳- چرخ بازیافت حرارت

در ابتدا با توجه به بازده محسوس چرخ بازیافت، بیشینه انتقال حرارت محسوس ممکن بین هوای احیاء و فرآیند به دست می‌آید و سپس به کمک آن، آنتالپی‌های دو جریان هوا در خروجی از آن محاسبه می‌شوند. بیشینه انتقال حرارت ممکن بین دو جریان هوا به صورت رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\dot{Q}_{sens} = \varepsilon_{sens} \times C_{min} \cdot (T_{P,in} - T_{R,in}) \quad (5)$$

پارامتر ε_{sens} بیانگر بازده محسوس چرخ بازیافت است که توسط کاربر مشخص می‌شود. در رابطه (۵)، C_{min} کمینه ظرفیت حرارت جریان هوای احیاء و فرآیند در چرخ بازیافت است که به صورت رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$C_{min} = \text{MIN} \left((\dot{m}C_p)_R, (\dot{m}C_p)_P \right) \quad (6)$$

که به صورت زیر بیان می‌شود (شکل ۱ مشاهده شود):

$$\text{Total water consumption} = \dot{m}_p(\omega_6 - \omega_5) + \dot{m}_p(\omega_9 - \omega_8) \quad (11)$$

بررسی آنالیز اقتصادی خنک‌کننده معرفی شده دارای اهمیت بالایی می‌باشد. برای این هدف، خنک‌کننده بررسی شده در این پژوهش با خنک‌کننده متداول (خنک‌کننده دارای کمپرسور) که در پژوهش حیدری و همکاران [۱۴] به عنوان یک معیار برای بررسی آنالیز اقتصادی معرفی شده است، مقایسه خواهد شد.

کل هزینه اولیه خنک‌کننده شبیه‌سازی شده در این مطالعه شامل هزینه اجزاء مهم آن و یا به عبارتی هزینه پمپ‌ها، فن‌ها، چرخ دسیکنت، چرخ بازیافت حرارت، کلکتور خورشیدی، تانک ذخیره، چاله‌های مبدل منبع زمینی، خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم است. هزینه اولیه این تجهیزات در منابع مختلفی در دسترس است که در این پژوهش نیز از آن‌ها استفاده شده است [۱۱ و ۲۹-۲۵]. همچنین هزینه برق نیز به صورت $0.12 \text{ kWhr}^{-1} \$$ در نظر گرفته شده است [۱۱].

از روش زمان بازپرداخت به منظور بررسی اقتصادی خنک‌کننده توسعه داده شده در این پژوهش استفاده شده است. زمان بازپرداخت میزان زمان لازم است که هزینه اولیه خنک‌کننده با توجه به میزان صرفه جویی در برق بازگردانده شود.

کل مصرف برق صورت گرفته در خنک‌کننده به صورت زیر می‌باشد [۱۱]:

$$\dot{E}_{tot} = \dot{E}_{fans} + \dot{E}_{pumps} + \dot{E}_{DW} + \dot{E}_{HRW} + \dot{E}_{auxiliary\ heater} \quad (12)$$

که در معادله بالا \dot{E} بیانگر مصرف برق در اجزاء می‌باشد. همچنین میزان صرفه جویی در مصرف برق نیز به صورت زیر به دست می‌آید [۱۱]:

$$ESR = \frac{\dot{E}_{tot} - \dot{E}_{VCS}}{\dot{E}_{VCS}} \times 100 \quad (13)$$

بنابراین زمان بازپرداخت^۵ به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

در رابطه بالا، پارامترهای a_1 ، a_0 و a_2 مقادیر تجربی هستند که با توجه به تست‌های استاندارد کلکتور محاسبه می‌شوند. این سه پارامتر تجربی به ترتیب بازده بدون بعد^۱، بازده مرتبه اول^۲ و بازده مرتبه دوم^۳ کلکتور نامیده می‌شوند. I_T تشعشع عمودی خورشید بر صفحه کلکتور و بر حسب $W.m^{-2}$ می‌باشد. همچنین ΔT برابر با اختلاف دمای سیال ورودی به کلکتور و دمای محیط است. پژوهشگران مختلفی از این مدل استفاده و صحت سنجی کرده‌اند [۱۹].

۳-۶- تانک ذخیره

به منظور شبیه‌سازی عملکرد تانک ذخیره، از مدل طبقه‌ای^۴ استفاده شده است. در این مدل تانک ذخیره به چند سطح تقسیم می‌شود و معادلات انرژی برای هر سطح حل خواهد شد. معادلات کامل این مدل در کتابخانه نرم‌افزار ترنسیس در دسترس است [۲۴].

۳-۷- ضریب عملکرد خنک‌کننده، سهم انرژی خورشیدی و مصرف آب

ضریب عملکرد خنک‌کننده به صورت نسبت بار سرمایشی به کل انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت تعریف می‌شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{Regeneration}} = \frac{\dot{m}_p(h_7 - h_6)}{\dot{m}_R(h_{14} - h_{12})} \quad (9)$$

که در رابطه بالا، h آنتالپی ویژه سیال و نقاط بیان شده در این رابطه در شکل ۱ معرفی شده‌اند. سهم انرژی خورشیدی به صورت نسبت انرژی حرارتی تأمین شده توسط خورشید به کل انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت تعریف می‌شود:

$$SF = \frac{\dot{Q}_{solar\ gain}}{\dot{Q}_{Regeneration}} = \frac{(h_{13} - h_{12})}{(h_{14} - h_{12})} \quad (10)$$

آب کلی مصرفی در خنک‌کننده به صورت مجموع آب مصرف شده در خنک‌کننده‌های تبخیری مستقیم اول و دوم محاسبه می‌شود

- 1 Intercept efficiency
- 2 First-order efficiency
- 3 Second-order efficiency
- 4 Stratified model

5 PayBack Period (PBP)

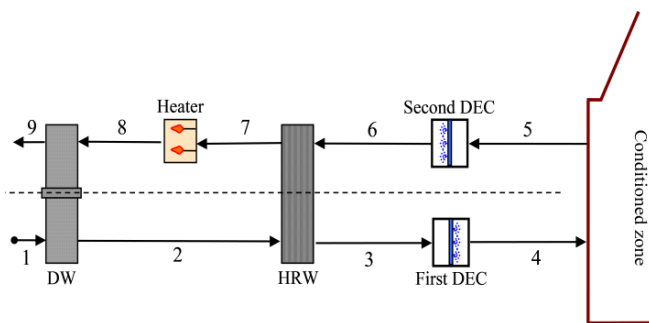


Fig. 5. The desiccant cooling system tested by Kodama et al. [30]

شکل ۵: خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت و آزمایش شده توسط کوداما و همکاران [۳۰]

با توجه به پارامترهای در نظر گرفته شده در جدول ۱، نتایج حاصل از نرم‌افزار ترنسیس و داده‌های تجربی در شکل ۶ مقایسه شده است. با توجه به مقایسه صورت گرفته، مشخص است که داده‌های عددی و تجربی دارای تطابق مناسب و قابل قبولی می‌باشند. همچنین پژوهشگران متعددی اشاره کرده‌اند که نتایج حاصل از نرم‌افزار ترنسیس قابل اطمینان است [۱۴].

۴-۲- مورد مطالعه شده

به منظور نشان دادن پتانسیل بالای خنک‌کننده معرفی شده در برقراری آسایش حرارتی، از نمونه آب و هوای گرم و مرطوب شهر بوشهر استفاده شده است. قابل ذکر است که پژوهشگران مختلفی شهر بوشهر را به عنوان سمبل آب و هوای گرم و مرطوب معرفی کرده و مورد استفاده قرار داده‌اند [۱۱]. قابل ذکر است که شبیه‌سازی برای

$$CPP(\text{year}) = \frac{IC_{tot}(\$) - IC_{VCS}(\$)}{ACS\left(\frac{\$}{\text{year}}\right)} \quad (14)$$

که IC_{VCS} و IC_{tot} به ترتیب نشان دهنده هزینه کلی اولیه خنک‌کننده ارائه شده در این پژوهش و هزینه کلی اولیه خنک‌کننده معیار است. همچنین ACS بیانگر صرفه جویی در هزینه سالیانه^۲ است که به صورت زیر محاسبه می‌شود [۱۱]:

$$ACS\left(\frac{\$}{\text{year}}\right) = \left[\dot{E}_{tot} - \dot{E}_{VCS} \right] (\text{kW}) : \quad (15)$$

$$\times \alpha \left(\frac{\text{h}}{\text{year}} \right) \times \beta \left(\frac{\$}{\text{kWh}} \right)$$

که در رابطه (۱۵) α و β به ترتیب نشان دهنده بخشی از سال که خنک‌کننده روشن می‌باشد و هزینه برق است.

۴- صحت سنجی و اطلاعات استفاده شده

۴-۱- صحت سنجی نتایج حاصل از نرم‌افزار

به‌منظور صحت سنجی نتایج عددی حاصل از نرم‌افزار ترنسیس، از نتایج آزمایشگاهی کوداما و همکاران [۳۰] استفاده شده است. در شکل ۵، خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت و آزمایش شده توسط کوداما و همکاران [۳۰] نشان داده شده است. در جدول ۱، پارامترهای در نظر گرفته شده برای صحت سنجی نتایج عددی نشان داده شده است.

جدول ۱: پارامترهای مورد نظر برای صحت سنجی نتایج
Table 1. Considered parameters for the validation of results

مقدار و واحد	پارامتر	اجزای خنک‌کننده سرمایه‌بشی و مرجع استفاده شده
۰/۷۷ و ۰/۱۴	مقادیر بازده چرخ	چرخ دسیکنت
(-) ۰/۹۰۳	بازده اشباع	خنک‌کننده تبخیری اول [۱۸]
(-) ۰/۷۸۰	بازده اشباع	خنک‌کننده تبخیری دوم [۱۸]
(-) ۰/۸۵۰	بازده انتقال حرارت محسوس	چرخ بازیافت حرارت [۱۸]
(-) ۰/۸۵۳	نسبت بار محسوس ^۱	فضای تهویه شده [۱۸]
(°C) ۱۱/۵	اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی از فضا	
(-) ۱/۰	بازده	گرم‌کن [۱۸]

1 Initial cost

2 Annual cost saving

3-Sensible Heat Ratio (SHR)

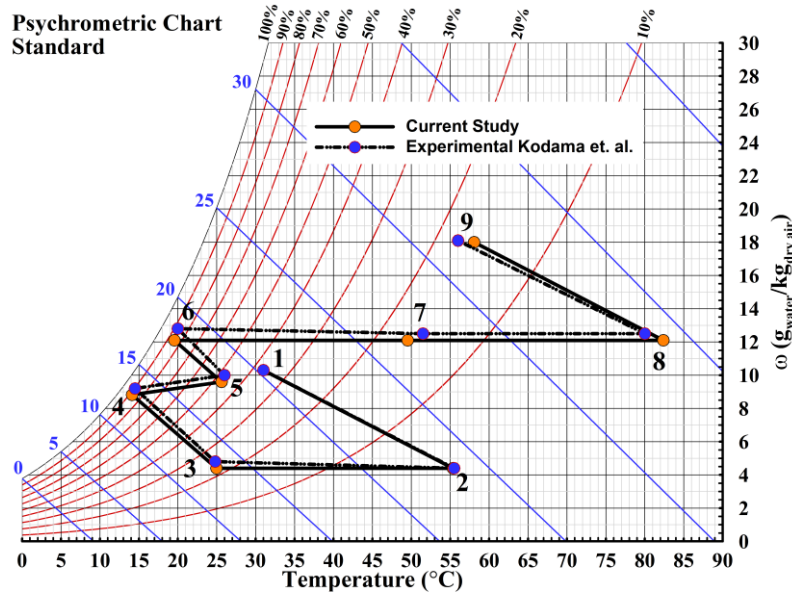


Fig. 6. The comparison between the numerical results obtained by TRNSYS and the experimental data of Kodama et al. [30]

شکل ۶: مقایسه نتایج عددی حاصل از نرم‌افزار ترنسیس با نتایج آزمایشگاهی کوداما و همکاران [۳۰]

هستند که توسط پژوهشگران پیشین هم استفاده شده است، به عنوان مثال در مراجع [۱۱ و ۱۴ و ۱۶].

بررسی قابلیت سیستم‌های سرمایشی در برقراری آسایش حرارتی بسیار با اهمیت است. با توجه به منابع در دسترس، بازه قابل قبولی از دما و رطوبت هوا در محیط تهویه شده به عنوان معیار بررسی آسایش حرارتی در نظر گرفته شده است. در این پژوهش، دمای محیط تهویه شده در بازه $22 \square$ تا $26 \square$ و رطوبت نسبی ۳۰ درصد تا ۷۰ درصد به عنوان بازه قابل قبول آسایش حرارتی در نظر گرفته شده است [۱۱-۱۰ و ۳۲].

۳-۴- پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی عملکرد گذرای

ماه ژولای صورت گرفته است که از جمله گرم‌ترین ماه‌های آب و هوای استفاده شده است. در شکل ۷ تغییرات دمای خشک و رطوبت نسبی هوای این شهر و در ماه ژولای نشان داده شده است.

به منظور ارزیابی عملکرد گذرای سیستم، ساختمانی با مساحت 60 m^2 و ارتفاع ۳ m که در آن ۴ نفر مشغول به کار سبک هستند، بار محسوس و نهان افراد و همچنین بار محسوس اعمالی به دلیل روشنایی در فضای ساختمان مطابق با مرجع [۳۱] لحاظ شده است. به منظور نشان دادن قابلیت سیستم، فرض شده است که خنک‌کننده در طول ماه به طور کامل روشن است و خاموش نمی‌شود. فرضیات در نظر گرفته شده برای ابعاد ساختمان و همچنین روشن بودن سیستم در کل ساعات شبیه‌سازی فرضیاتی معقولی

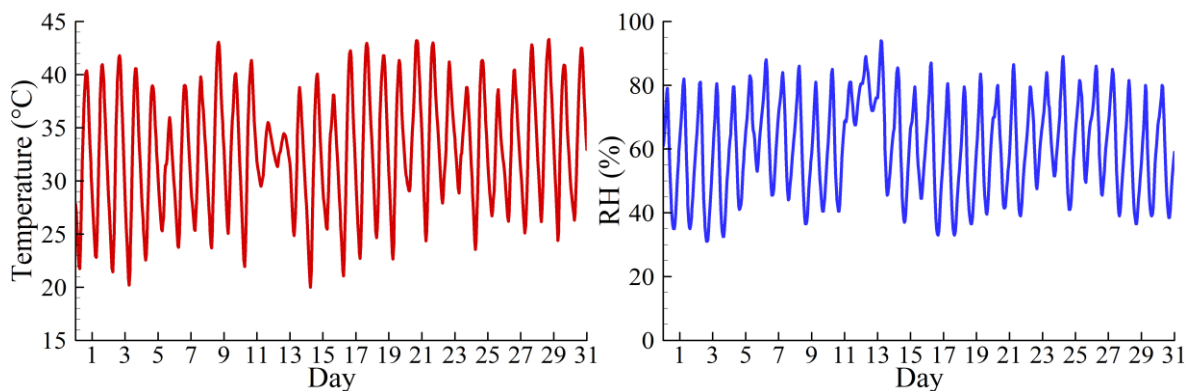


Fig. 7. The variation in the dry-bulb temperature and Relative Humidity (RH) of Bushehr during July

شکل ۷: تغییرات دمای خشک و رطوبت نسبی هوای شهر بوشهر و در ماه ژولای

جدول ۲: اطلاعات به کار رفته در شبیه‌سازی سیستم سرمایشی
Table 2. Data used in simulation of the system

اجزاء و مرجع استفاده شده	پارامتر	مقدار	توضیحات و واحد
چرخ دسیکنت [۱۴ و ۱۷ و ۳۳]		۰/۹۵ و ۰/۰۵	عملکرد قوی (-)
	مقادیر بازده چرخ	۰/۸ و ۰/۰۸	عملکرد متوسط (-)
		۰/۷ و ۰/۱	عملکرد ضعیف (-)
	بیشینه دمای احیاء	۹۵ تا ۵۵	متداول در خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت (°C)
	نسبت رطوبت مطلوب هوای فرآیند خروجی	۹/۰	(g.kg ⁻¹)
	دبی هوای فرآیند	۰/۴	با توجه به ساختمان (m ³ .s ⁻¹)
	دبی هوای احیاء	۰/۴	با توجه به ساختمان (m ³ .s ⁻¹)
چرخ بازیافت حرارت [۱۸]	بازده انتقال حرارت محسوس	۰/۸۰	(-)
خنک‌کننده‌های تبخیری [۱۰]	بازده اشباع	۰/۷۰	(-)
مبدل عمودی منبع زمینی [۹ و ۲۳]	عمق چاله	۷۵	(m)
	تعداد چاله‌ها	۰-۲-۴	یکی از حالات بیان شده
	شعاع چاله	۷۵/۰	(mm)
	هدایت حرارتی حجم ذخیره	۱/۸۰	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
	ظرفیت حرارتی حجم ذخیره	۲۲۰۰	(kJ.m ⁻³ .K ⁻¹)
	شعاع خارجی لوله یو شکل	۱۶/۰	(mm)
	شعاع داخلی لوله یو شکل	۱۴/۵	(mm)
	نصف فاصله مرکز به مرکز	۳۷/۵	(mm)
	هدایت حرارتی ملات	۱/۶۹	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
	هدایت حرارتی لوله	۰/۴۲	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
	هدایت حرارتی لایه	۱/۸۰	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
	ظرفیت حرارتی لایه	۲۲۰۰	(kJ.m ⁻³ .K ⁻¹)
	حرارت ویژه سیال در گردش (آب)	۴/۱۹	(kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
	چگالی سیال در گردش (آب)	۱۰۰۰	(kg.m ⁻³)
	دبی سیال	۰/۴	(kg.s ⁻¹)
کلکتور خورشیدی لوله خلاً [۱۹ و ۳۴]	مساحت هر کلکتور	۲/۰۴	(m ²)
	بازده بدون بعد	۰/۷۸	(-)
	بازده مرتبه اول	۱/۲۷	(W.m ⁻² .K ⁻¹)
	بازده مرتبه دوم	۰/۰۰۱۲	(W.m ⁻² .K ⁻²)
	شیب کلکتور	عرض جغرافیایی محل	زاویه ثابت (-)
	حرارت ویژه سیال در گردش (آب)	۴/۱۹	(kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
پمپ‌های چرخه خورشیدی [۱۹ و ۳۵]	دبی سیال در گردش	۶۰۰	(kg.h ⁻¹)
	حجم تانک	۰/۶۶۶	(m ³)
	ضریب هدر رفت حرارت	۲/۵۰	(kJ.h ⁻¹ .m ⁻² .K ⁻¹)

خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت

در جدول ۲ پارامترهای در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی

۵-۱- نحوه استخراج نتایج

خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت نشان داده شده است.

همان‌طور که مشخص است خنک‌کننده بررسی شده در این پژوهش، دارای سه چرخه یا به طور دقیق چرخه اصلی (که هوا در جیان است)، چرخه خورشیدی و چرخه زمینی است. بنابراین

صورت است که کاربر می‌تواند به کمک چاپگر خصوصیات هر نقطه از خنک‌کننده را برای هر گام زمانی استخراج کند. سپس خروجی‌های مهم نظیر میانگین آسایش حرارتی برقرار شده، میانگین سهم انرژی خورشیدی، میانگین انرژی مصرفی در گرم‌کن، میانگین مصرف آب و ضریب عملکرد سیستم در ماه به صورت پس پردازش محاسبه خواهند شد.

۵-۲- عملکرد پویای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده

در این بخش نحوه عملکرد پویای سیستم ارائه شده در این پژوهش مورد بررسی قرار می‌گیرد. بدین منظور خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با بیشینه دمای احیاء ۷۵ درجه سلسوس و با عملکرد قوی چرخ دسیکنت به همراه استفاده از مبدل منبع زمینی

به منظور به دست آمدن تمامی خواص هوا و آب در نقاط مختلف خنک‌کننده، لازم است که نرم‌افزار در هر گام زمانی چندین تکرار انجام دهد تا در نهایت حل همگرا شود. معیار همگرایی حل بدین صورت است که اختلاف خواص تمامی نقاط (دما و رطوبت) نسبت به تکرار قبل به یک اختلاف مشخصی برسد که در این پژوهش مقدار 10^{-6} در نظر گرفته شده است. در نرم‌افزار ترنسیس تمامی اجزاء سیستم به صورت یک جعبه در محیط نرم افزار قرار داده خواهند شد که کاربر می‌تواند ورودی‌ها و خروجی‌های آن را مشخص کند. هر عضو دارای یک زیر برنامه^۱ است که در هر تکرار حل، خروجی‌ها را با توجه به ورودی‌ها محاسبه می‌کند. بازه زمانی شبیه‌سازی نیز بر اساس ساعت در سال (از ۰ تا ۷۸۶۰ h) مشخص می‌شود. در این پژوهش بازه شبیه‌سازی برای ماه ژولای است که معادل با ساعات h ۴۳۴۴ تا ۵۰۸۸ در سال می‌باشد. نحوه استخراج خروجی‌ها بدین

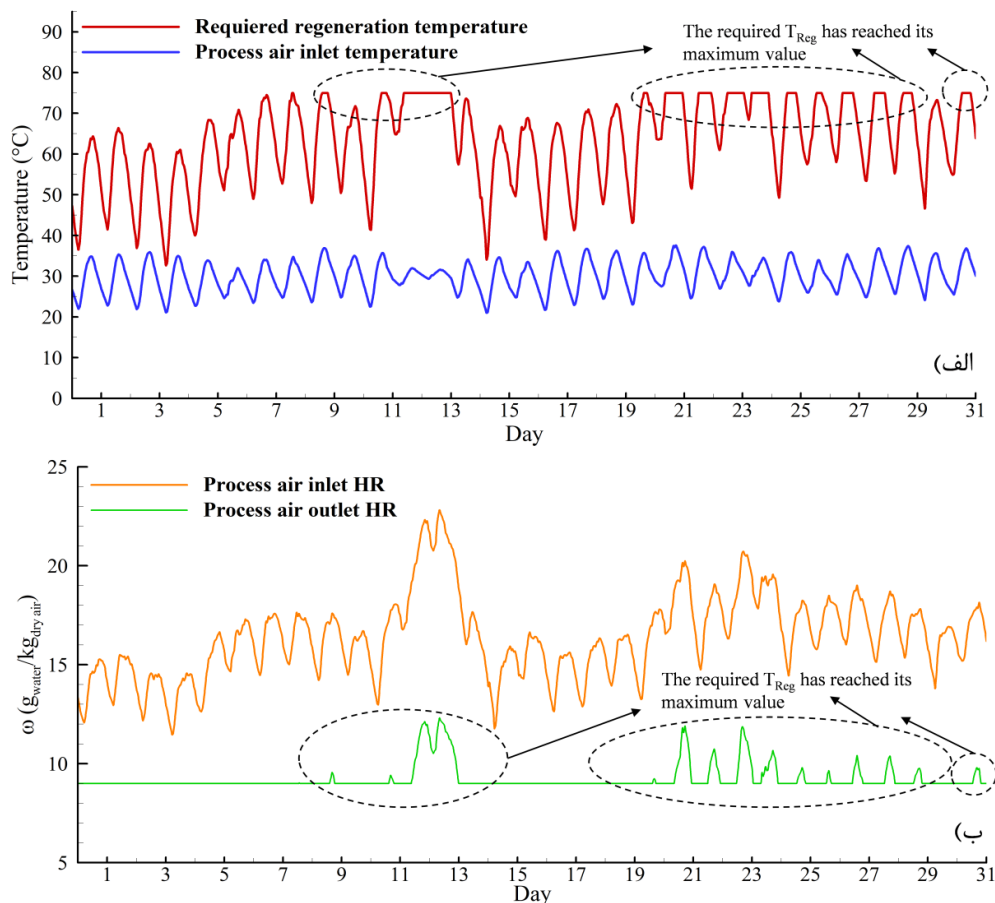


Fig. 8. Air temperature and Humidity Ratio (HR) variations in the DW: a) the process air inlet temperature along with the required regeneration temperature; b) the process air humidity ratio at the inlet and outlet of the DW

شکل ۸: تغییرات دما و نسبت رطوبت هوا در چرخ دسیکنت: الف) دمای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت به همراه دمای احیاء لازم؛ ب) نسبت رطوبت هوای فرآیند در ورودی و خروجی از چرخ دسیکنت

در این حالت حل سیستم در این زمان به پایان رسیده است و دما و رطوبت هوا در کلیه نقاط سیستم به دست آمده است. این در حالی است که اگر دمای احیاء مورد نیاز برای چرخ دسیکنت بالاتر از مقدار بیشینه آن به دست آید، مقدار دمای احیاء در مقدار بیشینه قرار داده خواهد شد و در نهایت نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت و همچنین دما و رطوبت سایر نقاط به دست خواهند آمد. با توجه به نقاط مشخص شده در این شکل، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی به دست آمد در حالتی که دمای احیاء در بیشینه مقدار خود قرار گرفته است، بالاتر از مقدار مطلوب در نظر گرفته شده توسط کاربر است. این بدین معنا است که چرخ دسیکنت نتوانسته است نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی را تا مقدار مطلوب کاهش دهد. بیان شد که از مبدل منبع زمینی به عنوان پیش خنک کن هوا قبل از خنک کننده تبخیری مستقیم استفاده شده است تا بتواند دمای تر هوای فرآیند را قبل از ورود به آن کاهش دهد. در شکل ۹ تغییرات دمای هوای فرآیند قبل از ورود به کویل سرمایشی و در خروج از آن نشان داده شده است.

با توجه به این شکل، دمای هوای فرآیند ورودی به کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی کاهش یافته است. همچنین مشاهده شد که نسبت رطوبت هوا در این فرآیند صورت گرفته در کویل سرمایشی تغییری نکرده است. بنابراین دمای تر هوا قبل از ورود به خنک کننده تبخیری مستقیم کاهش یافته است که در نهایت منجر به افزایش ظرفیت سرمایش سیستم خواهد شد. با خاموش شدن پمپ گردش آب در مبدل منبع زمینی توسط کنترل کننده، دمای هوای

با تعداد ۴ چاله زمینی در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که نتایج ارائه شده در این بخش در طول ماه نشان داده شده است که رفتار پویای سیستم را به خوبی روشن کند.

در شکل ۸(الف)، تغییرات دمای هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت به همراه دمای احیاء لازم برای چرخ و همچنین در شکل ۸(ب)، تغییرات نسبت رطوبت هوای فرآیند در ورودی و در خروجی از چرخ دسیکنت نشان داده شده است.

با توجه به نتایج نشان داده شده در شکل ۸، با تغییرات دما و نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی به چرخ دسیکنت، دمای احیاء لازم نیز تغییر پیدا می کند. این تغییر بدین صورت است که با افزایش دما و نسبت رطوبت هوای فرآیند ورودی، دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت نیز افزایش می یابد و به عبارتی هوای احیاء با دمای بالاتری برای کاهش نسبت رطوبت هوای فرآیند نیازمند است.

در این پژوهش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت کنترل شده است و از مقدار مشخصی تجاوز نمی کند. با توجه به شکل مشخص است که بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت ۷۵ درجه سلسیوس و همچنین نسبت رطوبت مطلوب هوای فرآیند خروجی از آن نیز $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$ در نظر گرفته شده است. قابل ذکر است که این دو مقدار توسط کاربر مشخص خواهد شد. همان طور که مشاهده می شود، در صورتی که دمای احیاء مورد نیاز برای چرخ دسیکنت کمتر از مقدار بیشینه مشخص شده باشد (کمتر از ۷۵ درجه سلسیوس باشد)، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت برابر با مقدار مطلوب، یا به عبارتی دیگر مقدار $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$ به دست خواهد آمد.

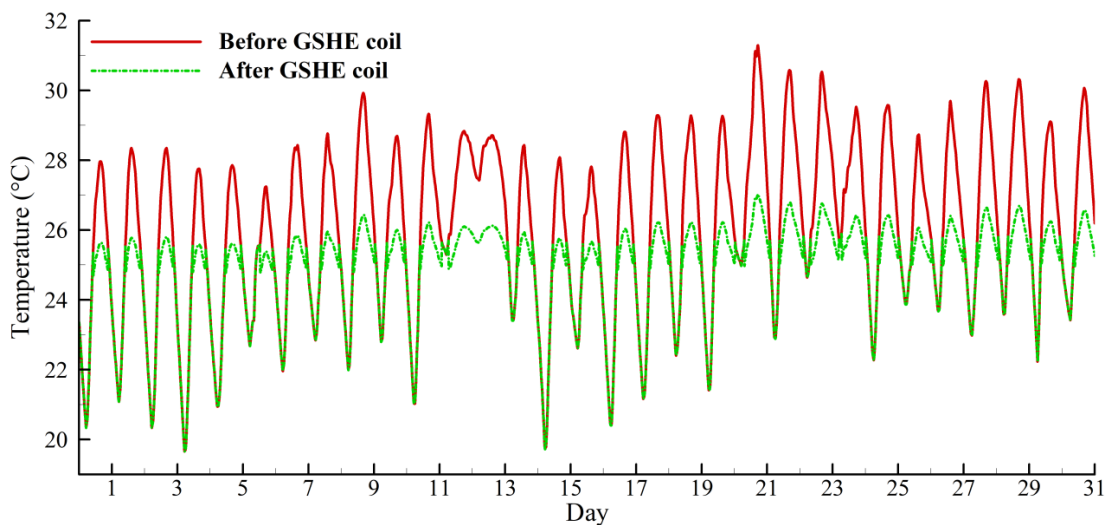


Fig. 9. The process air temperature before entering the ground cooling coil and after leaving it

شکل ۹: دمای هوای فرآیند قبل و بعد از ورود به کویل سرمایشی مبدل منبع زمینی

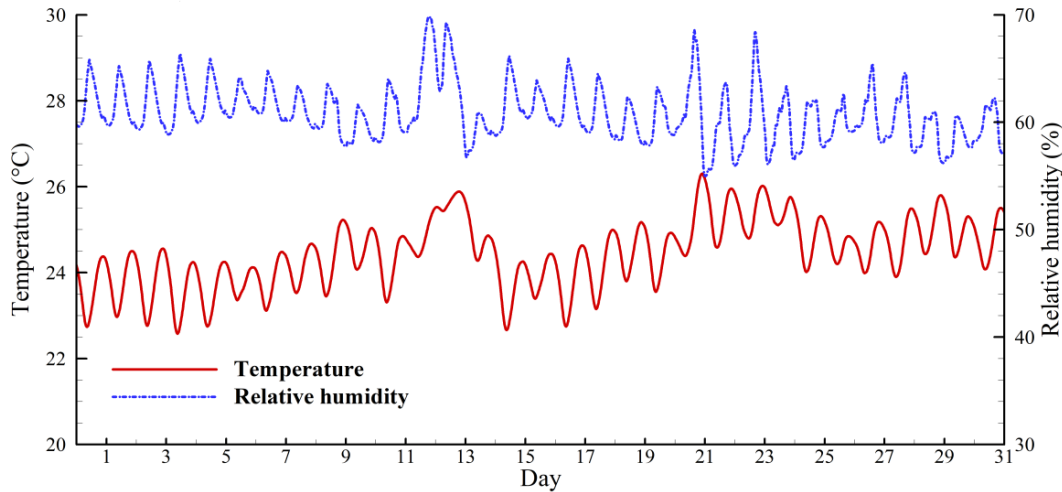


Fig. 10. The conditioned zone's air dry-bulb temperature and relative humidity established by the extended cooling system

شکل ۱۰: دمای خشک و رطوبت نسبی هوای برقرار شده در محیط تحت تهویه توسط سیستم توسعه داده شده

ذکر است که نتایج بررسی شده در بخش‌های بعدی بر اساس استفاده از تعداد ۸ کلکتور خواهد بود. در شکل ۱۲ میانگین روزانه سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنت به ازای تعداد ۸ کلکتور نشان داده شده است.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، میانگین روزانه سهم انرژی دریافتی از خورشید برای احیاء بین ۰ درصد تا تقریباً ۹۰ درصد متغیر است. دلیل پایین بودن میانگین سهم انرژی خورشیدی در دو روز ۱۳ و ۱۴، پایین بودن تشعشع خورشیدی برای این دو روز است.

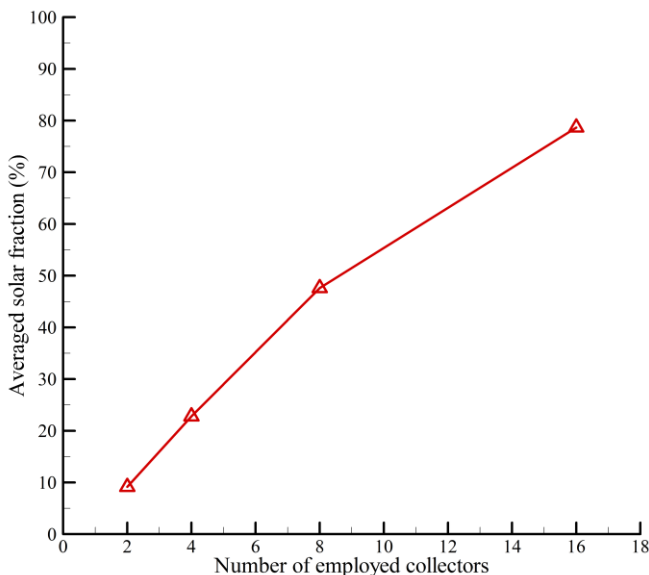


Fig. 11. The variation in the average contribution of solar energy to the DW regeneration versus different number of collectors

شکل ۱۱: تغییرات میانگین سهم انرژی خورشید به منظور احیاء چرخ دسیکنت به ازای تعداد کلکتورهای مختلف

ورودی و خروجی از کویل یکسان به دست خواهند آمد که نشان دهنده خاموشی چرخه زمینی است.

به منظور اثبات پتانسیل بالای خنک‌کننده در برقراری آسایش حرارتی، دما و رطوبت هوا در محیط تهویه شده در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۰، سیستم توسعه داده شده تقریباً در تمامی ساعات توانایی برقراری آسایش حرارتی را دارد. بنابراین این خنک‌کننده می‌تواند جایگزین مناسبی برای خنک‌کننده‌های متداولی باشد که در مناطق گرم و با رطوبت بالا مورد استفاده قرار می‌گیرند. قابل ذکر است که دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت در کلیه ساعات پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس است که در رده دماهای احیاء پایین برای خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت محسوب می‌شود [۳۳]. به عنوان یک نتیجه مهم، این سیستم می‌تواند با دماهای احیاء پایین آسایش حرارتی را در مناطق گرم و با رطوبت بالا برقرار کند. انرژی خورشیدی می‌تواند در تأمین میزان انرژی لازم برای احیاء چرخ دسیکنت سهیم باشد. به همین منظور در شکل ۱۱ تغییرات میانگین سهم انرژی خورشید برای احیاء چرخ دسیکنت و به ازای تعداد کلکتورهای متفاوت نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۱، با افزایش تعداد کلکتور استفاده شده میانگین سهم انرژی خورشیدی افزایش خواهد یافت. با انتخاب تعداد ۸ کلکتور (که معادل با $16/32 \text{ m}^2$ است)، تقریباً ۵۰ درصد از کل انرژی مورد نیاز برای احیاء از انرژی خورشیدی فراهم شده است. قابل

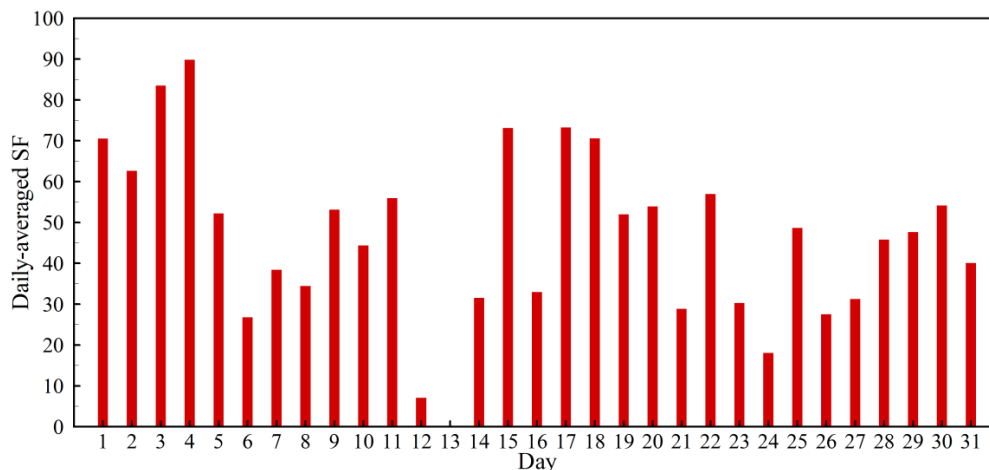


Fig. 12. Daily-averaged solar fraction with the aim of regenerating the DW

شکل ۱۲: میانگین روزانه سهم انرژی دریافتی از خورشید به منظور احیاء چرخ دسیکنت

کرده است. اما این روند در ساعاتی که دمای احیاء در بیشینه مقدار خود قرار گرفته است طی نشده است. این موضوع به این دلیل است که با قرار گرفتن دمای احیاء در بیشینه مقدار خود، نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از آن افزایش خواهد یافت (شکل ۸ مشاهده شود) که این عامل منجر به افت پتانسیل در خنک کننده‌های تبخیری خواهد شد. بنابراین با افت پتانسیل خنک کننده‌های تبخیری، مصرف آب نیز در آن‌ها کاهش خواهد یافت.

۵-۳- تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت و بیشینه دمای احیاء آن

بر عملکرد پویای سیستم

شایان ذکر است که پژوهشگران محدودی به بررسی تأثیر عملکرد

بنابراین می‌توان میزان قابل توجهی از انرژی مورد نیاز برای احیاء را از انرژی خورشیدی تأمین کرد.

مصرف آب در خنک کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت که از خنک کننده‌های تبخیری استفاده می‌کنند می‌تواند دارای اهمیت بالایی داشته باشد. در شکل ۱۳ آب مصرفی به همراه دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۳، میزان مصرف آب در سیستم به میزان زیادی به تغییرات دمای احیاء لازم برای چرخ دسیکنت وابسته است. این وابستگی بدین صورت است که در روزهایی که دمای احیاء به بیشینه مقدار خود نرسیده است، مصرف آب با افزایش دمای احیاء لازم افزایش پیدا کرده است و با کاهش آن، مصرف آب نیز کاهش پیدا

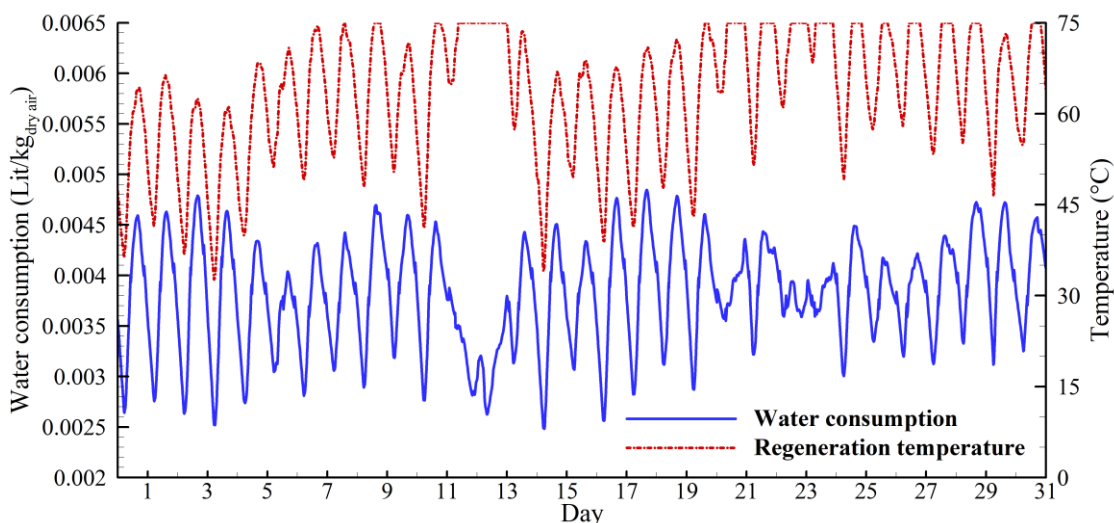


Fig. 13. The system water consumption along with the required regeneration temperature

شکل ۱۳: آب مصرفی در سیستم به همراه دمای احیاء لازم

دسیکنت، آسایش حرارتی برقرار شده نیز بهبود خواهد یافت. به طور کلی با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت، درصد مشخصی از آسایش حرارتی می‌تواند با بیشینه دمای احیاء پایین‌تری برقرار شود. به عنوان نتیجه‌ای مهم، با مشخص بودن عملکرد چرخ دسیکنت، بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت می‌تواند با توجه به درصد آسایش حرارتی مورد نیاز در فضا انتخاب شود.

در شکل ۱۵ میانگین تغییرات سایر نتایج معرفی شده در این بخش به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت و سه عملکرد متفاوت آن نشان داده شده است.

همان‌طور که در شکل ۱۵(الف) نشان داده شده است، با افزایش بیشینه دمای احیاء، سهم انرژی خورشیدی در تأمین انرژی مورد نیاز برای احیاء کاهش یافته است. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت سهم انرژی خورشیدی نیز افزایش خواهد یافت. بنابراین استفاده از چرخ دسیکنت با عملکرد قوی انتخابی مناسب به منظور افزایش سهم انرژی خورشیدی در فرآیند احیاء می‌باشد.

با توجه به شکل ۱۵(ب) با افزایش بیشینه دمای احیاء، انرژی وارده توسط گرم‌کن نیز افزایش خواهد یافت. علاوه بر این مشاهده می‌شود که در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت میزان انرژی مورد نیاز که توسط گرم‌کن تأمین می‌شود کاهش خواهد یافت.

در شکل ۱۵(ج) قابل مشاهده است که بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت و عملکرد آن دو پارامتر مهم بر ضریب عملکرد سیستم سرمایه‌ی هستند. از آن‌جا که افزایش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت میزان انرژی لازم توسط گرم‌کن را افزایش می‌دهد، ضریب عملکرد سیستم نیز کاهش خواهد یافت. علاوه بر این، در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت ضریب عملکرد سیستم نیز افزایش خواهد یافت.

شکل ۱۵(د) نشان می‌دهد که با افزایش بیشینه دمای احیاء، آب مصرف شده در سیستم نیز افزایش خواهد یافت. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت میزان مصرف آب نیز افزایش خواهد یافت. این رفتار به دلیل آن است که با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت و یا بیشینه دمای احیاء آن، رطوبت بیشتری از هوای فرآیند جذب خواهد شد. بنابراین هنگامی که هوای

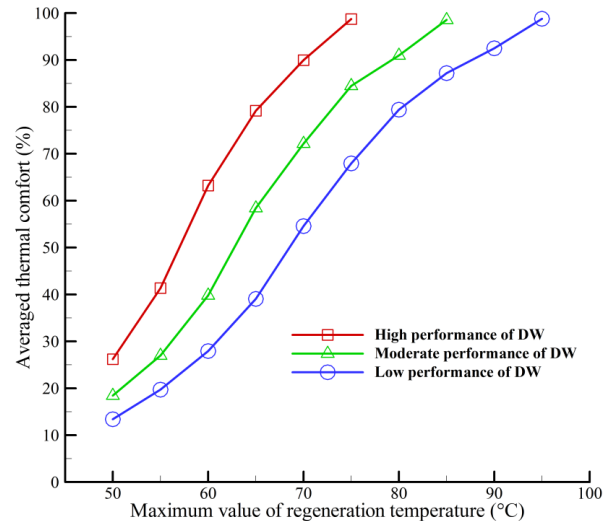


Fig. 14. The variations in the averaged level of thermal comfort provided versus different values of the DW's maximum regeneration temperature and its performance level

شکل ۱۴: تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و سه عملکرد مختلف چرخ دسیکنت

چرخ دسیکنت و یا بیشینه دمای احیاء آن بر رفتار خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت پرداخته‌اند. بنابراین، در این بخش به بررسی تأثیر عملکرد چرخ دسیکنت و بیشینه دمای احیاء آن بر آسایش حرارتی برقرار شده، سهم انرژی خورشیدی در احیاء، انرژی دریافتی از گرم‌کن برای احیاء، ضریب عملکرد سیستم و آب مصرف شده در سیستم پرداخته شده است. کلیه نتایج ارائه شده در این بخش به صورت میانگیری شده در طول ماه گزارش شده است. به منظور ارائه نتایج در این بخش، خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با بیشینه دماهای احیاء و عملکرد متغیر و به همراه استفاده از مبدل منبع زمینی با تعداد ۴ چاله زمینی در نظر گرفته شده است.

در شکل ۱۴ تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت و سه عملکرد متفاوت آن نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۴، بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت به میزان قابل توجهی بر میانگین آسایش حرارتی برقرار شده تأثیرگذار است. با افزایش بیشینه دمای احیاء در نظر گرفته شده برای چرخ دسیکنت، درصد آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت. علاوه بر بیشینه دمای احیاء، عملکرد چرخ دسیکنت نیز به میزان قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده تأثیرگذار است. با افزایش عملکرد چرخ

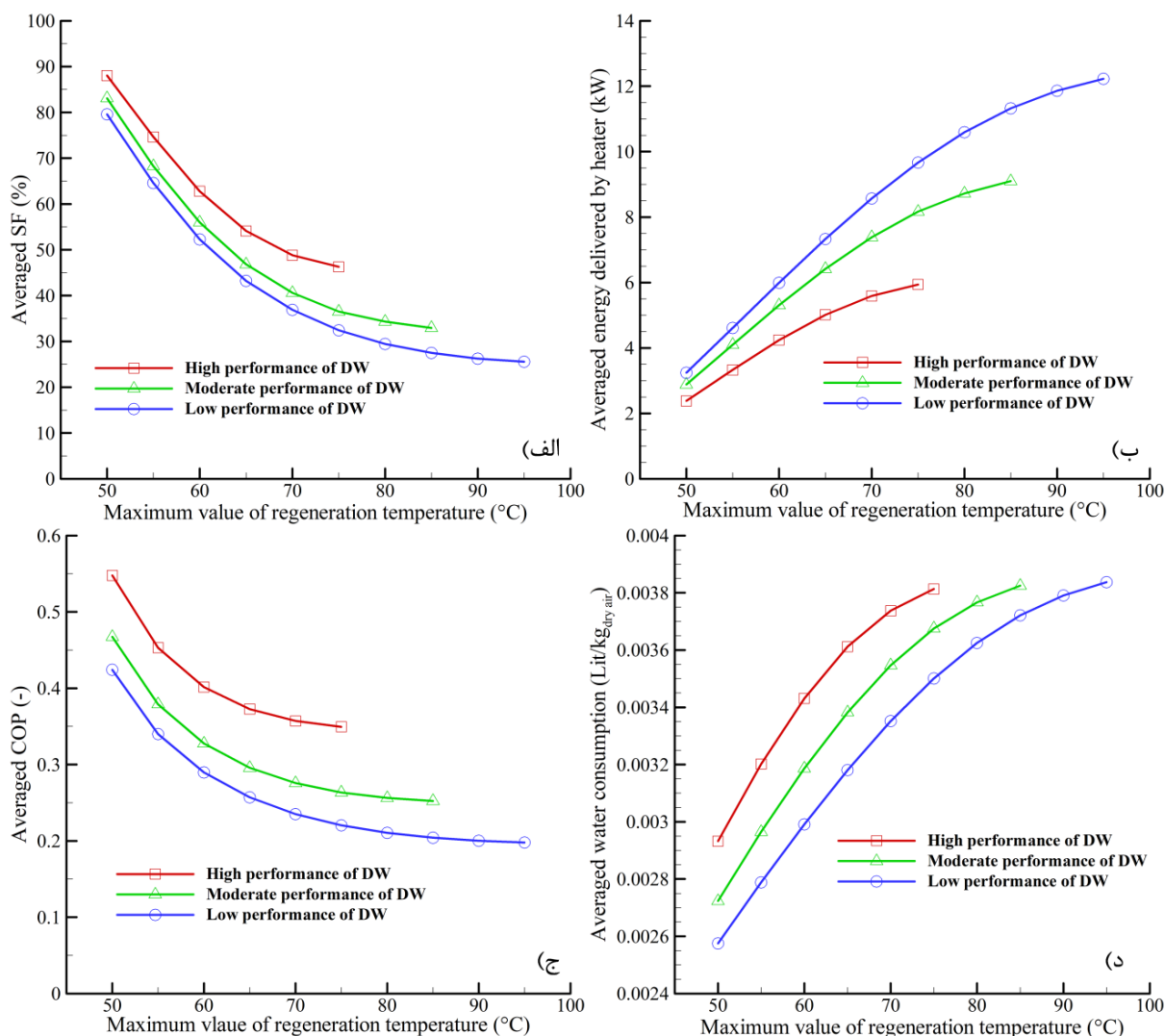


Fig. 15. The variations in the averaged results versus different values of the DW's maximum regeneration temperature and its performance level: a) contribution of solar energy to the DW's regeneration; b) energy delivered by the heater for the DW's regeneration; c) system COP; d) system total water consumption

شکل ۱۵: تغییرات میانگین نتایج به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و برای سه عملکرد مختلف چرخ دسیکنت: الف) سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنت؛ ب) انرژی وارد شده توسط گرم‌کن در احیاء چرخ دسیکنت؛ ج) ضریب عملکرد سیستم؛ د) کل مصرف آب در سیستم

توسط سیستم به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و تعداد چاله‌های متفاوت مبدل منبع زمینی نشان داده شده است.

با توجه به شکل ۱۶، در هر سه عملکرد چرخ دسیکنت، با افزایش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت، آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش یافته است. این روند به ازای سه حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی و استفاده از مبدل منبع زمینی با تعداد ۲ و ۴ چاله زمینی برقرار است. همچنین، با در نظر گرفتن یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت.

در هر سه عملکرد چرخ دسیکنت، با استفاده از مبدل منبع زمینی

فرآیند با نسبت رطوبت پایین‌تری وارد خنک‌کننده تبخیری می‌شود، مصرف آب بیشتری نیز خواهد داشت.

۴-۵- تأثیر عملکرد استفاده از مبدل منبع زمینی

به عنوان رویکرد جدید این پژوهش، در این بخش به بررسی تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر آسایش حرارتی پرداخته شده است و با حالتی که در سیستم از مبدل منبع زمینی استفاده نشده است مقایسه شده است. نتایج ارائه شده در این بخش، همانند بخش‌های پیشین به صورت میانگینی شده گزارش شده است.

در شکل ۱۶ تغییرات میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده

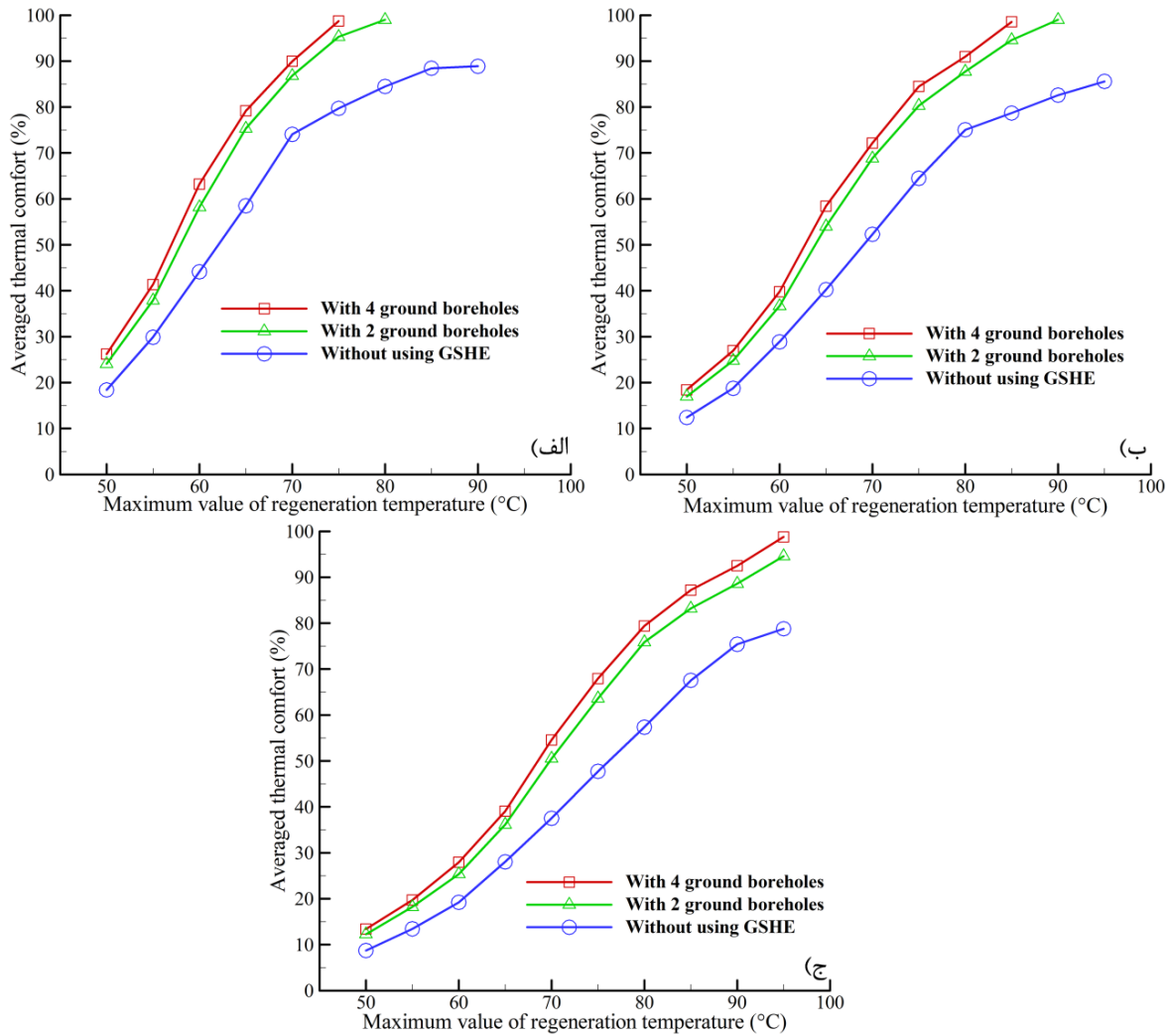


Fig. 16. The effect of GSHE on the provided thermal comfort versus different values of the maximum regeneration temperature and number of ground boreholes: a) high performance DW; b) moderate performance DW; c) low performance DW

شکل ۱۶: تأثیر استفاده از مبدل منبع زمینی بر میانگین درصد آسایش حرارتی برقرار شده به ازای مقادیر مختلف بیشینه دمای احیاء و تعداد چاله‌های زمینی: (الف) عملکرد قوی چرخ دسیکنت؛ (ب) عملکرد متوسط چرخ دسیکنت؛ (ج) عملکرد ضعیف چرخ دسیکنت

سیستم خواهد شد.

همچنین در این شکل مشاهده می‌شود که بدون استفاده از مبدل منبع زمینی، حتی با دماهای احیاء بیش از ۹۰ درجه سلسیوس نمی‌توان آسایش حرارتی با درصد بالا (بیش از ۹۰ درصد) را برقرار کرد. این موضوع به این دلیل است که به منظور برقراری آسایش حرارتی با درصد بالا برای حالتی که از مبدل منبع زمینی استفاده نشده است، نیاز به فرآیند جذب رطوبت بیشتری توسط چرخ دسیکنت است. به بیانی دیگر، نیاز است که نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت در مقدار پایین‌تری از $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$ که نتایج تا اینجای کار بر اساس آن بود قرار گیرد.

به منظور روشن شدن موضوع، در شکل ۱۷ تغییرات میانگین

آسایش حرارتی برقرار شده افزایش یافته است. بر اساس نتایج، استفاده از مبدل منبع زمینی در خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت به عنوان پیش‌خنک‌کن، می‌توان درصد مشخصی از آسایش حرارتی را با بیشینه دمای احیاء پایین‌تری برقرار کرد. بهبود آسایش حرارتی برقرار شده بین دو حالت استفاده از ۲ و ۴ چاله زمینی، کمتر از بهبود آسایش بین دو حالت استفاده از ۲ چاله زمینی و عدم استفاده از مبدل منبع زمینی می‌باشد. بنابراین به عنوان نتیجه‌ای مهم، استفاده از مبدل منبع زمینی در سیستم منجر به برقراری درصد مشخصی آسایش حرارتی با دماهای احیاء پایین‌تر خواهد شد که در نهایت منجر به افزایش سهم انرژی خورشیدی در احیاء، کاهش انرژی وارد شده توسط گرم‌کن، کاهش مصرف آب و افزایش ضریب عملکرد

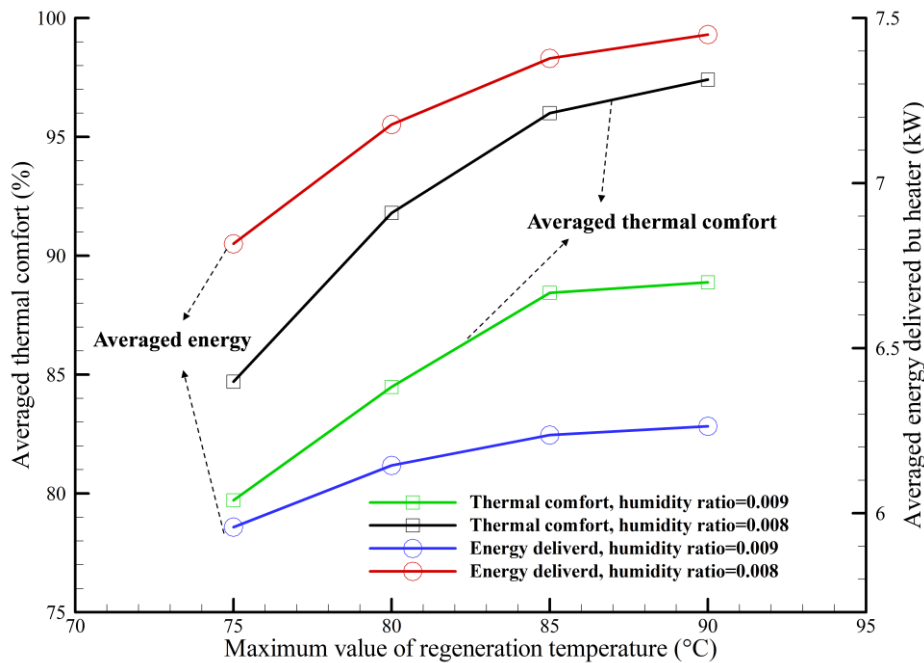


Fig. 17. The averaged level of thermal comfort provided and energy delivered by the heater for two values of the process air humidity ratio at the DW's outlet in the case of no GSHE condition

شکل ۱۷: میانگین درصد آسایش حرارتی و انرژی وارد شده گرم کن به ازای دو مقدار رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت در حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی

میزان زمان بازپرداخت سیستم توسعه داده شده در این پژوهش و به ازای سه مقدار بیشینه دمای احیاء ۶۵، ۷۰ و ۷۵ درجه سلسیوس و به کارگیری ۲ و ۴ چاله مبدل منبع زمینی در خنک کننده نشان داده

درصد آسایش حرارتی برقرار شده و انرژی وارد شده توسط گرم کن برای حالت عدم استفاده از مبدل منبع زمینی و به ازای دو مقدار نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$ و $8/0 \text{ g.kg}^{-1}$ با یکدیگر مقایسه شده است. قابل ذکر است که نتایج نشان داده شده در این شکل تنها برای عملکرد قوی چرخ دسیکنت گزارش شده است.

با توجه به شکل ۱۷، با کاهش نسبت رطوبت هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت از مقدار $9/0 \text{ g.kg}^{-1}$ به $8/0 \text{ g.kg}^{-1}$ ، سیستم توانایی برقراری آسایش حرارتی با میانگین بالای ۹۰ درصد را دارا می باشد. اما مشاهده می شود که با کاهش رطوبت نسبی هوای فرآیند خروجی، انرژی وارد شده توسط گرم کن افزایش یافته است.

پس با توجه به نتایج، با استفاده از مبدل منبع زمینی می توان با مصرف انرژی پایین تری که توسط گرم کن تأمین می شود، آسایش حرارتی را با درصد دلخواه و مد نظر برقرار کرد.

۵-۵ - ارزیابی اقتصادی سیستم

به منظور ارزیابی اقتصادی سیستم مورد بررسی در این پژوهش، شبیه سازی در یک فصل سرمایشی صورت گرفته است. در شکل ۱۸

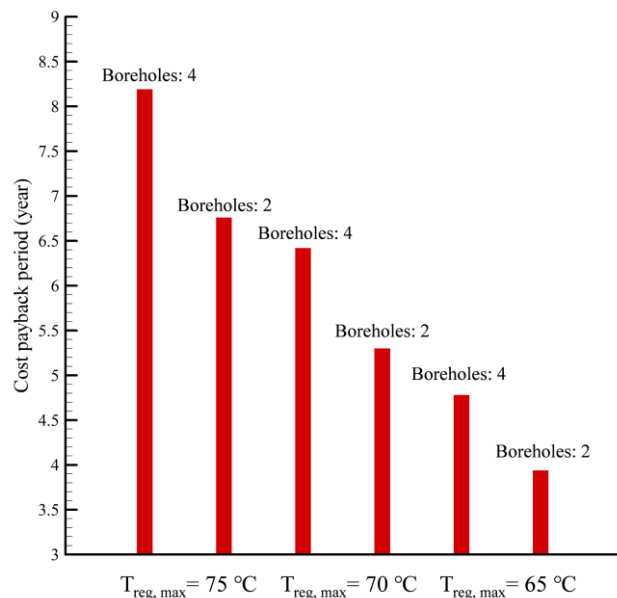


Fig. 18. The calculated payback period of the extended cooling system in the current research for three maximum regeneration temperature values

شکل ۱۸: زمان بازپرداخت محاسبه شده برای سیستم توسعه داده شده در این پژوهش به ازای سه بیشینه دمای احیاء مختلف

رفت حرارتی دیگر تأمین شود و به عبارتی نیاز به انرژی واردی برای احیاء به حداقل برسد. بنابراین سیستم پیشنهادی در این پژوهش این پتانسیل را دارد که بتواند از منابع حرارتی هدرفتی متفاوتی برای برقراری آسایش حرارتی بهره ببرد.

از جمله فواید دیگر سیستم توسعه داده شده این است که در ماه‌های سرد سال که نیاز به خنک‌کننده نیست، می‌توان از کلکتورهای خورشیدی آن در بخش‌های مختلف ساختمان از جمله در تأمین آب گرم مصرفی استفاده کرد. همچنین به دلیل خصوصیات رفتاری زمین، در ماه‌های سرد می‌توان از مبدل منبع زمینی به عنوان یک پیش گرم‌کن هوا استفاده کرد. این دو عامل منجر به کاهش زمان بازپرداخت سیستم خواهد شد زیرا مصرف انرژی مورد نیاز برای گرمایش را کاهش می‌دهند.

به عنوان یک نکته مهم در سیستم پیشنهادی، کلکتورهای خورشیدی و مبدل منبع زمینی دارای هزینه تعمیر و نگهداری پایین و طول عمر بالا هستند. این در حالی است که سیستم‌های متداول دارای هزینه تعمیر و نگهداری بالاتری می‌باشند.

۶- نتیجه‌گیری

در این پژوهش شبیه‌سازی پویایی خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت با استفاده هم‌زمان از انرژی‌های خورشیدی و منبع زمینی انجام شده است. پتانسیل سیستم توسعه داده شده در آب و هواهای گرم و مرطوب مورد ارزیابی قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهند که این سیستم می‌تواند جایگزین مناسبی برای سیستم‌های متداول و با مصرف انرژی بالایی باشد که در این مناطق استفاده می‌شوند. سایر نتایج این پژوهش به شرح زیر است:

۱. بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت به میزان قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده تأثیرگذار است. با افزایش بیشینه دمای احیاء، درصد آسایش حرارتی برقرار شده نیز افزایش خواهد یافت.
۲. عملکرد چرخ دسیکنت دارای تأثیر قابل توجهی بر آسایش حرارتی برقرار شده است. با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت، آسایش حرارتی برقرار شده نیز بهبود خواهد یافت. بنابراین، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت، درصد مشخصی از آسایش حرارتی می‌تواند با بیشینه دمای احیاء پایین‌تر برقرار شود.
۳. با افزایش بیشینه دمای احیاء، سهم انرژی خورشیدی در

شده است. قابل ذکر است که نتایج این شکل برای عملکرد قوی چرخ دسیکنت و استفاده از تعداد ۸ کلکتور آورده شده است.

با توجه به شکل مشخص است که با کاهش بیشینه دمای احیاء چرخ دسیکنت و تعداد چاله‌های مبدل منبع زمینی، زمان بازپرداخت کاهش خواهد یافت. همچنین برای حالت بیشینه دمای احیاء ۷۵ درجه سلسیوس و تعداد چاله‌های مبدل منبع زمینی ۴ که سیستم توانایی کامل برقراری آسایش حرارتی را دارد، زمان بازپرداخت ۸/۲ سال است.

۵-۶- مزایای خنک‌کننده پیشنهادی در این پژوهش

در سیستم‌های خنک‌کننده متداول که در حال حاضر در مناطق گرم و مرطوب استفاده می‌شوند، از مبردهایی استفاده می‌شود که در سال‌های اخیر به دلیل نشتی و ورود به محیط اطراف، به محیط زیست آسیب جبران ناپذیری وارد کرده‌اند. این در حالی است که استفاده از خنک‌کننده پیشنهادی در این پژوهش از انتشار گازهای کلروفلوئوروکربن در مقایسه با خنک‌کننده‌های متداول به میزان قابل توجهی جلوگیری می‌کند زیرا در آن از گازهای مبرد مورد استفاده قرار نمی‌گیرد.

همچنین ارزیابی اقتصادی صورت گرفته نشان می‌دهد که خنک‌کننده پیشنهادی دارای مصرف انرژی برق پایین‌تری نسبت به سیستم‌های متداول است و می‌تواند جایگزین مناسبی برای آن‌ها باشد. همچنین با فراگیرتر شدن استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر خورشیدی و زمینی در سال‌های آتی، هزینه اولیه آن‌ها کاهش خواهد یافت و در نتیجه آن زمان بازپرداخت نیز به مراتب کاهش خواهد یافت. در حال حاضر اجرای خنک‌کننده جاذب رطوبت دسیکنت توسعه داده شده نسبت به سیستم‌های متداول دشوارتر و گران‌تر است اما در سال‌های آتی و با توجه به گران‌تر شدن هزینه برق و گسترده‌تر شدن استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر، خنک‌کننده‌های جاذب رطوبت دسیکنت مورد توجه بیشتر قرار خواهند گرفت.

از طرفی در این پژوهش از انرژی خورشیدی به عنوان بخشی از انرژی مورد نیاز برای احیاء چرخ دسیکنت استفاده شده است. مشاهده شد که با در نظر گرفتن دماهای احیاء پایین (پایین‌تر از ۷۵ درجه سلسیوس)، آسایش حرارتی برقرار خواهد شد. این دمای پایین در مکان‌های مختلف از جمله بخش‌های صنعتی می‌تواند از منابع هدر

زیرنویس

D	شرایط واقعی هوای فرآیند خروجی از چرخ دسیکنت
DEC	خنک‌کننده تبخیری مستقیم
in	سیال ورودی
min	مقدار کمینه
out	سیال خروجی
P	هوای فرآیند (هوای مصرفی یا تغذیه)
R	هوای احیاء
$sens$	انتقال حرارت محسوس
VCS	خنک‌کننده متداول دارای کمپرسور
wbd	بیشینه اختلاف دمای ممکن بین دمای تر ورودی و خروجی در خنک‌کننده تبخیری

منابع

- [1] O. Masoso, L.J. Grobler, The dark side of occupants' behaviour on building energy use, *Energy and buildings*, 42(2) (2010) 173-177.
- [2] A.M. Omer, Renewable building energy systems and passive human comfort solutions, *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(6) (2008) 1562-1587.
- [3] S. Delfani, J. Esmaeliani, H. Pasharshahi, M. Karami, Energy saving potential of an indirect evaporative cooler as a pre-cooling unit for mechanical cooling systems in Iran, *Energy and Buildings*, 42(11) (2010) 2169-2176.
- [4] F. Kojok, F. Fardoun, R. Younes, R. Outbib, Hybrid cooling systems: A review and an optimized selection scheme, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 65 (2016) 57-80.
- [5] İ. Uçkan, T. Yılmaz, E. Hürdoğan, O. Büyükalaca, Experimental investigation of a novel configuration of desiccant based evaporative air conditioning system, *Energy conversion and management*, 65 (2013) 606-615.
- [6] M.K. Shahzad, G.Q. Chaudhary, M. Ali, N.A. Sheikh, M.S. Khalil, T.U. Rashid, Experimental evaluation of a solid desiccant system integrated with cross flow Maisotsenko cycle evaporative cooler, *Applied Thermal Engineering*, 128 (2018) 1476-1487.
- [7] G.Q. Chaudhary, M. Ali, N.A. Sheikh, S. Khushnood, Integration of solar assisted solid desiccant cooling system with efficient evaporative cooling technique for separate load handling, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 696-706.
- [8] L. Chen, S. Chen, L. Liu, B. Zhang, Experimental investigation of precooling desiccant-wheel air-

تأمین انرژی مورد نیاز برای احیاء و ضریب عملکرد سیستم کاهش و مصرف آب سیستم افزایش خواهد یافت. همچنین در یک بیشینه دمای احیاء مشخص، با افزایش عملکرد چرخ دسیکنت سهم انرژی خورشیدی نیز افزایش خواهد یافت.

۴. استفاده از مبدل منبع زمینی در سیستم منجر به بهبود آسایش حرارتی برقرار شده خواهد شد و سطح مشخصی از آن می‌تواند با دماهای احیاء پایین‌تر برقرار شود.

۵. تحلیل اقتصادی سیستم نشان می‌دهد که با در نظر گرفتن عملکرد قوی چرخ دسیکنت و در حالتی که سیستم به طور کامل آسایش حرارتی را برقرار می‌کند، زمان بازپرداخت ۸/۲ سال است.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

a	پارامترهای معادله بازده کلکتور
ACS	صرفه‌جویی در هزینه سالیانه ($\$.year^{-1}$)
C_p	ظرفیت گرمایی ویژه سیال، $KJ.kg^{-1}.K^{-1}$
COP	ضریب عملکرد سیستم، بی‌بعد
CPP	زمان بازپرداخت
DW	چرخ دسیکنت
$F1$	مشخصه پتانسیل چرخ دسیکنت
$F2$	مشخصه پتانسیل چرخ دسیکنت
$GSHE$	مبدل منبع زمینی
h	آنتالپی ویژه سیال، $KJ.kg^{-1}$
IC	هزینه اولیه ($\$$)
I_T	تشنش عمودی خورشید بر صفحه کلکتور، $W.m^{-2}$
HRW	چرخ بازیافت حرارت
\dot{m}	دبی سیال، $kg.h^{-1}$
MIN	مقدار کمینه
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت، $KJ.h^{-1}$
R	بخش هوای بازگشتی از محیط تهویه شده، بی‌بعد
SF	سهم انرژی خورشیدی در احیاء چرخ دسیکنت، بی‌بعد
T	دمای سیال، K
T_{Reg}	دمای احیاء چرخ دسیکنت، $^{\circ}C$
RH	رطوبت نسبی هوا، %

علائم یونانی

ϵ_{F1}	بازده مربوط به چرخ دسیکنت، بی‌بعد
ϵ_{F2}	بازده مربوط به چرخ دسیکنت، بی‌بعد
ϵ	بازده، بی‌بعد
η	بازده حرارتی کلکتور، بی‌بعد
ω	نسبت رطوبت هوا، $kg.kg^{-1}$

- [18] G. Heidarinejad, H. Pasharshahi, The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles, *Energy and Buildings*, 42(12) (2010) 2416-2423.
- [19] T. Sokhansefat, A. Kasaeian, K. Rahmani, A.H. Heidari, F. Aghakhani, O. Mahian, Thermoeconomic and environmental analysis of solar flat plate and evacuated tube collectors in cold climatic conditions, *Renewable energy*, 115 (2018) 501-508.
- [20] D. Jani, M. Mishra, P. Sahoo, Performance studies of hybrid solid desiccant–vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates, *Energy and Buildings*, 102 (2015) 284-292.
- [21] A. Arteconi, C. Brandoni, G. Rossi, F. Polonara, Experimental evaluation and dynamic simulation of a ground coupled heat pump for a commercial building, *International Journal of Energy Research*, 37(15) (2013) 1971-1980.
- [22] A. Cacabelos, P. Eguía, J.L. Míguez, E. Granada, M.E. Arce, Calibrated simulation of a public library HVAC system with a ground-source heat pump and a radiant floor using TRNSYS and GenOpt, *Energy and Buildings*, 108 (2015) 114-126.
- [23] M. Mehrpooya, H. Hemmatabady, M.H. Ahmadi, Optimization of performance of combined solar collector-geothermal heat pump systems to supply thermal load needed for heating greenhouses, *Energy Conversion and Management*, 97 (2015) 382-392.
- [24] S. Klein, B. Newton, J. Thornton, D. Bradley, J. Mitchell, M. Kummert, *TRNSYS Reference Manual: Mathematical Reference*, 16, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, (2006).
- [25] M. Kharseh, M. Al-Khawaja, M.T. Suleiman, Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments: Residential buildings, *Geothermics*, 57 (2015) 104-110.
- [26] K. Ghali, Energy savings potential of a hybrid desiccant dehumidification air conditioning system in Beirut, *Energy Conversion and Management*, 49(11) (2008) 3387-3390.
- [27] Y. Guan, Y. Zhang, Y. Sheng, X. Kong, S. Du, Feasibility conditioning system in a high-temperature and high-humidity environment, *International Journal of Refrigeration*, 95 (2018) 83-92.
- [9] G. Heidarinejad, V. Khalajzadeh, S. Delfani, Performance analysis of a ground-assisted direct evaporative cooling air conditioner, *Building and Environment*, 45(11) (2010) 2421-2429.
- [10] S. El-Agouz, A. Kabeel, Performance of desiccant air conditioning system with geothermal energy under different climatic conditions, *Energy conversion and management*, 88 (2014) 464-475.
- [11] Y. Abbassi, E. Baniasadi, H. Ahmadikia, Comparative performance analysis of different solar desiccant dehumidification systems, *Energy and Buildings*, 150 (2017) 37-51.
- [12] D. Pandelidis, A. Pacak, A. Cichoń, S. Anisimov, P. Drağ, B. Vager, V. Vasilijev, Multi-stage desiccant cooling system for moderate climate, *Energy conversion and management*, 177 (2018) 77-90.
- [13] A. Asadi, B. Roshanzadeh, Improving performance of two-stage desiccant cooling system by analyzing different regeneration configurations, *Journal of Building Engineering*, 25 (2019) 100807.
- [14] A. Heidari, R. Roshandel, V. Vakiloroaya, An innovative solar assisted desiccant-based evaporative cooling system for co-production of water and cooling in hot and humid climates, *Energy Conversion and Management*, 185 (2019) 396-409.
- [15] P. Bareschino, G. Diglio, F. Pepe, G. Angrisani, C. Roselli, M. Sasso, Numerical study of a MIL101 metal organic framework based desiccant cooling system for air conditioning applications, *Applied Thermal Engineering*, 124 (2017) 641-651.
- [16] A. Heidari, H. Rostamzadeh, A. Avami, A novel hybrid desiccant-based ejector cooling system for energy and carbon saving in hot and humid climates, *International Journal of Refrigeration*, 101 (2019) 196-210.
- [17] G. Panaras, E. Mathioulakis, V. Belessiotis, N. Kyriakis, Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model, *Energy and Buildings*, 42(10) (2010) 1719-1725.

- Engineering, 21(16) (2001) 1657-1674.
- [31] M.-H. Kim, J.-S. Park, J.-W. Jeong, Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system, *Energy*, 59 (2013) 726-736.
- [32] J. Watt, *Evaporative air conditioning handbook*, Springer Science & Business Media, 2012.
- [33] S. De Antonellis, M. Intini, C.M. Joppolo, Desiccant wheels effectiveness parameters: correlations based on experimental data, *Energy and Buildings*, 103 (2015) 296-306.
- [34] S. Kalogirou, The potential of solar industrial process heat applications, *Applied Energy*, 76(4) (2003) 337-361.
- [35] T. Sokhansefat, D. Mohammadi, A. Kasaeian, A. Mahmoudi, Simulation and parametric study of a 5-ton solar absorption cooling system in Tehran, *Energy Conversion and Management*, 148 (2017) 339-351.
- and economic analysis of solid desiccant wheel used for dehumidification and preheating in blast furnace: A case study of steel plant, Nanjing, China, *Applied Thermal Engineering*, 81 (2015) 426-435.
- [28] T. Ge, F. Ziegler, R. Wang, H. Wang, Performance comparison between a solar driven rotary desiccant cooling system and conventional vapor compression system (performance study of desiccant cooling), *Applied Thermal Engineering*, 30(6-7) (2010) 724-731.
- [29] R. Qi, L. Lu, Y. Huang, Parameter analysis and optimization of the energy and economic performance of solar-assisted liquid desiccant cooling system under different climate conditions, *Energy conversion and management*, 106 (2015) 1387-1395.
- [30] A. Kodama, T. Hirayama, M. Goto, T. Hirose, R. Critoph, The use of psychrometric charts for the optimisation of a thermal swing desiccant wheel, *Applied Thermal*

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

S. Rayegan, G. H. Heidarinejad, H. Pasharshahi, *Dynamic Simulation of Desiccant Cooling System with Simultaneously Using Solar and Ground Renewable Energies in Hot-Humid Regions*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(3) (2021) 1549-1572.

DOI: [10.22060/mej.2019.16938.6478](https://doi.org/10.22060/mej.2019.16938.6478)

