

بررسی عوامل موثر بر ضریب عملکرد و آهنگ رطوبت زدایی خشک کن پمپ گرمایی به کمک انرژی خورشیدی در سه شهر ایران

محمود چهارطاقی*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

جواد کاوسی داویجانی

دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

چکیده

در تحقیق حاضر خشک کن پمپ گرمایی به کمک انرژی خورشیدی در نوع مستقیم اواپراتور- گردآورنده مورد تحقیق و ارزیابی قرار گرفته است. پارامترهای مؤثر خروجی این چرخه، ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت می باشد که تأثیر عوامل گوناگون مانند دمای چگالنده، رطوبت نسبی هوای پیرامون، زاویه شیب گردآورنده و دمای اواپراتور بر این توابع بررسی شده است. برای محاسبه تابش جذب شده در گردآورنده از میانگین دمای هوا و میانگین تابش جذب شده روی صفحه افقی در یک ماه استفاده شده است. در چرخه های انبساط مستقیم گرمای جذب شده توسط گردآورنده مستقیماً در محفظه اواپراتور جذب شده و سبب تغییر فاز مبرد به حالت بخار اشباع می شود. در این نوع سامانه، عنصر اواپراتور در واقع همان محفظه گردآورنده به علاوه کویل های خود اواپراتور است. از گردآورنده به عنوان دو هدف می توان بهره برد. یکی جذب گرما و افزایش دمای هوا و دیگری استفاده به عنوان اواپراتور. در تحقیق حاضر از یک گردآورنده تخت برای جذب گرمای استفاده شده و هدف از آن تحقیق بهبود ضریب عملکرد ترمودینامیکی کلی چرخه و آهنگ جدایش رطوبت است. نتایج این تحقیق در سه شهر تهران، شیراز و بیرجند براساس داده های میانگین بسط داده شده و همچنین از مبردهای گوناگون بهره گرفته شده است. برای مثال در مبردهای رایج R134 در شرایط یکسان با دو مبرد R410a و R407c افزایش ضریب عملکردی به ترتیب معادل با ۲۴ و ۲۰ درصد دارد.

واژه های کلیدی: پمپ حرارتی، خشک کن، ضریب عملکرد، شدت تابش، آهنگ رطوبت زدایی، انرژی خورشیدی.

Study of Effective Parameters on the Coefficient of Performance and Specific Moisture Extraction Rate in Solar Assisted Heat Pump Dryer for Three Cities of Iran

M. chahartaghi
J. Kavousi

Department of Mechanical engineering, Shahrood University of technology, Shahrood, Iran

Department of Mechanical engineering, Shahrood University of technology, Shahrood, Iran

Abstract

In this study, a solar assisted heat pump dryer with in direct model of evaporator- collector has been evaluated. The effective output parameters of the cycle are the coefficient of performance and the specific moisture extraction rate. In addition, the influence of different factors including condenser temperature, relative humidity of ambient air, slope angle of collector and temperature of evaporator on these parameters have been studied. For calculation of absorbed heat radiation in collector, the existing average temperature and the average daily radiation on a horizontal surface has been used. In direct expansion cycles, the absorbed heat by the collector in the evaporator case, vaporizes liquid refrigerant phase in the saturated gas phase. In this system, evaporator element is collector case, as well as the coils of evaporator. An element of collector can be used for two purposes: the first one is the absorbing heat and increasing temperature and the second the ability to be used as evaporator. In this study, a flat collector is used to absorb heat. The purpose of this study is to investigate promoting thermodynamic operation coefficient of entire cycle and humidity separation rate. The results of this study is capable of being evaluated for average radiation rate of Birjand, Tehran and Shiraz. This study also can be used for different refrigerants. The results show that the coefficient of performance of R134a refrigerant is 24% and 20% higher than R410a and R407c respectively.

Keywords: Heat pump, Dryer, coefficient of performance, moisture extraction rate, solar energy.

۱- مقدمه

است. استفاده از خشک کن های پمپ حرارتی معایب و مزایایی دارد. از مزایای آن می توان به تبدیل ساده انرژی برای حرارت مستقیم و ذخیره انرژی برای بهبود عملکرد سامانه، ابزار های ساده به منظور کنترل فرآیند و کیفیت محصول بالاتر با زمان بندی مناسب در فرآیند خشک کردن اشاره کرد. همچنین محدودیت ها و معایب آن، افزایش هزینه ها نسبت به روش های دیگر برای اجزاء اضافه شده آن و استفاده از این نوع فن آوری فقط در طول روز را می توان نام برد. در سامانه های خورشیدی ضریب عملکرد کلی سامانه نسبت به سایر چرخه های دارای چرخه رطوبت زدایی دیگر، بیشتر است. در واقع دو نوع خشک کن خورشیدی متداول موجود می باشد یکی سامانه های انبساط مستقیم و دیگری سامانه های خورشیدی سنتی. در چرخه های انبساط مستقیم

در فرآیندهای مختلف خشک کردن، مواد جامد، شبه جامد و مایع با تبخیر مایع درون آنها و تبدیل آن به فاز بخار با اعمال گرما، به محصولات جامد خشک تبدیل می شوند. خشک کردن شامل فرآیند انتقال گرما و جرم می شود. بسیاری از کشاورزان از انرژی خورشید در فضای باز استفاده می کنند. خشک کن های خورشیدی از مؤثرترین و کاراترین تکنولوژی های موجود در فرآیندهای خشک کردن محسوب می شوند. روند استفاده از ترکیب تکنولوژی پمپ حرارتی و انرژی خورشیدی رو به رشد بوده است. فرآیند خشک کردن بوسیله پمپ حرارتی، به منظور کیفیت محصول بهتر با دمای پایین تر و با کنترلرهای مناسب در دهه اخیر مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: chahartaghi@shahroodut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۴/۱۲/۲۹

تاریخ پذیرش: ۹۵/۰۳/۱۸

گرمای جذب شده توسط گردآورنده مستقیماً در محفظه اواپراتور جذب شده و سبب تغییر فاز مبرد به حالت بخار اشباع می‌شود. در زمینه سامانه‌های انبساط مستقیم تحقیقاتی صورت گرفته که عمده آن مربوط به گرم کردن آب و سهم کمتری از این مطالعات مربوط به تکنولوژی خشک‌کردن است. چاترودی و همکاران [۱] مدلی ترمودینامیکی برای تحلیل جریان دوفازی گردآورنده خورشیدی به کمک پمپ حرارتی ارائه کردند. عزیز و همکاران [۲] آنالیزی ترمودینامیکی در گردآورنده‌های خورشیدی به کار رفته در سامانه‌های انبساط مستقیم، صورت دادند. در این تحقیق تحلیل ترمودینامیکی در گردآورنده‌های خورشیدی و خواص نسبی مبردها برای جایگزینی هیدروفلورکربن‌ها بررسی گردید. لای و همکاران [۳] بررسی تجربی بر روی ضریب عملکرد سامانه‌های انبساط مستقیم خورشیدی به منظور گرم کردن آب انجام دادند و در اقلیم آب و هوایی شانگهای چین در فصل بهار مقدار ضریب عملکرد ۶/۶۱ تعیین شد. چاترودی و ابادری [۴] سامانه انبساط خورشیدی را مورد مطالعه قرار دادند و عملکرد بلند مدت حرارتی این نوع سامانه را شبیه‌سازی کردند. این نوع گردآورنده خورشیدی بدون پوشش است و تواما عملکرد اواپراتور را نیز بر عهده دارد. در این بررسی پیکربندی کمپرسور و گردآورنده متناسب با ضریب عملکرد طولانی مدت سامانه است. کوانگ و همکاران [۵] بر روی سامانه انبساط مستقیم انرژی خورشیدی- پمپ حرارتی به منظور استفاده در آب گرم کن مطالعه کردند. یومارتاس و همکاران [۶] تجزیه و تحلیل سامانه خورشیدی کمکی به پمپ گرما با ذخیره‌سازی انرژی فصلی در مخازن را مورد توجه قرار دادند و تحلیل را با مدل کردن سطح مخزن بصورت دایروی و جفت شده با زمین انجام دادند. کوانگ و همکاران [۷] بر روی عملکرد یک سامانه انبساط مستقیم خورشیدی به کمک پمپ حرارتی مطالعاتی را انجام دادند. این سامانه می‌توانست برای تهویه مطبوع در تابستان، ایجاد گرما در یک محوطه محدود در زمستان و آب‌گرم‌کن در طول کل سال مورد استفاده قرار بگیرد. هاوالدر و همکاران [۸] مطالعاتی را بر روی سامانه انرژی خورشیدی با پمپ حرارتی برای شیرین کردن آب انجام دادند و یک واحد آب شیرین‌کن بر مبنای انرژی خورشیدی و پمپ حرارتی طراحی و ساخته شد. سفیک و همکاران [۹] برای خشک کردن قارچ از سامانه انبساط مستقیم خورشیدی کمکی به پمپ گرما در مقیاس آزمایشگاهی استفاده کردند. سامانه انرژی خورشیدی و پمپ حرارتی می‌تواند به صورت مجزا یا ترکیب با هم مورد استفاده قرار بگیرد. هاوالدر و همکاران [۱۰] بر روی انرژی خورشیدی کمکی به پمپ حرارتی در خشک‌کن کار کردند. در این بررسی بر روی بازدهی گردآورنده هوا و گردآورنده -اواپراتور (تحت شرایط یکسان آب و هوایی برای هر دو نوع گردآورنده) تحقیق شد. هاوالدر و جهانگیر [۱۱] و [۱۲] مکانیزم جدیدی در سامانه‌های خشک‌کن پمپ حرارتی به کمک انرژی خورشیدی ارائه دادند که نزدیکترین تحقیق به کار حاضر بود. در مطالعه آنها تأمین گرمای مورد نیاز هوای مورد نیاز در خشک‌کن از یک گردآورنده هوا و حرارت آزاد شده در رطوبت زدای هوا (این عنصر با شیر کنترلی به چگالنده هوا متصل است) استفاده شد و حرارت آزاد شده از مبرد به منظور تأمین گرم کردن آب مورد استفاده قرار گرفت. با توجه به اهمیت فرایند خشک کردن و مصرف انرژی قابل توجه در این امر، استفاده از سامانه‌های با قابلیت بالا و بهبود عملکرد آنها

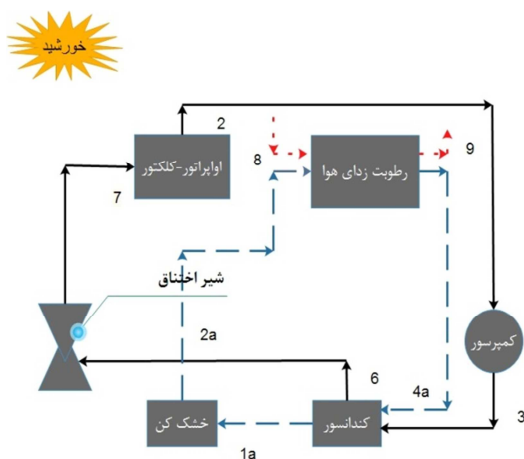
اهمیت زیادی دارد. در کار حاضر سعی شده است مطالعه جامعی در این راستا صورت گیرد. در این تحقیق از نوعی چرخه انبساط مستقیم خورشیدی استفاده شده و می‌تواند برای تمامی مناطق با اقلیم آب و هوایی گوناگون این نوع مکانیزم استفاده شود. استفاده از دمای پایین‌تر مبرد برای خشک‌کردن و البته کنترل دقیق بر روی پارامترهای خروجی از مشخصه‌های خشک‌کن پمپ حرارتی به کمک سامانه انبساط مستقیم خورشیدی^۱ است. در خشک‌کن پمپ حرارتی ضرایب عملکرد و آهنگ رطوبت‌زدایی به رطوبت نسبی هوا وابسته هستند و بررسی در اقلیم های متفاوت، می‌تواند اهمیت بررسی این موضوع و ضرورت انجام این تحقیق را توجیه کند. از مهمترین مواردی که در تحقیق حاضر صورت گرفته و نسبت به کارهای پیشین جامع تر می‌باشد می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

استفاده از چرخه‌ی با توانایی بازیابی انرژی، استفاده از ترکیب پمپ حرارتی و انرژی خورشیدی برای صرفه جویی در مصرف انرژی، استفاده چند منظوره (خشک‌کردن مواد غذایی و تولید آب گرم خورشیدی)، بررسی سامانه در چند اقلیم مختلف و بررسی مبردهای مختلف.

۲- شرح سامانه و معادلات حاکم

۲-۱- تشریح چرخه و اجزای مربوط به آن

هدف از انجام این تحقیق بررسی و تحلیل مقدار ضریب عملکرد و بازدهی گردآورنده است. شکل ۱، سامانه انبساط مستقیم خورشیدی کمکی به خشک‌کن پمپ حرارتی را نشان می‌دهد. خطوط پررنگ، جریان مبرد R134a خط چین جریان هوا و خط نقطه نشان‌دهنده مبرد دوم (آب) که با محفظه رطوبت زدای هوا در تبادل حرارتی قرار دارد. استفاده از دمای پایین‌تر مبرد برای خشک‌کردن و البته کنترل دقیق بر روی پارامترهای خروجی از مشخصه‌های خشک‌کن پمپ حرارتی به کمک سامانه انبساط مستقیم خورشیدی است. برای تمامی مناطق با اقلیم آب و هوایی گوناگون این نوع مکانیزم استفاده می‌شود.



شکل ۱- چرخه خشک‌کن انبساط مستقیم انرژی خورشیدی - کمکی به پمپ گرمایی

مطابق شکل ۱، مبرد بعد از خروج از شیر اختناق وارد اواپراتور

¹ direct expansion solar assisted heat pump(DX-SAHPD)

۲-۲- فرضیات پمپ گرمایی

فرضیاتی که برای مدل ریاضی به کار خواهد رفت در موارد زیر آورده شده است.

- در خروجی اواپراتور و چگالنده مبرد به ترتیب بخار مافوق گرم (با همان فشار اشباع حالت بخار اشباع و اختلاف دمای 5°C) و مایع مادون سرد (با همان فشار اشباع حالت مایع اشباع و اختلاف دمای 5°C) در نظر گرفته می شود.
- در کمپرسور فرآیند پلی تروپیک و برای مبرد R134a با نمای پلی تروپیک $1/1.06$ و در شیر اختناق فرآیند هم آنتالپی است [۱۳].
- لوله های اتصالی به اجزاء پمپ حرارتی عایق و از افت فشار در لوله ها صرف نظر شده است.
- پمپ حرارتی در شرایط پایا عمل می کند.

۲-۳- فرضیات خشک کن

- لوله های هوا و محفظه خشک کن عایق هستند.
- شرایط محیطی و گرمای ویژه هوا ثابت است.
- خشک کن در شرایط پایا و فشار محیط یک اتمفسر است.
- فرآیند خشک کردن تحت شرایط متناوب است و در هر تناوب زمانی روی خط حباب تر ثابت انجام می گیرد. [۱۴]
- تعادل دمایی بین هوا و محصول وجود دارد.
- شرایط ورودی در رطوبت زدا دقیقا مشابه شرایط خروجی خشک کن و شرایط ورودی هوا در خشک کن دقیقا با شرایط خروجی چگالنده یکسان است.
- مدل ریاضی خشک کن پمپ حرارتی از سه زیرمدل خشک کن، پمپ حرارتی و ضریب عملکرد، که معادلات بقای جرم و انرژی در آن رعایت شده، تشکیل می گردد. پمپ حرارتی شامل اجزاء اواپراتور-گردآورنده، کمپرسور، چگالنده و لوله مویین است.

۲-۴- معادلات به کاررفته در خشک کن

معادله تعادل جرم در محفظه خشک کم مطابق با رابطه (۱) تعیین می شود.

$$\dot{m}_a(W_{do} - W_{di}) = \dot{m}_d = \frac{m_p(M_{\theta i} - M_{\theta f})}{100\theta_m} \quad (1)$$

که θ_m مجموع زمان فرآیند خشک کردن، \dot{m}_a آهنگ جریان جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر ثانیه، $M_{\theta i}$ و $M_{\theta f}$ محتوای رطوبت تعادلی بر حسب درصد دمای حباب خشک در ورودی و خروجی خشک کن و m_p جرم ماده مورد نظر در سینی می باشد [۱۴].

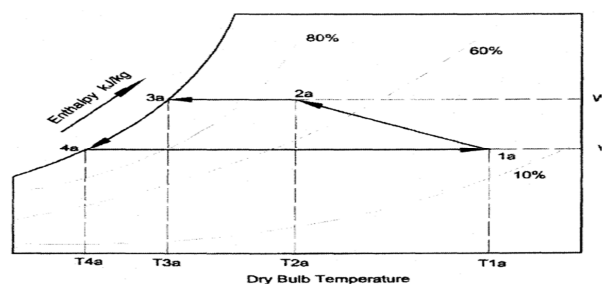
$$c_{pa}t_{di} + w_{di}(h_{fg} + c_{pv}t_{di}) = c_{pa}t_{do} + w_{do}(h_{fg} + c_{pv}t_{di}) \quad (1)$$

همچنین برای محاسبه آنتالپی هوا از معادله (۳) استفاده می شود.

$$h = c_{pa}t + W(2501 + c_{pvt}) \quad (3)$$

اندیس های d_o ، d_i در معادله شماره (۲) مربوط به ورودی و خروجی خشک کن، W رطوبت مطلق هوا، t دما بر حسب درجه کلوین، m_p مقدار جرم ماده در خشک کن، \dot{m}_a و \dot{m}_d آهنگ جریان جرمی هوا و آهنگ جدا شدن رطوبت از خشک کن بر حسب kg/s هستند. اندیس های CO و CI و CS مربوط به خروجی چگالنده برای هوا و سطح

شده، گردآورنده خورشیدی انرژی لازم برای اینکه مبرد به حالت اشباع (مافوق گرم) درآید را فراهم می کند (فرآیند ۲-۷). مبرد بعد از اواپراتور وارد کمپرسور می شود و طی یک فرآیند آیزنتروپیک دما و فشار آن افزایش می یابد (فرآیند ۳-۲). نهایتا بعد از عبور از چگالنده و سرد شدن آن به حالت مادون سرد (نزدیک به حالت مایع اشباع) درآمده (فرآیند ۶-۳)، بعد از این مرحله وارد شیر اختناق شده و به حالت اشباع رسیده (فرآیند ۲-۷) و چرخه کامل می شود. در این چرخه با توجه به اینکه این گرما از طریق انرژی خورشیدی تامین می شود رطوبت زدایی در مبادله کن دیگر باید صورت بپذیرد و از جریان آب با آهنگ جریان جرمی معین استفاده می شود. در واقع این نوع سامانه علاوه بر آنکه ضریب عملکرد بالاتری نسبت به پمپ حرارتی دارد، برای افزایش دمای جریان آب نیز می تواند مورد استفاده قرار بگیرد. در محفظه چگالنده، هوا گرمای دفع شده از مبرد را دریافت کرده و ضمن اینکه دمایش افزایش می یابد وارد خشک کن می شود. آب نیز گرمای آزاد شده از هوا در محفظه رطوبت زدا را جذب کرده و دمایش افزایش می یابد. قسمتی از نمودار سایکرومتری چرخه هوا در شکل ۲ نشان داده شده است. هوای ورودی به خشک کن در نقطه 1a وارد محفظه خشک کن می شود، رطوبت را از محصول جدا می کند. هوای با رطوبت بالا در نقطه 2a وارد رطوبت زدا می شود. در فرآیند 2a-3a هوا در درجه اول تا نقطه شبنم سرد می شود. آب موجود در مخلوط جدا شده و خارج می شود. آنتالپی نهان بخار بوسیله مبرد در حال جوشش جذب می شود و گرمای بازیابی شده وارد چگالنده می شود. هوای سرد و رطوبت زدایی شده در فرآیند، حرارت را در چگالنده جذب می کند تا به دمای مطلوب برسد. در چرخه هوا، هوای مرطوب از محفظه خشک کن مستقیما خارج می شود و وارد محفظه جدایش رطوبت شده که در آن رطوبت زدایی صورت می گیرد. سپس هوای گرم از چگالنده خارج شده تا وارد محفظه خشک کن شود. همچنین شکل شماره ۲ بیانگر تغییر رطوبت مطلق هوا بر حسب آنتالپی آن نیز می باشد. فرآیند 1a-2a در محفظه خشک کن رخ می دهد. به همین علت رطوبت مطلق هوا افزایش یافته است. همچنین محفظه خشک کن نسبت به محیط پیرامون، آدیاباتیک در نظر گرفته می شود. نقطه 4a هوای خروجی از رطوبت زدا و نقطه 1a خروجی چگالنده در نظر گرفته شده است.



شکل ۲- نمودار تغییرات حالت هوا در چرخه انبساط مستقیم خورشیدی خشک کن روی نمودار سایکرومتری

نمودار تغییرات هوا نیز مشابه پمپ حرارتی است. اما مبرد R134a در این نوع سامانه (DX-SAHPD)، با هوای در حال جریان در رطوبت زدا تبادل گرما ندارد.

چگالنده است برخی از پارامترهای معادلات ۲ و ۳ در جدول ۱ ذکر شده است [۱۵].

جدول ۱- پارامترهای موجود و معلوم در معادله (۳)

مقدار	واحد	نماد
۱/۰۰۸	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	c_{pa}
۱/۷۳۶۷	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$	c_{pv}
۲۵۰۱	kJ/kg	h_{fg}

۲-۵- مدل رطوبت‌زدا

مدل رطوبت زدا می‌تواند بر اساس تعادل جرم و انرژی بین هوای درحال جریان و سطح مبادله‌کن گرمایی توسط رابطه (۴) به‌دست آید.

$$\dot{m}_{we} = \dot{m}_a(1 - BF)(w_{do} - w_{dehs}) \quad (4)$$

که BF فاکتور انعشاب، و زیرنویس dehs مربوط به سطح رطوبت‌زدا است.

$$Q_{deh} = \dot{m}_a(1 - BF)(h_{do} - h_{dehs}) - \dot{m}_{we}h_{we} = \dot{m}_{rwater}(H_g - H_o) = \dot{m}_a(h_{deho} - h_{do}) \quad (5)$$

در معادله ۵، Q_{deh} گرمای دفع شده رطوبت‌زدا، h آنتالپی جریان هوا، H آنتالپی جریان میرد دوم (آب) و \dot{m}_{we} آهنگ جریان جرمی رطوبت جدا شده از سطح رطوبت‌زدا با واحد کیلوگرم بر ثانیه است.

۲-۶- معادلات کمپرسور

توان مصرفی کمپرسور توسط رابطه (۶) تعیین می‌گردد:

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_r(H_3 - H_2)}{\eta_{comp}} \quad (6)$$

که \dot{m}_r آهنگ جریان جرمی میرد، η_{comp} بازدهی کمپرسور و H آنتالپی میرد و در رابطه (۷)، η_v بازدهی حجمی کمپرسور، VD جابه‌جایی حجمی کمپرسور و v_{r2} حجم مخصوص میرد در حالت شماره ۲ (در دور کمپرسور ثابت) مطابق با شکل ۱ است.

$$\dot{m}_r = \frac{\eta_v VD}{v_{r2}} \quad (7)$$

برای محاسبه اختلاف آنتالپی در خروجی اوپراتور و کمپرسور از رابطه (۸) استفاده می‌شود که n نمای پلی‌تروپیک فرآیند است.

$$\Delta H = p_2 v_{r2} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \quad (8)$$

۲-۷- معادلات چگالنده

مدل چگالنده برای پیش بینی انرژی منتقل شده و آهنگ جریان جرمی سیال در کویل های چگالنده به کار می‌رود.

$$Q_c = \dot{m}_r(H_6 - H_3) = Q_{eva} + W_{comp} \quad (9)$$

گرمای دریافتی توسط هوا از رابطه (۱۰) قابل محاسبه است.

$$Q_c = \dot{m}_a(c_{pa} + w_{di}c_{pv})(t_{co} - t_{deho}) \quad (10)$$

در رابطه (۹) Q_c حرارت منتقل شده در چگالنده می‌باشد. در این چرخه، فرایند اختناق شیر انبساط، آنتالپی ثابت فرض شده است.

۲-۸- معادلات مربوط به اوپراتور - گردآورنده

مدل گردآورنده - اوپراتور برای تخمین دمای اوپراتور به کار می‌رود. برای محاسبه این پارامتر باید پارامترهای مهم مربوط به انرژی خورشیدی و داده‌های آب و هوایی مانند دمای هوا در دسترس باشد. در گردآورنده - اوپراتور معمولاً دمای هوا از دمای میرد بیشتر است. پارامتر جابه‌جایی کمپرسور که در رابطه (۷) بیان شده، جزء پارامترهای ورودی الگوریتم حل می‌باشد. انرژی جذب شده توسط میرد معادل با تفاضل انرژی تابشی جذب شده و تلفات حرارتی گردآورنده بوده و با رابطه (۱۱) بیان می‌شود. [۱۳]:

$$\dot{m}_r(H_2 - H_6) = \frac{\eta_v VD}{v_{r2}}(H_2 - H_6) = F'A_c(S - U_l(T_2 - T_a)) \quad (11)$$

۲-۹- معادلات ضریب عملکرد

بنا به تعریف فرآیند تبخیر رطوبت در ماده تحت عنوان پارامتری به نام SMER^۱ تعریف می‌شود که نسبت آهنگ جرمی رطوبت جدا شده از ماده به کل کار ورودی به سامانه است. معادله (۱۲) نحوه محاسبه این پارامتر را نشان می‌دهد. همچنین ضریب عملکرد ترمودینامیکی چرخه با پارامتر COP^۲ تعیین شده که طبق معادله (۱۳) محاسبه شده است.

$$SMER = \frac{\dot{m}_{wd}}{W_{comp}} \quad (12)$$

$$COP = \frac{Q_c}{W_{comp}} \quad (13)$$

۲-۹-۱- معادلات رطوبت‌سنجی و کمکی برای حل چرخه

برای محاسبه رطوبت مطلق دمای ورودی از روابط (۱۴) تا (۱۶) کمک گرفته می‌شود. [۱۶] رابطه (۱۴) برای محاسبه فشار بخار اشباع در دمای حباب خشک ورودی به کار رفته و ضرایب این معادله مطابق جدول است. (در این رابطه دما بر حسب کلوین است).

$$\ln(P_{sd}) = \frac{C_1}{t_{di}} + C_2 + C_3 t_{di} + C_4 t_{di}^2 + C_5 t_{di}^3 + C_6 t_{di}^4 + C_7 \ln(t_{di}) \quad (14)$$

جدول ۲- ضرایب به کار رفته در رابطه (۱۴)

C1=-5.6743E+3	C2=2.074E+00
C3=-9.677E+03	C4=6.221E-07
C5=2.0747E-09	C6=-9.48E-013
	C7=4.1635E+00

$$P_d = RH \times P_{sd} \quad (15)$$

در رابطه (۱۵)، P_d فشار جزئی بخار دمای حباب خشک است و RH رطوبت نسبی هوا است.

$$w_{di} = \frac{0.622 P_d}{101.325 - P_d} \quad (16)$$

معادله (۱۶)، برای تعیین رطوبت مطلق در ورودی خشک‌کن به کار رفته است. فشار اشباع بخار در دمای حباب تر و دمای اشباع مطابق با معادلات زیر به دست می‌آیند. [۱۴]:

¹ specific moisture extraction rate

² coefficient of performance

$$v_{r2} = v_{r1}(1 + b_7\Delta T_{2-1} + b_8\Delta T_{2-1}^2 + b_9\Delta T_{2-1}T_1 + b_{10}\Delta T_{2-1}^2T_1 + b_{11}T_1^2\Delta T_{2-1} + b_{12}T_1^2\Delta T_{2-1}^2) \quad (30)$$

$$H_5 = \frac{a_4 + a_5T_{rc} + a_6T_{rc}^2 + a_7T_{rc}^3}{1000} \quad (31)$$

در حالت واقعی اگر اختلاف حجم مخصوص نقاط ۵ و ۶ در شکل Δv باشد، از رابطه (۳۲) برای محاسبه آنتالپی واقعی استفاده می‌شود.

$$H_5 = H_4 - P_4\Delta v \quad (32)$$

ضرایب روابط ۲۶ تا ۳۱ برای R134a در جدول ۳ ذکر می‌شود.

جدول ۳- ضرایب مربوطه برای محاسبه روابط (۲۶) تا (۳۱)

$a_1=21512$	$a_2=2201$	$a_3=246.61$
$a_4=2E+05$	$a_5=1335.29$	$a_6=1.706$
$a_7=7.67E-03$	$a_8=249455$	$a_9=606.163$
$a_{10}=-1.056$	$a_{11}=0.018$	$a_{12}=149048$
$a_{13}=-12.45$	$a_{14}=2669$	$a_{15}=1.013$
$a_{16}=1.067E-03$	$a_{17}=-9.25E-06$	$a_{18}=-3.22E-07$
$b_1=3.48E-03$	$b_2=1.68E-06$	$b_3=9.26E-06$
$b_4=-7.69E-08$	$b_5=1.70E-07$	$b_6=1.21E-09$
$b_7=4.78E-03$	$b_8=-3.96E-06$	$b_9=2.58E-05$
$b_{10}=-1.85E-07$	$b_{11}=8.57E-07$	$b_{12}=-5.4E-09$

۲-۱۰- محاسبه تابش جذب شده توسط گردآورنده

پیش بینی کارایی گردآورنده به انرژی جذب شده در گردآورنده بستگی دارد. قسمتی از انرژی فروتابیده شده به صفحه توسط گردآورنده جذب می‌شود. این مقدار در سه بخش مستقیم، انتشاری، و انعکاس زمین تقسیم می‌شود. مدل همگن برای ساعت‌های مختلف در این بخش به کار می‌رود. نهایتاً معادله (۳۳) برای بیان تابش جذب شده به کار می‌رود.

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + \rho_g I (\tau\alpha)_g \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (33)$$

در رابطه (۳۳)، I مقدار تابش برای یک ساعت مشخص، τ مقدار ضریب عبور برای پوشش گردآورنده، α مقدار ضریب جذب برای صفحه گردآورنده، ρ_g ضریب انعکاس زمین و β زاویه شیب گردآورنده است. اندیس b برای ترم تابش برای قسمت مستقیم، اندیس d برای قسمت پخشی و اندیس g برای قسمت بازتابش زمین به کار رود [۱۸] و [۱۹].

۲-۱۱- الگوریتم حل توابع نهایی

پارامترهای ورودی برای الگوریتم نهایی عبارتند از [۱۴] و [۱۳]:

- دمای هوای خشک کردن و رطوبت نسبی هوا
- مقدار ماده مد نظر برای خشک کردن در محفظه
- محتوای رطوبت ماده در حال اولیه و نهایی
- مجموع زمان خشک کردن
- در گام بعدی فرضیات حل الگوریتم بیان شده است.
- فرض اختلاف دمای ۵ درجه سلسیوس بین مبرد و سطح مبادله‌کن گرمایی (در چگالنده)
- فاکتور انشعاب با بازگشت‌پذیری هوا در حالت کلی بین ۰/۱ تا ۰/۲ (مقدار ۰/۲ انتخاب خواهد شد)

$$P_{sw} = \frac{P_{di}(1555.56 - 0.722t_w) + 101.325(t_{di} - t_w)}{1555.56 + t_{di} - 1.722t_w} \quad (17)$$

که t_w دمای حباب تر و P_{sw} فشار اشباع آن است.

$$t_s = \frac{6687.848}{50.10987 - \ln(P_s) - 4.655564 \ln(t_s + 273.15)} - 273.15 \quad (18)$$

که t_s دمای اشباع و برحسب درجه سلسیوس است.

$$C_{hum} = 1.005 + 1.88w_{di} \quad (19)$$

که C_{hum} گرمای ویژه هوای مرطوب بوده و برای محاسبه دبی

جرمی هوای جریان یافته از رابطه (۲۰) استفاده می‌شود.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_d h_{fg}}{c_{pam}(t_{di} - t_w)} \quad (20)$$

$$w_{dehs} = \frac{w_{di} - BF w_{do}}{1 - BF} \quad (21)$$

در معادله (۲۰)، t_w دمای حباب تر در شرایط ورودی خشک‌کن

می‌باشد. در رابطه (۲۱)، w_{dehs} رطوبت مطلق سطح رطوبت‌زدا است.

فشار جزئی بخار آب سطح رطوبت‌زدا طبق معادله (۲۲) به دست می‌آید.

$$P_{dehs} = w_{dehs} \times \frac{101.325}{0.622 + w_{dehs}} \quad (22)$$

دمای خروجی رطوبت‌زدا از رابطه (۲۳) تعیین می‌شود.

$$t_{deho} = t_{dehs} + BF(t_{do} - t_{dehs}) \quad (23)$$

$$t_{cs} = \frac{t_{di} - BF \times t_{deho}}{1 - BF} \quad (24)$$

در رابطه (۲۴) دمای سطح چگالنده محاسبه خواهد شد.

$$T_5 = t_{cs} + 5 \quad (25)$$

در رابطه (۲۵)، فرض $5^\circ C$ اختلاف بین دمای مبرد در قسمت

گرم و سطح چگالنده لحاظ شده‌است. در ادامه معادلات مربوط به حجم

مخصوص، آنتالپی و فشار اشباع برای مبرد با روابط (۲۶) تا (۲۸) بیان

می‌شود. در رابطه (۲۶) T (بدون اندیس فقط در رابطه شماره می‌تواند

دمای اواپراتور یا چگالنده باشد [۱۷]).

$$P_s = \frac{\exp\left(a_1 + \frac{a_2}{T + a_3}\right)}{1000} \quad (26)$$

برای محاسبه دمای فراگرم مبرد در اواپراتور- گردآورنده (با فرض

$5^\circ C$ اختلاف دما با حالت بخار اشباع و همان فشار) ابتدا آنتالپی مبرد

در حالت بخار اشباع را طبق معادله (۲۷)، بدست می‌آید.

$$H_1 = \frac{a_8 + a_9T_2 + a_{10}T_2^2 + a_{11}T_2^3 + a_{12}}{1000} \quad (27)$$

حال می‌توان آنتالپی حالت واقعی مبرد در خروجی اواپراتور را بدست

آورد. اگر اختلاف دما در این حالت $5^\circ C = \Delta T_{2-1}$ باشد داریم:

$$H_2 = H_1(1 + b_1\Delta T_{2-1} + b_2\Delta T_{2-1}^2 + b_3\Delta T_{2-1}T_1 + b_4\Delta T_{2-1}^2T_1 + b_5\Delta T_{2-1}T_1^2 + b_6\Delta T_{2-1}^2T_1^2) \quad (28)$$

که H_2 آنتالپی مبرد در حالت واقعی بوده حجم مخصوص مبرد

ایده‌آل در خروجی اواپراتور از معادله (۲۹) تعیین می‌شود.

$$v_{r1} = \exp\left(a_{13} + \frac{a_{14}}{T_1 + 273.15}\right) \times \frac{a_{15} + a_{16}T_{re} + a_{17}T_{re}^2}{a_{18}T_{re}^3} \quad (29)$$

حال رطوبت مخصوص واقعی توسط رابطه (۳۰) و آنتالپی مبرد در

چگالنده در حالت ایده‌آل مطابق رابطه (۳۱) محاسبه می‌شود.

داشتن \dot{m}_h (آهنگ جرمی رطوبت جدا شده از الگوریتم اول) آهنگ SMER بدست خواهد آمد. گرمای دفع شده در چگالنده مجموع گرمای اواپراتور و کار ورودی به کمپرسور خواهد بود و بر اساس معادله (۱۳) ضریب عملکرد COP برآورد خواهد شد. برای حل الگوریتم باید مفروضاتی بر اساس داده‌های موجود در مراجع دیگر، استفاده خواهد شد. فرضیات گردآورنده در جدول ۴، ارائه شده است. [۱۹]

جدول ۴- پارامترهای فرضی در گردآورنده در به منظور محاسبه

ضریب هدررفتگی کلی

پارامتر	مقدار
ضریب صدور صفحه	۰/۹۵
ضریب صدور پوشش	۰/۸۸
دمای هوای پیرامون	۱۵ درجه سلسیوس
دمای میانگین صفحه	۷۵ درجه سلسیوس
تعداد پوشش	۱
زاویه شیب گردآورنده	۲۵ درجه
ضریب انتقال جابه‌جایی باد	۱۰ وات بر متر مربع ثانیه
ضخامت عایق	۷۵ میلیمتر
رسانایی گرمایی عایق	۵۰

از این جهت که مقادیر تابش جذب شده بر واحد سطح در بخش نتایج به‌دست آمده است، تقریب میانگین دمای هوا و صفحه گردآورنده معقول است. همچنین زوایای شیب بین ۱۰ تا ۴۰ درجه تغییر می‌کند. همچنین سطح گردآورنده ۲ متر مربع و آهنگ جابه‌جایی جرمی کمپرسور ۰/۰۰۰۵ متر مکعب بر ثانیه فرض می‌شود. (مقادیر $\frac{VD}{A}$ غالباً بین ۰/۵ تا ۱/۱ متر بر ساعت و دمای میانگین هوا از دمای مبرد خروجی اواپراتور بیشتر است) [۲۰].

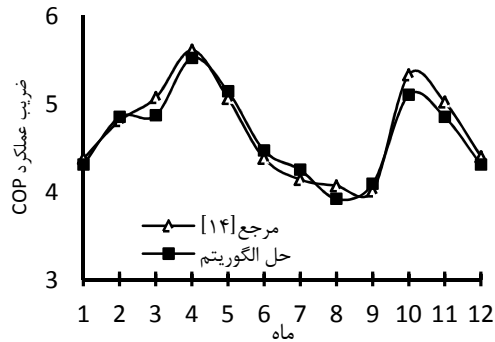
۳- نتایج و بحث

در این قسمت نتایج حاصل از حل تحلیلی برای ضریب عملکرد و دیگر پارامترهای سامانه ارائه می‌شود. زمان فرآیند برابر با ۸ ساعت و مقدار محتوای رطوبت اولیه و نهایی به ترتیب ۹۰٪ و ۱۰٪ در نظر گرفته شده، جرم اولیه موجود در سینی خشک‌کن ۴ کیلوگرم و رطوبت نسبی برابر با مقدار ثابت ۲۰٪ است. دمای ورودی چگالنده از ۳۰ تا ۶۰ درجه سانتیگراد و همچنین مساحت کل صفحه گردآورنده تخت ۲ متر مربع در نظر گرفته شده است. دمای ورودی خشک‌کن های پمپ حرارتی بیش از ۵۰°C، به خواص فیزیکی محصول آسیب می‌رساند [۱۴]. نتایج این قسمت برای سه شهر بیرجند، شیراز و تهران استخراج شده که از نظر موقعیت جغرافیایی متفاوت بوده و میانگین تابش ماهانه برای آنها در ماه‌های گوناگون نیز متفاوت است. در شکل تغییرات دمای مبرد در چگالنده و آهنگ جریان جرمی مبرد با تغییر دما نشان داده شده است. در شکل ۳ آهنگ جریان جرمی هوا با افزایش دمای ورودی خشک‌کن به دلیل افزایش اختلاف دمای حباب تر و خشک، کاهش می‌یابد. رطوبت نسبی ثابت و با افزایش دما، دمای حباب تر نیز افزایش پیدا می‌کند، لذا اختلاف دو دمای حباب تر و خشک(دمای ورودی) افزایش می‌یابد و سبب کاهش آهنگ جریان جرمی هوا می‌شود.

- کارایی کمپرسور ۸۵ درصد در نظر گرفته می‌شود.
- بازدهی حجمی کمپرسور ۰/۹ در نظر گرفته می‌شود. (این پارامتر تابعی از نسبت از نسبت فشار و توان پلی‌تروپیک است و با کاهش دمای چگالنده، دمای اواپراتور نیز کاهش می‌یابد و این نسبت تغییر چندانی نخواهد کرد)
- گام‌های زیر تا بدست آوردن دمای چگالنده طی می‌شود.
- آهنگ جرمی رطوبت جدا شده از ماده \dot{m}_h مطابق با معادله (۱) حاصل می‌شود. رطوبت مطلق و دمای هوای خروجی از روابط (۱) و (۲) بدست می‌آید.
- رطوبت مطلق هوای ورودی مطابق با معادلات (۱۴) تا (۱۶) محاسبه خواهد شد.
- برای یافتن دمای حباب تر، یک مقدار فرضی از این دما (t_{start}) در معادله (۱۷) قرار داده شده، فشار اشباع در دمای حباب تر بدست آمده، این مقدار با فشار اشباع برابر قرار داده می‌شود. در معادله (۱۸) مقدار دمای اشباع حاصل شده و t_{wets} نامیده می‌شود. (با روش نیوتن-رافسون) و با مقدار فرضی t_{start} مقایسه کرده، این فرآیند را تا جایی ادامه داده که $t_{wets} - t_{start} < 0.2$ شود. نهایتاً مقدار t_{wets} همان دمای حباب تر یا t_w است.
- از رابطه (۱۹)، گرمای ویژه هوای مرطوب و از رابطه (۲۰) مقدار آهنگ جریان جرمی هوا تعیین می‌شود.
- فشار جزئی هوای خروجی را با رطوبت مطلق محاسبه شده در مرحله قبل بدست آورده، با استفاده از روابط (۲۱) و (۲۲) رطوبت مطلق و فشار جزئی سطح رطوبت‌زدا محاسبه شده، مقدار دمای سطح رطوبت‌زدا مشابه دمای حباب تر بدست می‌آید. مقدار فرضی t_{start1} و فشار جزئی سطح رطوبت‌زدا، در معادله (۱۷) (اندیس ها عوض می‌شود). قرار داده شده فشار اشباع حباب تر حاصل می‌شود. این مقدار در معادله (۱۸) قرار گرفته و دمای متناظر حاصل از معادله (۱۸) (با روش نیوتن-رافسون) محاسبه می‌شود. این فرآیند تا جایی ادامه می‌یابد تا اختلاف دمای سطح بدست آمده با دمای فرض اولیه کمتر از ۰/۲ سلسیوس شود. دمای خروجی رطوبت زدا از رابطه (۲۳) به‌دست می‌آید. نهایتاً از معادله (۲۴) و (۲۵) دمای چگالنده محاسبه می‌شود.

۲-۱۱-۱- حل توابع ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت

برای تعیین آهنگ جدایش رطوبت و ضریب عملکرد کل چرخه‌مراحل زیر طی می‌شود. ابتدا دمای کمپرسور از مرحله اول در رابطه (۱۱) قرار داده می‌شود. مقدار VD و بازدهی حجمی کمپرسور به عنوان مفروضات وارد رابطه (۱۱) شود. یک مقدار فرضی برای دمای اواپراتور T_2 در نظر گرفته شده و خواص از جمله آنتالپی و حجم مخصوص بر اساس معادلات (۲۷) تا (۳۲) محاسبه می‌شود. نهایتاً به روش تکرار دمای اواپراتور به گونه‌ای انتخاب شود تا دو طرف رابطه (۱۱) با هم برابر باشد. کار ورودی به کمپرسور بر اساس رابطه (۸) تعیین شده و با

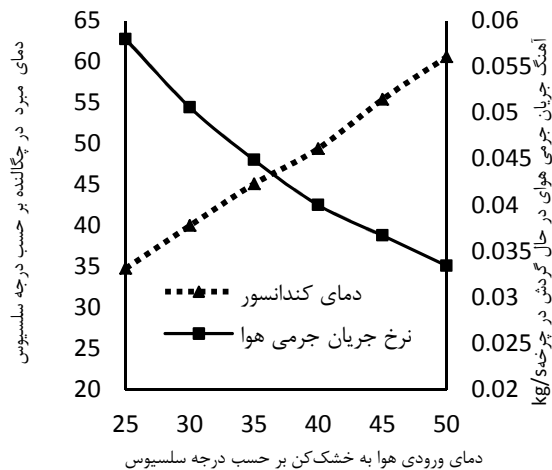


شکل ۵- ضرایب عملکرد در طول سال در تحقیق حاضر و مرجع در دمای چگالنده ۶۰ درجه در شدت تابش میانگین

همانگونه که قابل مشاهده است ضرایب عملکرد تقریباً با هم برابر هستند. عوامل خطا می‌تواند در تقریب نزدیکی دو شهر و مافوق گرم بودن مبرد در اواپراتور و مادون سرد بودن در چگالنده در تحقیق مذکور باشد. با توجه به موقعیت جغرافیایی این شهر و البته بالا بودن زاویه شیب گردآورنده، ضرایب عملکرد در این شهر، در ماه‌های زمستان، نزدیک به ماه‌های میانی سال هستند.

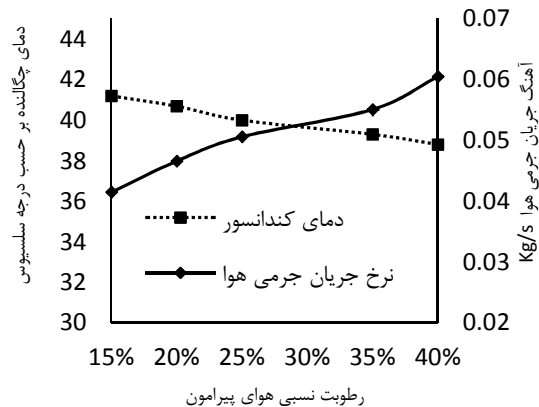
۲-۲- نتایج شهر بیرجند

داده‌های آب و هوایی شهر بیرجند از مراجع [۲۱] و [۲۲] و [۲۳] بدست آمده‌است. در شکل، زاویه شیب گردآورنده ۱۰ درجه است. مقدار جدایش رطوبت در ماه‌های اولیه سال بیشتر بوده چون کار ورودی به کمپرسور کمتر است. دمای چگالنده در شکل، ۴۰ °C و از شدت تابش و دمای میانگین هوا استفاده شده است. با توجه به اینکه میانگین تابش برای یک روز برای صفحه افقی (H) در ماه جولای برای بیرجند از تمامی ماه‌ها بیشتر بوده، شدت تابش بیشتری مطابق بدست آمده است. همچنین افزایش دمای میانگین هوا سبب افزایش دمای خروجی اواپراتور می‌شود. با کاهش اختلاف دو دمای مبرد در چگالنده و اواپراتور، ضریب عملکرد در ماه‌های میانی افزایش می‌یابد.



شکل ۳- تغییرات دمای چگالنده و آهنگ جریان جرمی هوا در مقابل دمای هوای ورودی و رطوبت نسبی ثابت ۲۰ درصد

همچنین تغییرات رطوبت نسبی در یک دمای ثابت ورودی تأثیر چندان چشمگیری بر روی دمای چگالنده ندارد اگرچه این تغییرات سبب افزایش آهنگ جریان جرمی هوا خواهد شد. شکل تغییرات دمای چگالنده در مقابل رطوبت نسبی در دمای ثابت ورودی ۳۰ °C را نشان می‌دهد. مطابق شکل، افزایش رطوبت نسبی هوا از مقدار ۱۵٪ تا ۴۰٪ در دمای ثابت ورودی، مسبب تنها ۲ درجه اختلاف دما در خروجی چگالنده شده است. پس رطوبت نسبی تأثیرات کمتری بر روی دمای چگالنده دارد. آهنگ جریان جرمی هوا با کاهش تفاوت دو دمای خشک و تر افزایشی یکنواخت دارد.

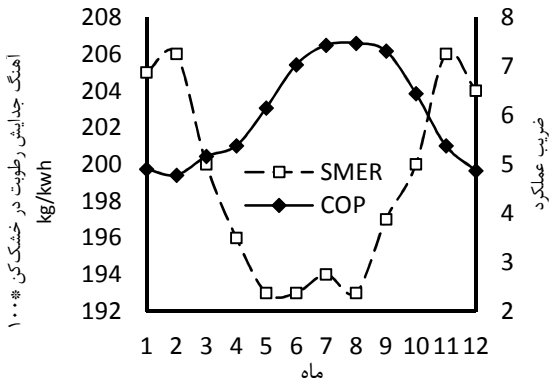


شکل ۴- تغییرات دمای چگالنده بر حسب رطوبت نسبی در دمای ثابت ورودی ۳۰ °C

۳-۱- صحت سنجی

برای آنکه صحت الگوریتم نشان داده شود، از مرجع [۱۴] استفاده شده است. مطابق مرجع [۱۴] زاویه شیب گردآورنده ۳۶/۹ درجه در نظر گرفته شده است که سبب کاهش نوسانات شدت تابش در واحد سطح در طول یک سال خواهد شد. شکل ضرایب عملکرد را برای دمای چگالنده ۶۰ درجه سلسیوس و تابش میانگین جذب شده نشان می‌دهد.

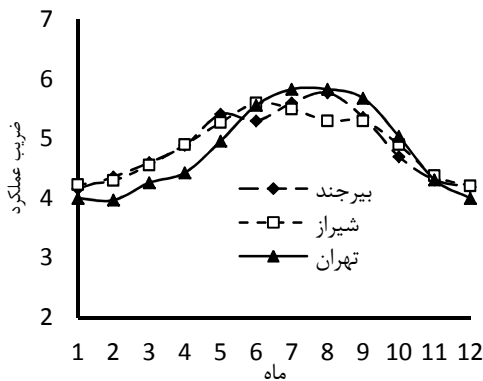
عملکرد سالیانه و آهنگ جدایش رطوبت، دمای چگالنده را 40°C در نظر گرفته و مطابق با شکل ضرایب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت محاسبه می‌شود. بیشینه دمای اواپراتور و ضریب عملکرد در تهران در ماه آگوست رخ می‌دهد. با آنکه تابش میانگین در جولای بیشتر است اما بالاتر بودن دمای هوا در ماه آگوست سبب بیشتر بودن ضریب عملکرد شده است. همچنین تابش میانگین روی صفحه افقی در ماه می افزایشی معادل با ۲۲٪ نسبت به ماه آوریل دارد.



شکل ۸- تغییرات ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت در ماه‌های مختلف سال در دمای چگالنده 40°C درجه سلسیوس

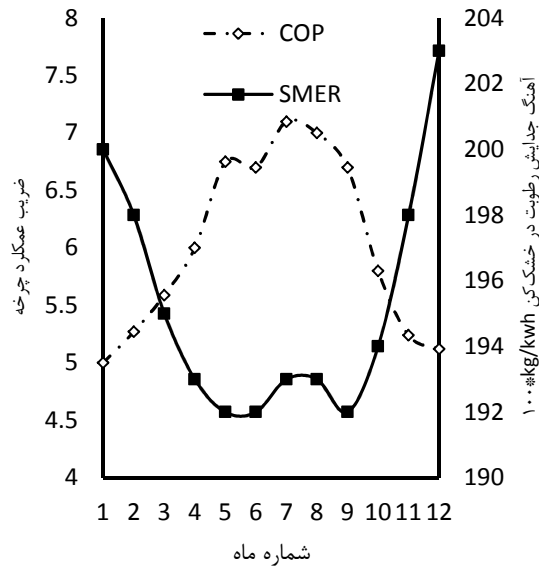
۳-۵- مقایسه سه شهر

مقادیر ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت برای تمامی ماه‌ها و سه شهر بیرجند، تهران و شیراز بررسی شده است. برای اینکه اختلاف ضریب عملکرد و آهنگ رطوبت زدایی در سه شهر باهم مقایسه شود برای دمای چگالنده 50°C و زاویه شیب گردآورنده $\beta = 10^{\circ}$ شکل و شکل قابل ترسیم است.



شکل ۹- ضریب عملکرد سه شهر تهران، بیرجند و شیراز در دمای چگالنده 50°C درجه سلسیوس زاویه شیب گردآورنده 10° درجه

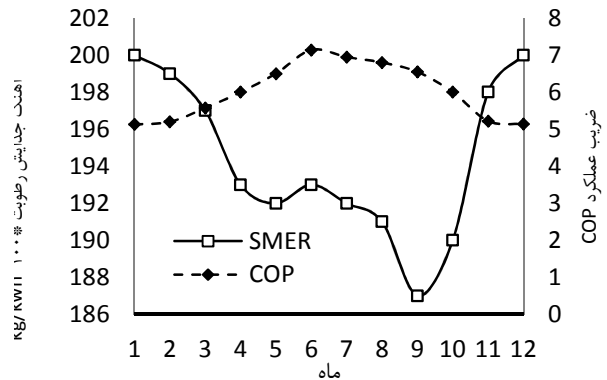
مطابق شکل در ۵ ماه سال شهر تهران با توجه به اقلیم آب و هوایی خاص خود ضرایب عملکرد پایین‌تری نسبت به دو شهر دیگر دارد. در اواسط پاییز تهران ضریب عملکردهای بالاتری نسبت به دو شهر دیگر داراست مطابق شکل، شیراز تغییرات نسبتاً پایینی در ضریب عملکرد دارد. در شکل با توجه به اینکه کار ورودی به کمپرسور در داده‌های شهر تهران کمتر است در ۵ ماه اول سال میلادی آهنگ جدایش رطوبت اندکی از دو شهر دیگر بالاتر، و در اواسط فصل پاییز از دو شهر دیگر به علت مشابه پایین‌تر است.



شکل ۶- تغییرات ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت در دمای چگالنده 40°C درجه سلسیوس ماه‌های میلادی در شهر بیرجند

۳-۳- نتایج شهر شیراز

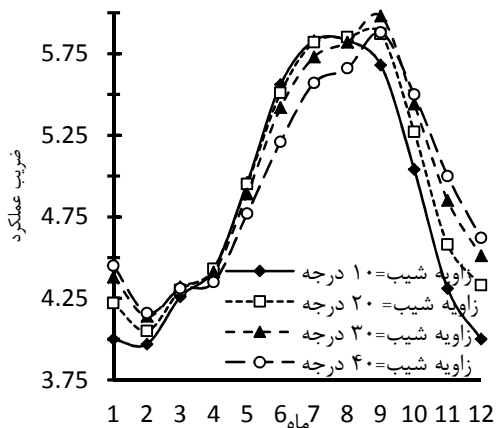
داده های آب و هوای متناظر موردنظر شهر شیراز مطابق با مراجع [۲۱]، [۲۲] و [۲۳] بدست آمده‌اند. در طی یک سال نیز ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت در دمای 40°C بررسی شده است. اگرچه دمای هوا در ماه جولای بیشتر است اما تابش بیشتر در ماه ژوئن نسبت به جولای سبب بیشینه بودن ضریب عملکرد در این ماه شده است. شکل، نحوه تغییرات ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت در شهر شیراز را نشان می‌دهد.



شکل ۷- تغییرات ضریب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت در دمای چگالنده 40°C درجه سلسیوس شهر شیراز

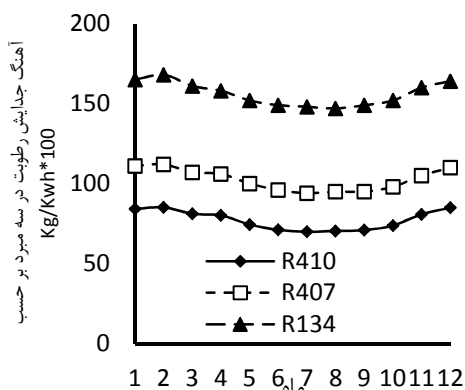
۳-۴- نتایج شهر تهران

شرایط هوایی آب و هوایی تهران بر اساس داده‌های ایستگاه مهرآباد محاسبه خواهد شد. داده‌های بکار رفته مطابق با مرجع [۲۱] و [۲۲] و [۲۳] بدست آمده‌اند. الگوی تابشی شهر تهران نیز همانند دو شهر بیرجند و شیراز است. اگرچه دمای هوای میانگین دو در دو ماه اکتبر و سپتامبر تفاوت چندانی ندارد ولی کاهش مجموع تابش میانگین روزانه از ماه سپتامبر به ماه اکتبر قابل توجه است. برای ارزیابی ضریب

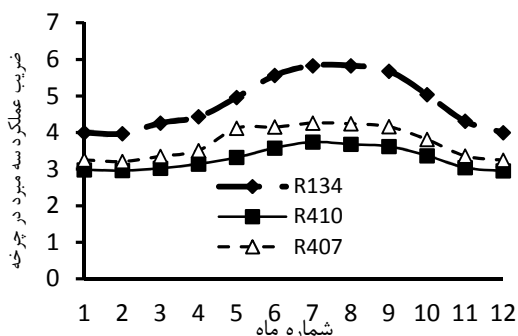


شکل ۱۱- نمودار تغییرات ضریب عملکرد در زوایای شیب گوناگون برای شهر تهران در دمای چگالنده ۵۰ درجه سانتیگراد

شکل ۱۳ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب ماه‌های گوناگون برای شهر تهران و داده‌های میانگین را نشان می‌دهد. دمای بالاتر مبرد R134a در اوپراتور و شرایط یکسان سبب افزایش ضریب عملکرد این مبرد نسبت به دو مبرد دیگر شده است. همچنین ظرفیت گرمایی بالاتر در اوپراتور باعث افزایش ضریب عملکرد در مبرد R134a نسبت به دو مبرد R410a و R407c شده است.



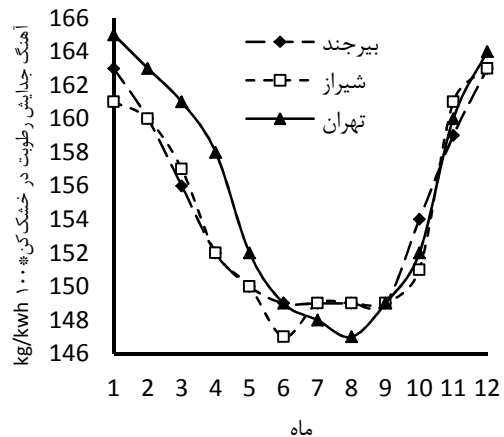
شکل ۱۲- آهنگ رطوبت زدایی شهر تهران با دمای چگالنده ۵۰ درجه سلسیوس و داده‌های آب و هوایی میانگین در سه مبرد مختلف



شکل ۱۳- نمودار ضریب عملکرد در شهر تهران و داده‌های میانگین در سه مبرد مختلف و دمای چگالنده ۵۰ درجه سلسیوس

۴- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، با استفاده از الگوریتم‌های طراحی شده برای دمای



شکل ۱۰- تغییرات آهنگ رطوبت زدایی بر اساس ماه‌های میلادی در سه شهر تهران، شیراز و بیرجند در دمای چگالنده و زاویه شیب ۱۰ درجه

۳-۶- تأثیر افزایش زاویه شیب گردآورنده

در این مقاله زاویه β برابر ۱۰ درجه در نظر گرفته شد. دلیل این انتخاب افزایش شدت تابش جذب شده بر واحد سطح در ماه‌های میانی سال بوده است. فاکتور تابش مستقیم R_b ، در فصول میانی با کاهش زاویه شیب گردآورنده، افزایش و در ماه‌های ابتدایی سال روند کاهشی دارد [۱۸] و [۱۹]. با افزایش زاویه شیب گردآورنده این فاکتور در ماه‌های فصل زمستان و اواخر پاییز افزایش یافته، سبب فزونی یافتن شدت تابش بر واحد سطح بر اساس معادله (۳۳) خواهد شد. در ماه‌های میانی در زاویه شیب پایین مقادیر شدت تابش بر واحد سطح بیشتر است. شکل ۱، ضریب عملکرد بر اساس ماه‌های سال و دمای چگالنده 50°C را نشان می‌دهد. مقادیر دما و ضریب عملکرد در ماه‌های ابتدایی و انتهایی با افزایش زاویه شیب گردآورنده افزایش و در ماه‌های میانی سال کاهش می‌یابد. بیشینه ضریب عملکرد در سپتامبر و زاویه شیب $\beta = 30^\circ$ رخ می‌دهد. (بیشینه ضریب عملکرد در $\beta = 10^\circ$ در ماه آگوست رخ داده بود). شایان ذکر است شکل ۱۱ و شکل ۱۲ برای شهر تهران و دمای چگالنده ۵۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.

۳-۷- اثر مبردهای مختلف بر کارایی چرخه

در این قسمت ضریب عملکرد دو مبرد R410a و R407c با مبرد R134a با هم مقایسه شده‌اند برای مقایسه ضرایب عملکرد و آهنگ جدایش رطوبت از تابش و دمای هوای میانگین شهر تهران، دمای چگالنده ۵۰ درجه سلسیوس استفاده شده است. شکل ۱۲ تغییرات آهنگ رطوبت زدایی با در نظر گرفتن پارامترهای مشابه در خشک‌کن را نشان می‌دهد. افزایش کار کمپرسور در مبردهای آزن‌تروپیک خصوصاً R410a نسبت به مبرد R134a موجب این شده است که آهنگ رطوبت زدایی در مبرد R134a بیشتر باشد.

[3] Wang D. C. C., Zhang G., Han Y. P. P., Zhang J. P. P., and Tian X. L. L., Feasibility analysis of heat pump dryer to dry hawthorn cake, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 52, No. 8, pp. 2919–2924, Aug. 2011.

[4] Pump S. H., Chaturvedi S. K., and Abazeri m., Transient simulation of a capacity-modulated, direct-expansion, solar-assisted heat pump, *Sol. Energy*, Vol. 39, No. 5, pp. 421–428, 1987.

[5] Kuang Y. H., Wang R. Z., and Yu L. Q., Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 44, No. 7, pp. 1089–1098, 2003.

[6] Yumrutaş R., Ünsa M. I., Analysis of solar aided heat pump systems with seasonal thermal energy storage in surface tanks, *Energy*, Vol. 25, No. 12, pp. 1231–1243, 2000.

[7] Kuang Y. H. H. and Wang R. Z. Z., Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, *Sol. Energy*, Vol. 80, No. 7, pp. 795–803, Jul. 2006.

[8] Hawlader M. N. A., Dey P. K., Diab S., and Chung C. Y., Solar assisted heat pump desalination system, *Desalination*, Vol. 168, pp. 49–54, 2004.

[9] Şevik S., Aktaş M., Doğan H., and Koçak S., Mushroom drying with solar assisted heat pump system, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 72, pp. 171–178, Aug. 2013.

[10] Hawlader M. N. A., Rahman S. M. A., and Jahangeer K. A., Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer,” *Energy Convers. Manag.*, Vol. 49, No. 6, pp. 1612–1619, 2008.

[11] Hawlader M. N. a., Rahman S. M. a., and Jahangeer K. a., Performance of evaporator-collector and air collector in solar assisted heat pump dryer, *Energy Convers. Manag.*, Vol. 49, No. 6, pp. 1612–1619, Jun. 2008.

[12] Hawlader M. N. and Jahangeer K. a. A., Solar heat pump drying and water heating in the tropics, *Sol. Energy*, Vol. 80, No. 5, pp. 492–499, May 2006.

[13] Chaturvedi S. K. K., Gagan V. D. D. i, and Abdel-Salam T. M. M., Solar-assisted heat pump—a sustainable system for low-temperature water heating applications,” *Energy Convers. Manag.*, Vol. 77, pp. 550–557, Jan. 2014.

[14] Pal U. S. and Khan M. K, Calculation steps for the design of different components of heat pump dryers under constant drying rate condition, *Dry. Technol.*, Vol. 26, No. 7, pp. 864–872, Jul. 2008.

[15] Saensabai P. and Prasertsan S., Effects of component arrangement and ambient and drying conditions on the performance of heat pump dryers, *Dry. Technol.*, Vol. 21, No. 1, pp. 103–127, Jan. 2003.

[16] Adapa P. K., Schoenau G. J., and Sokhansanj S., Performance study of a heat pump dryer system for specialty crops—part 1: development of a simulation model, *Int. J. Energy Res.*, Vol. 26, No. 11, pp. 1001–1019, Sep. 2002.

[17] Cleland A., Cleland C., Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a, *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 4, pp. 245–249, 1994.

[18] Kalogirou S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic Press, 2013.

[19] Deceased J. A. D., Beckman W. A., and Duffie J. A., *Solar engineering of thermal processes*, Vol. 3. Wiley New York etc., 1980.

[20] Gorozabel Chata F. B., S. Chaturvedi K. K., A. Almgobel, and F. B. G. Chata, “Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants,” *Energy Convers. Manag.*, Vol. 46, No. 15–16, pp. 2614–2624, Sep. 2005.

[21] Talebizadeh P., Mehrabian M. A. and Abdolzadeh M., Effect of Solar Angles on Incident Energy of the Flat Collectors,” *J. Energy Eng. Manag.*, Vol. 2, No. 4, pp. 12–23, 2011.

[22] Sabziparvar A. a., A simple formula for estimating global solar radiation in central arid deserts of Iran, *Renew. Energy*, Vol. 33, No. 5, pp. 1002–1010, May 2008.

[23] <http://www.chaharmahalmet.ir/iranarchive.asp>

[24] <https://www.chemours.com/>

چگالنده و ضریب عملکرد، کل چرخه خشک‌کن ارزیابی شد. در گام بعدی با استفاده از معادله ۱۱، دمای اواپراتور برای شرایط گوناگون بدست آمده است. مقدار تابش جذب شده با توجه به موقعیت جغرافیایی و ساعت تابش برای شهرهای گوناگون متفاوت است و به همین علت ضرایب عملکرد و آهنگ رطوبت زدایی متفاوتی برای هر منطقه بدست آمده است. همچنین از سه نوع میرد گوناگون در شرایط یکسان استفاده و نتایج ارزیابی شد. در مناطقی که رطوبت نسبی بالایی دارند استفاده از خشک‌کن پمپ حرارتی و در مناطق با رطوبت نسبی پایین و اقلیم‌های گرم و خشک استفاده از سامانه انبساط مستقیم خورشیدی توصیه می‌شود. نتایج مهم این پژوهش عبارتند از:

- در آنالیز پمپ حرارتی DX-SAHPD دمای چگالنده بدست آمده وابستگی چندانی به رطوبت نسبی هوای پیرامون ندارد که می‌تواند یکی از جنبه‌های برتری DX-SAHPD نسبت به HPD باشد کاهش دمای چگالنده به‌طور کلی سبب افزایش ضریب عملکرد می‌شود. در چرخه‌های موسوم به DX-SAHPD با پایین نگه‌داشتن دمای میرد کارایی بالاتری از چرخه دریافت می‌شود.
- آهنگ جدایش رطوبت SMER در چرخه DX-SAHPD تابعی از کار ورودی به کمپرسور است. طبیعتاً کاهش کار ورودی به کمپرسور سبب افزایش این پارامتر خواهد شد. مقدار آهنگ جرمی رطوبت جدا شده (\dot{m}_d) وابسته زمان کل فرآیند خشک‌کردن است.
- در سه شهر مذکور در ماه‌های میانی سال با توجه تغییرات اندک دمای میانگین هوا و شدت تابش جذب شده ضریب عملکرد در دمای ثابت چگالنده تقریباً یکسان است. ضریب عملکرد در دمای ثابت چگالنده طبق داده‌های ماهانه و زاویه شیب کمتر، در ماه‌های میانی سال بیشتر است.
- ضرایب عملکرد به‌دست آمده در شهر تهران ۵ ماه اول سال میلادی از دو شهر دیگر کمتر ولی از ماه جولای تا سپتامبر از سایر شهرها بیشتر است
- برای افزایش تابش جذب شده، ضریب عملکرد و فاکتور تابش مستقیم باید زاویه شیب گردآورنده در ماه‌های زمستان افزایش یابد به عنوان مثال افزایش زاویه شیب در ماه اول سبب افزایش ۲۵ درصدی ضریب عملکرد شیکل خواهد شد. همچنین می‌توان با قراردادن زاویه مناسب شیب گردآورنده در ماه‌های متفاوت تابش جذب شده را بهینه کرد که از مزیت‌های استفاده از DX-SAHPD محسوب می‌شود.
- در میردهای رایج میرد R134a در شرایط یکسان با دو میرد R407c و R410a افزایش ضریب عملکردی به ترتیب معادل با ۲۴ و ۲۰ درصد (به طور میانگین) دارد.

۵- مراجع

[1] Chaturvedi S. K., Chiang Y. F., and Roberts A. S., Analysis of two-phase flow solar collectors with application to heat pumps,” *J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 104, No. 4, pp. 358–365, 1982.

[2] Aziz w., Chaturvedi S. K. , and Kheireddine A., Thermodynamic analysis of two-component, two-phase flow in solar collectors with application to a direct-expansion solar-assisted heat pump, *Energy*, Vol. 24, No. 3, pp. 247–259, 1999.