



بهینه‌سازی تحلیلی یک سامانه سرمایشی جذبی خورشیدی

مهدی جهانگرد^۱، افشین محسنی آراسته^{۲*}

۱- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک تبدیل انرژی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شمال، تهران

۲- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شمال، تهران

* صندوق پستی، A_mohseni@iau-tnb.ac.ir

چکیده

از جمله کاربردهای انرژی خورشیدی می‌توان به سرمایش جذبی در تهویه مطبوع اشاره کرد. در این نوع سامانه‌ها به جای کمپرسور از یک چرخه جذبی استفاده می‌شود و حرارت مورد نیاز سامانه از طریق خورشید تامین خواهد شد. در این تحقیق با بررسی یک سامانه جذبی، با تغییر شرایط حاکم بر سامانه، دو مسئله مختلف به گونه‌ای بررسی شده که در یکی فشار در ناحیه کم‌فشار و در دیگری فشار در ناحیه پرفشار ثابت باشد. به این ترتیب می‌توان بهترین حالت کارکرد برای سامانه انتخابی را بررسی نمود. با توجه به شرایط حاکم بر مسئله، بهترین شرایط کارکرد برای سامانه انتخابی جذبی پیش رو دمای تبخیرکننده 7°C و شار حرارتی 530 W/m^2 بوده است. در نهایت به بهینه‌سازی برخی از پارامترهای مهم (ضخامت پوشش روی جمع‌کننده، فاصله بین لوله‌های جاذب در جمع‌کننده، فاصله بین صفحه جاذب و پوشش شیشه‌ای، ظرفیت گرمایی ویژه سیال، ضریب انتقال حرارت هوا، ضریب انتقال حرارت سیال در جمع‌کننده) برای تامین بار مورد نیاز سامانه جذبی پرداخته شده است. با توجه به نتایج مشاهده می‌شود که در طراحی جمع‌کننده برای ضخامت پوشش روی جمع‌کننده، فاصله بین صفحه جاذب و پوشش شیشه‌ای و ضریب انتقال حرارت سیال در جمع‌کننده حالت بهینه انتخاب شده است. اما می‌توان با تغییر مقدار فاصله بین لوله‌های جاذب در جمع‌کننده، ظرفیت گرمایی ویژه سیال و ضریب انتقال حرارت هوا در حدود 10% حرارت جذب شده در جمع‌کننده را افزایش داد. همچنین خطای نتایج حاضر برای مدل کردن جمع‌کننده و سامانه جذبی به ترتیب در حدود 1% و 1.5% بوده است.

کلیدواژه‌گان: جمع‌کننده خورشیدی، سرمایش جذبی خورشیدی، کوپل کردن نرم افزار EES - MATLAB

Analytical optimization of a solar absorption cooling system

Mehdi Jahangard¹, Afshin Mohseni Arasteh^{2*}

1- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University – North Tehran Branch, Tehran, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University – North Tehran Branch, Tehran, Iran

* P.O.B. 123456789 Tehran, Iran, A_mohseni@iau-tnb.ac.ir

Received: 17 October 2020 Accepted: 6 March 2021

Abstract

One of the applications of solar energy is solar absorption cooling system in air conditioning systems. Energy for these systems is supplied using a solar system. In this research, two different problems have been investigated by changing the conditions of an absorption system. So, the pressure in the low pressure region in one of the problems and the pressure in the high pressure region in the other problems is constant. Therefore, the best operating mode can be investigated for the selected system. According to the conditions of this problem, the best operation conditions for this selected solar absorption system were evaporator temperature of 7°C and heat flux of 530 W/m^2 . Finally, some important parameters of the solar collector (glass cover thickness, distance between the absorber pipes, distance between the absorber plate and the glass cover, specific heat capacity of the fluid, heat transfer coefficient of air, heat transfer coefficient of fluid) are optimized to supply the required load of the absorption system. According to the results, the glass cover thickness, the distance between the absorber plate and the glass cover, and the heat transfer coefficient of the fluid are in the optimal conditions. But, the heat absorbed in the collector can be increased by about 10% by changing the distance between the absorber pipes, the specific heat capacity of the fluid, and the heat transfer coefficient of the air. Also, the present results error were about 1% and 1.5% for modeling of the solar collector and the absorption system, respectively.

Keywords: Solar collector, Solar absorption cooling system, Online coupling Matlab to EES software



۱- مقدمه

خنک کاری پیدا کرده اند، تمرکز این اشخاص بر روی این سامانه‌ها بوده است. در این تحقیق تمرکز بر روی هندسه، پیکربندی سامانه، حالت‌های عملیاتی و پارامترهای فیزیکی بوده است. همچنین در این مقاله پیشنهادات جدیدی نیز مطرح شده و امکان سنجی اقتصادی آن‌ها بررسی شده است. در نهایت نتیجه این شد که سامانه‌های جذبی علی‌رغم بازده پایین، اما در صورتی که پیکربندی مناسب و شرایط عملیاتی خوبی داشته باشند می‌توانند نتایج خوبی را در پی داشته باشند [۱۰]. بلوز و تزیوانیدیز در سال ۲۰۱۸ به تجزیه و تحلیل عملکرد و بررسی بهینه سازی یک چیلر جذبی خورشیدی مبتنی بر نانوسیال به منظور خنک کاری پرداخته اند. با توجه به نتایج به دست آمده استفاده از نانوسیال بازده سامانه جمع‌کننده خورشیدی را تا ۴٪ و بازده سامانه تبرید را ۸۴٪/۰ افزایش داده است [۱۱]. زنده نام و نورپرور در سال ۱۳۹۷ به بررسی سامانه جذبی دو مرحله‌ای برومید لیتیوم پرداخته است. این تحلیل که بر مبنای تحلیل آگرژی انجام شده نشان می‌دهد که پارامترهای مختلف سامانه چه تاثیری بر روی بازده آگرژی آن دارند [۱۲]. شیخانی و همکاران در سال ۲۰۱۸ به مرور بر روی سامانه‌های خنک کننده جذبی به همراه سامانه‌های کمک کننده پرداختند. آن‌ها نشان می‌دهند که جمع‌کننده‌های صفحه تخت به نسبت بقیه جمع‌کننده‌ها ساده تر و ارزان تر هستند و راحت تر می‌توانند به دمای آب بالاتری برسند. با این وجود جمع‌کننده‌های سهموی مرکب به سطح کمتری احتیاج دارند. همچنین آن‌ها نشان دادند که سامانه‌های سرمایشی و گرمایشی به یک سامانه کمک دهنده اضافه برای تامین کمبود بار گرمایشی مورد نیاز احتیاج دارند. همچنین آن‌ها به این نتیجه رسیدند که استفاده از یک سامانه جذبی آب - برومید لیتیوم به همراه یک جمع‌کننده صفحه تخت می‌تواند نتایج خوبی را به همراه داشته باشد [۱۳]. بلوز و تزیوانیدیز در سال ۲۰۱۹ به مرور و بررسی اثر نانوذرات بر عملکرد یک جمع‌کننده خورشیدی متمرکز کننده پرداختند. علت اصلی این تحقیق، بررسی‌های اخیر صورت گرفته بر بازده سامانه‌های خورشیدی با نانوسیال است. بررسی پره‌های در مسیر جریان، سامانه‌های جذب کننده اصلاح شده، و همچنین بهینه سازی سامانه لیزری انجام شده است. نتایج این تحقیق نشان دهنده موثرترین راه‌ها برای افزایش بازده سامانه‌های خورشیدی متمرکز کننده است. نتیجه این شد که استفاده از نانوسیال‌ها تاثیر خوبی در افزایش بازده حرارتی این سامانه‌ها دارد. با این وجود برای سامانه‌های CPC و LRF نیاز به تحقیقات بیشتری می‌باشد. همچنین باید توجه داشت که طراحی‌های خاص در سامانه‌های خورشیدی باعث افزایش بیش از حد افت فشار نشوند [۱۴].

۲- مواد و روش‌ها

در تحقیق حاضر از جمع‌کننده صفحه تخت استفاده شده است. در روابط مربوط به این جمع‌کننده، دمای صفحه جاذب و پوشش حدس زده می‌شود [۱۵، ۱۶]. سپس به روش تکرار، با داشتن داده‌های آب و هوایی، خواص سیال محاسبه می‌شود. در نهایت دمای خروجی سیال و حرارت جذب شده در آن محاسبه می‌شود. به این ترتیب می‌توان دمای صفحه جاذب و پوشش را مجدداً محاسبه نمود و روند را تا زمان همگرایی نتایج ادامه داد [۱۵، ۱۶]. در شکل ۱ نمای یک چرخه سرمایشی جذبی برومید لیتیوم - آب یک مرحله‌ای نشان داده شده است. با توجه به این شکل، معادلات حاکم بر آن را نوشته و تحلیل‌های لازم را انجام دادیم. با توجه به شکل ۱، معادلات لازم برای سامانه جذبی آب - برومید لیتیوم، در جدول ۱ آورده شده است. در این روابط m برحسب (Kg/s) و h و x به ترتیب بیانگر دبی جرمی، آنتالپی و کسر جرمی هستند. همچنین Q و w و W نشان دهنده شار حرارتی و توان پمپ هستند.

با توجه به کاهش ذخایر نفتی و همچنین افزایش روز به روز قیمت‌های این نوع انرژی‌های تجدید ناپذیر، راه حل‌ها و یا منابع جایگزینی معرفی شده اند که در برطرف کردن نیاز به انرژی کمک می‌کنند. استفاده از انرژی خورشیدی یکی از این راه حل‌هاست که با توجه به در دسترس بودن آن و همچنین به دلیل تجدید پذیر بودن می‌تواند مورد توجه قرار بگیرد. اما این موهبت الهی در همه جا به یک نحو توزیع نشده است. در مناطق جنوب و شمال آفریقا، استرالیا و همچنین غرب آسیا این مقدار پتانسیل بیشتر از سایر مناطق است. همچنین کشور ما نیز جزو کشورهایی است که این پتانسیل را دارد که بتواند از این انرژی به نحو کافی برخوردار شود [۱، ۲]. در سال‌های اخیر در ایران نیز به تدریج از این سامانه‌ها در کاربردهای مختلفی مثل تولید برق، گرم کردن فضاها و استفاده برای تهویه مطبوع، خشک کن‌ها، آب شیرین کن‌ها و خنک سازی استفاده شده است. بنابراین در ایران به خصوص در مناطقی از فارس، کرمان و یزد می‌تواند از این موهبت الهی بیشتر استفاده شود [۳، ۴]. با این وجود، با توجه به تراز نام‌های انرژی منتشر شده در ایران مشخص است که سهم استفاده از انرژی خورشیدی چندان محسوس نیست [۴].

یکی از موارد استفاده از انرژی خورشیدی، استفاده از انواع جمع‌کننده‌های خورشیدی در سامانه‌های جذبی است. به منظور خنک کاری به وسیله سامانه‌های جذبی کارهای زیادی انجام شده است. ارهاد و هانه در سال ۱۹۹۷ به شیبه سازی و آزمایش یک سامانه جذبی سرمایشی خورشیدی پرداخته اند. مهمترین قسمت این سامانه‌ها جاذب و دافع هستند که در داخل یک جمع‌کننده خورشیدی متمرکزکننده قرار گرفته است [۵]. زینگ و نینگ در سال ۱۹۹۹ به بررسی یک سامانه تهویه مطبوع جذبی خورشیدی پرداخته اند. آنها در این بررسی از برومید لیتیوم استفاده کرده اند. در نهایت نتیجه این شد که برای سرمایش، گرمایش محیط و همچنین گرمایش آب بازدهی حرارتی سامانه به ترتیب ۴۰٪/۰، ۳۵٪/۰ و ۵۰٪/۰ هستند [۶]. فلوریدز و وروبل در سال ۲۰۰۲ به بررسی انرژی خورشیدی برای یک سامانه تهویه مطبوع خانگی در قبرس پرداختند. به منظور این بررسی آن‌ها از برنامه TRANSYS به همراه شرایط هوایی نیکوزبای قبرس استفاده کرده اند. سامانه بهینه استفاده شده آن‌ها شامل 15 m^2 جمع‌کننده سهموی با ۳۰ درجه زاویه بوده است. عمده هدف بررسی آن‌ها بررسی مقرون به صرفه بودن استفاده از سامانه خورشیدی به نسبت سوخت فسیلی بوده است. در نهایت با توجه به عمر سامانه‌های خورشیدی و همچنین آلوده شدن محیط زیست توسط سوخت‌های فسیلی، نتیجه بر این شد که با انجام یک سری بهینه سازی بر روی سامانه‌های خورشیدی استفاده از آن‌ها مقرون به صرفه است [۷]. اصیل زاده و همکاران در سال ۲۰۰۵ نشان دادند که برای دستیابی به یک سامانه سرمایشی خورشیدی پیوسته به یک تانک ذخیره برای عملکرد با کیفیت بالا احتیاج است. همچنین در این مقاله ثابت شده است که جمع‌کننده‌های لوله خلا در دمای بالا عملکرد خوبی دارند. آن‌ها بر این باور هستند که نتایجشان برای همه کشورهایی که پتانسیل حرارتی بالایی دارد قابل ارزیابی است. با این وجود برای انتخاب جمع‌کننده مناسب باید روش‌های ارائه شده در مقاله بهینه سازی انجام شود [۸]. بالقوتی و همکاران در سال ۲۰۰۸ نشان دادند که 30 m^2 جمع‌کننده صفحه تخت می‌تواند بار سرمایشی مورد نیاز برای یک تانک ذخیره 800 L در تونس را فراهم کند [۹]. بتاینه و تامنه در سال ۲۰۱۶ به مرور و بررسی سامانه‌های جذبی اخیر پرداختند. با انجام بررسی‌ها به این نتیجه رسیدند که فناوری‌های استفاده شده دارای ضعف‌ها و محدودیت‌های متعددی هستند. از عمده ترین مشکلات این سامانه‌ها به هزینه بالا و بازده پایین اشاره کرده اند. با توجه به جذابیتی که سامانه‌های



جدول ۱ معادلات حاکم بر سامانه جذبی [۱۷]

معادلات تعادل انرژی	معادلات تعادل جرم	
$w = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2, x_1 = x_2$	۱- پمپ
$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3, x_2 = x_3$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5, x_4 = x_5$	۲- مبدل حرارتی سامانه جذبی
$h_5 = h_6$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6, x_5 = x_6$	۳- شیر اختناق سامانه جذبی
$Q_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_1 h_1$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 + \dot{m}_{11}$ $\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11}$	۴- جاذب
$Q_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$ $\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7$	۵- مولد
$Q_C = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8$	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8, x_7 = x_8$	۶- چگالنده
$h_8 = h_9$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9, x_8 = x_9$	۷- شیر اختناق یخچال
$Q_E = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9$	$x_9 = x_{11}, \dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$	۸- تبخیرکننده

در این قسمت داده‌ها برای وارد شدن به نرم افزار EES آماده می‌شوند.

```
fid=fopen(EESInput,'w');
fprintf(fid,'%s %d %d\r\n',propinfo{1,:});
fclose(fid);
```

در این قسمت نرم افزار EES با توجه به کدنویسی که در آن انجام شده شروع به حل مسئله و به دست آوردن نتایج می‌کند.

```
system('c:\ees32\ees.exe ' Address bar \a4.ees /solve');
```

سپس داده‌ها در قسمت خروجی EES قرار گرفته و به متلب منتقل می‌شوند. مشاهده می‌شود که در اینجا در نهایت جدول خوانی برای آنتالپی و فشار انجام شده است.

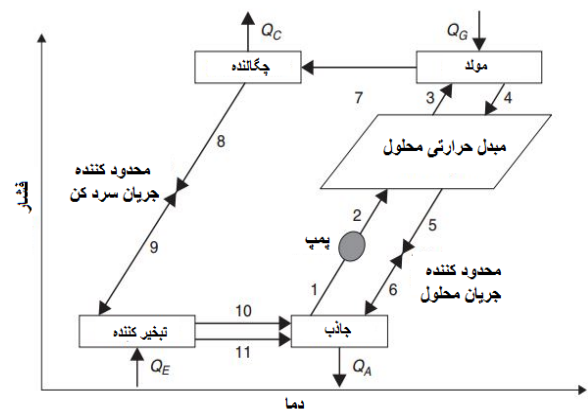
```
out4=dlmread(EESOutput);
Pressure=out4(1);
Antalpy=out4(2);
```

لازم به ذکر است که در محیط EES به صورت زیر ارتباط با متلب برقرار شده است:

با توجه به کدنویسی زیر مشخص است که EES داده‌ها را از محیط متلب دریافت کرده، سپس محاسبات را انجام داده و نتایج نهایی را به محیط متلب برگردانده می‌شود.

```
$UnitSystem SI C kPa kJ mass
$Import 'FromMatLab.dat' F$ T X
P=P_LiBrH2O(T,X)
h=h_LiBrH2O(T,X)
$Export 'ToMatLab.dat' P h
```

همچنین به منظور استفاده از جمع‌کننده خورشیدی، مشخصات جمع‌کننده بررسی شده و همچنین داده‌های آزمایشی برای شهر تهران و بر حسب ساعت از مقاله [۱۸] استفاده شده است. با توجه به این که در مقاله [۱۸] به صورت آزمایشگاهی از یک جمع‌کننده خورشیدی در شهر تهران استفاده شده و همچنین داده‌های آب و هوایی و مشخصات جمع‌کننده به صورت کامل در مقاله آورده شده، به خوبی می‌توان نتایج را با آن برای یک



شکل ۱ نمودار دما-فشار سیستم جذبی LiBr-Water یک مرحله ای [۱۷]

با توجه به حجم زیاد و سنگین محاسبات نیاز به استفاده از یک نرم افزار برای انجام کدنویسی ضروری بوده است. محیط متلب محیطی مناسب برای کدنویسی است که امکان ارتباط این نرم افزار با سایر نرم افزارها نیز فراهم است. با این وجود این نرم افزار داده‌های ترمودینامیکی را در اختیار ندارد. بنابراین نرم افزار EES به صورت برخط با متلب، جفت شده و داده‌های ترمودینامیکی از آن نرم افزار محاسبه شده و به محیط متلب آورده شده است. با استفاده از دستورات ساده زیر می‌توان این دو محیط نرم افزاری را به هم متصل نمود و از این قابلیت استفاده کرد. در زیر نمونه‌ای از این کدنویسی انجام شده برای برومید لیتیوم و آب آورده شده است:

در خط اول مطابق با کد زیر گفته شده است که در نرم افزار متلب قرار است با گرفتن دو خاصیت دما و کسر جرمی برومید لیتیوم بقیه خواص آن جدول خوانی شود.

```
propinfo={'lithium-bromide' Temperature mass_fraction};
در این دو خط فایل‌هایی جهت انتقال داده‌ها بین متلب و EES ایجاد می‌شود.
EESInput='Address bar\fromMatlab.dat';
EESOutput='Address bar\toMatlab.dat';
```



$T_4 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی محلول در مولد	$T_7 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای بخار خروجی از مولد
$\dot{m} = 0.005 \text{ Kg/s}$	دبی آب در گردش	$T_3 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از مبدل حرارتی در قسمت ورودی به مولد
		$X_4 = 60\%$	کسر جرمی سمت قوی

جدول ۴ سامانه جذبی انتخابی نوع ۲

مقدار متغیر	متغیرهای ورودی	مقدار متغیر	متغیرهای ورودی
$T_{10} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از تبخیر کننده	$T_7 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای بخار خروجی از مولد
$\dot{m} = 0.005 \text{ Kg/s}$	دبی آب در گردش	$T_3 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از مبدل حرارتی در قسمت ورودی به مولد
		$X_4 = 60\%$	کسر جرمی سمت قوی

۳- نتایج و بحث در نتایج

با توجه به شکل ۲ با افزایش زمان و رسیدن به ساعات ظهر دمای محیط و تشعشع رسیده به سطح جمع کننده افزایش یافته است. بنابراین دمای صفحه و دمای خروجی از جمع کننده نیز افزایش یافته است. همچنین از آنجا که سامانه استفاده شده یک چرخه بسته است، بنابراین با افزایش دمای خروجی از جمع کننده، دمای ورودی به آن نیز افزایش می‌یابد. بنابراین رفته رفته دمای خروجی و دمای صفحه زیاد می‌شوند. همچنین از نمودار مربوط به بازده نیز مشخص است که با توجه به افزایش دمای ورودی به سامانه، بازده حرارتی نیز از ساعات ۱۲ به بعد کاهش یافته است.

به منظور صحت سنجی کدنویسی انجام شده برای جمع کننده صفحه تخت، نتایج حاضر با نتایج خراسانی زاده و همکاران مقایسه شده است [۱۸]. مشخصات جمع کننده بررسی شده و همچنین داده‌های آزمایشی برای شهر تهران و بر حسب ساعت در مقاله آورده شده است [۱۸].

با توجه به روابط و اطلاعات موجود، نتایج حاضر برای دمای صفحه جمع کننده، دمای خروجی و بازده حرارتی با نتایج آزمایشگاهی [۱۸] مقایسه شده اند. با توجه به شکل ۲ مشخص است که نتایج به دست آمده از کدنویسی انجام شده در نرم افزار MATLAB نزدیک به نتایج آزمایشگاهی بوده و دقت مناسبی دارد.

در این شکل مشخص است که بیشترین اختلاف بین نتایج آزمایشگاهی و نتایج تحلیلی در لحظات ابتدایی صبح رخ داده است. برای دمای صفحه و دمای خروجی این اختلاف در حدود ۱٪ (حدود ۱/۵ درجه سانتیگراد) بوده است. همچنین بازده (eta) در حدود ۵٪ با نتایج آزمایشگاهی اختلاف داشته است. علت این اختلاف در نتایج می‌تواند به خاطر فرضیات انجام شده در روابط تحلیلی، عدم دقت در جمع آوری داده‌های آزمایشی و یا در نظر نگرفتن شرایطی همچون افت فشار و یا سایر عوامل دیگر باشد. با توجه به این نتایج صحت کدنویسی انجام شده تایید می‌شود و می‌توان از کدنویسی مربوط به جمع کننده صفحه تخت در مراحل بعد استفاده کرد. لازم به ذکر

روز آفتابی صحت سنجی نمود. همچنین نتایج برای قسمت جذبی با نتایج تحلیل [۱۹] مقایسه شده است. مقاله [۱۹] یک مقاله پر استفاده در سامانه‌های جذبی است و در آن به صورت کامل داده‌های ورودی و روابط استفاده شده در آن آورده شده است. بنابراین می‌توان نتایج را با دقت قابل قبولی با نتایج این مقاله ارزیابی کرد. اطلاعات ورودی زیر برای این سامانه مطابق با جدول ۲ در مقاله [۱۹] آورده شده است.

جدول ۲ مشخصات سامانه جذبی [۱۹]

مقدار متغیر	متغیرهای ورودی	مقدار متغیر	متغیرهای ورودی
$T_3 = 65 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از مبدل	$\dot{Q}_e = 10 \text{ kw}$	حرارت جذب شده در تبخیر کننده
$T_7 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از مولد	$T_{10} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای تبخیر کننده
$\dot{m}_{11} = 0.25$ \dot{m}_{10}	دبی جرمی ورودی به تبخیر کننده	$T_4 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	دمای خروجی از مولد
$X_4 = 60\%$	کسر جرمی سمت قوی	$X_1 = 55\%$	کسر جرمی سمت ضعیف

همچنین در حل مسئله حاضر از شرط‌های پیش رو استفاده شده است. در واقع در این سامانه به جز در پمپ‌ها و تله‌های فشار شکن، تغییر فشاری در سامانه وجود ندارد. یعنی از اثرات تغییر فشار در لوله‌ها و سایر قسمت‌ها صرفه نظر شده است. نقاط ۱، ۴، ۸ و ۱۱ در حالت مایع اشباع قرار دارند. این حالت‌ها در واقع حالت‌های ایده آلی هستند که سعی می‌شود به آن‌ها دست یافت. مثلاً برای به بیشینه رسیدن انتقال حرارت به محیط، سعی می‌شود که خروجی چگالنده مایع باشد. یا از آنجا که بهتر است پمپ فقط در مایع تغییر فشار ایجاد کند، نقطه ۱ در حالت مایع قرار دارد. همچنین از آنجا که بخار از مسیر ۷ خارج می‌شود، از مسیر ۴ مایع خارج می‌شود. در نقطه ۱۰ تنها بخار اشباع وجود دارد. بهترین حالت برای تبخیر کننده حالتی است که در آن بخار به حالت اشباع رسیده باشد. انتقال حرارت به محیط وجود ندارد. فرض عایق بودن در نظر گرفته شده است. پمپ‌ها آنتروپی ثابت هستند. پمپ‌ها ایده آل فرض شده اند. در واقع از آنجا که کار پمپ‌ها در این نوع سامانه‌ها کم است، از کار آن‌ها صرفه نظر شده است [۱۹].

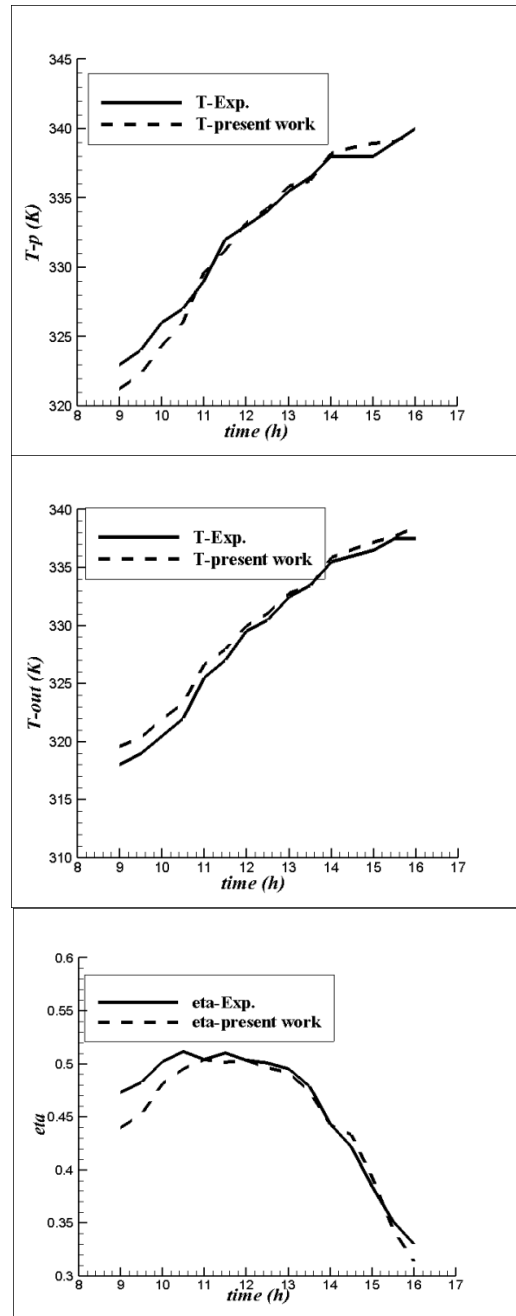
همچنین در ادامه با توجه به روش حل موجود در مقاله [۱۹]، دو سامانه به گونه‌ای انتخاب شده است که در آن‌ها با متغیر در نظر گرفتن کسر جرمی سمت ضعیف، یکبار فشار در ناحیه کم فشار و بار دیگر فشار در ناحیه پر فشار به عنوان متغیر مسئله تعریف می‌شود. بنابراین می‌توان تاثیر کسر جرمی بر این دو پارامتر و در نهایت دما و میزان حرارت جذب شده از سامانه را مورد ارزیابی قرار داد. سامانه انتخابی نوع ۱ و نوع ۲ در جداول زیر آورده شده است. لازم به ذکر است که اعداد مربوط به دبی جرمی، کسر جرمی و دما مطابق با مرجع [۲۰] انتخاب شده است.

جدول ۳ سامانه جذبی انتخابی نوع ۱

مقدار متغیر	متغیرهای ورودی	مقدار متغیر	متغیرهای ورودی
-------------	----------------	-------------	----------------



است، با توجه به این که از این جمع کننده در شرایط آزمایشگاهی در تهران استفاده شده است، در ادامه مقاله نیز از مشخصات همین جمع کننده برای سایر بررسی ها استفاده شده است. بنابراین، با تکیه بر این نتایج می توان دمای خروجی و حرارت جذب شده از جمع کننده را به خوبی محاسبه نمود و در قسمت مربوط به سامانه جذبی استفاده کرد.



شکل ۲ مقایسه نتایج حاضر و [۱۸] برای دمای روی صفحه جمع کننده، دمای خروجی از جمع کننده و راندمان جمع کننده

به منظور صحت سنجی نتایج کدنویسی انجام شده برای سامانه جذبی برومید لیتیوم، نتایج حاضر با نتایج [۱۹] مقایسه شده اند. برای این منظور سامانه شکل ۱ به همراه یک جمع کننده صفحه تخت که حرارت مورد نیاز در مولد را تامین می کند در نظر گرفته شده است. اطلاعات ورودی زیر برای این سامانه مطابق با جدول ۲ در نظر گرفته شده است.

با توجه به روابط و ورودی های آورده شده، نتایج کدنویسی حاضر با نتایج [۱۹] مقایسه شده و صحت سنجی آن ها در جدول ۵ آورده شده است. در این جدول پارامترهای \dot{Q} و COP به ترتیب بیان گر شار حرارتی و بازده حرارتی هستند. همچنین زیر نویس های e، a، g و c نیز به ترتیب بیانگر تبخیر کننده، جذب کننده، مولد و خنک کننده هستند.

جدول ۵ مقایسه نتایج حاضر و نتایج [۱۹]

نتایج حاضر	نتایج مقاله [۱۹]	
$\dot{Q}_e = 10 \text{ kw}$	$\dot{Q}_e = 10 \text{ kw}$	حرارت تبخیر کننده
$\dot{Q}_a = 13/49 \text{ kw}$	$\dot{Q}_a = 13/42 \text{ kw}$	حرارت جاذب
$\dot{Q}_g = 14/40 \text{ kw}$	$\dot{Q}_g = 14/20 \text{ kw}$	حرارت مولد
$\dot{Q}_c = 10/92 \text{ kw}$	$\dot{Q}_c = 10/78 \text{ kw}$	حرارت چگالنده
COP=0/694	COP=0/704	بازده حرارتی

با توجه به نتایج به دست آمده مشخص است که با اعمال حرارت به تبخیر کننده، حرارت سایر قسمت ها و بازده حرارتی مشابه با نتایج مقاله محاسبه شده اند. در واقع اختلاف بین روابط تحلیلی کدنویسی شده و نتایج مقاله گفته شده برای COP در حدود ۱/۵٪ می باشد که نشان دهنده صحت کدنویسی انجام شده برای سامانه جذبی است. با توجه به نتایج به دست آمده در قسمت های قبل، در ادامه با در نظر گرفتن یک سامانه کلی خنک کاری خورشیدی جذبی به بررسی پارامترهای موثر پرداخته خواهد شد.

در ادامه به منظور تحلیل نتایج، دو سامانه جذبی در نظر گرفته شده است. در این سامانه ها، با توجه به این که جمع کننده استفاده شده در [۱۸] یک جمع کننده ساخته شده و تست شده در شهر تهران است، بنابراین اطلاعات مربوط به جمع کننده مشابه با همان مقاله در نظر گرفته شده و تغییری در آن ایجاد نشده است. همچنین به منظور این که اثر تغییر دمای ورودی و دمای محیط در نتایج وارد نشود، دمای محیط و دمای ورودی ثابت فرض شده است. بنابراین این دماها به ترتیب ۲۵ و ۳۵ درجه سانتی گراد انتخاب شده است. اختلاف ۱۰ درجه ای با توجه به اختلاف دمای محیط و دمای ورودی جمع کننده در ساعات ابتدایی مقاله [۱۸] انتخاب شده است.

در سامانه جذبی انتخابی ۱، هدف این است که فشار در ناحیه کم فشار سامانه به عنوان مجهول مطرح شود. از آن جا که این مسئله یک چند معادله چند مجهول جفت شده است، نمی توان آن را به صورت صریح حل کرد. در واقع در این مسئله نیاز است که در ابتدا یک پارامتر (در اینجا کسر جرمی سمت ضعیف) حدس زده شود. سپس سایر تحلیل ها و جدول خوانی های لازم انجام می شود. در نهایت مجدداً کسر جرمی سمت ضعیف محاسبه می شود. اگر پارامتر انتخابی و محاسبه شده مقداری نزدیک به هم را داشتند که به ادامه مسئله پرداخته خواهد شد. در غیر این صورت عدد به دست آمده جایگزین حدس اولیه می شود و فرایند مجدداً تکرار می شود. این کار این قدر انجام می شود که مسئله همگرا شود. سپس با محاسبه کسر جرمی سمت ضعیف، مقدار فشار در ناحیه کم فشار نیز محاسبه می شود.

همچنین فرض شده است که دمای خروجی از جاذب (T_i) برابر با دمای خروجی از چگالنده (T_8) است [۱۱]. بنابراین روند حل مسئله به شکل زیر است:

- داشتن کسر جرمی سمت قوی و دمای خروجی محلول در مولد، فشار و آنتالپی برای نقطه ۴ محاسبه می شود.

که در تشعشع‌های پایین فشار در ناحیه کم فشار در حال رسیدن به فشار در ناحیه پر فشار است که نشان دهنده غلط بودن حل در صورت کاهش بیشتر تشعشع ورودی است. همچنین در تشعشع‌های بالا مشاهده می‌شود که این فشار به سمت فشار 0.5 Kpa میل کرده است. در تشعشع‌های پایین دمای تبخیرکننده از دمای محیط بیشتر شده که عملاً سامانه را بی فایده می‌کند. بنابراین نشان می‌دهد که میزان تشعشع نباید از یک مقدار مشخص کمتر باشد. همچنین مشخص است که با افزایش تشعشع سامانه تا دماهای زیر صفر درجه را نیز خنک کاری کرده است. با افزایش شار حرارتی سامانه به صورت تقریباً خطی نیاز به افزایش دبی جرمی داشته است. بنابراین مشخص است که برای یک افزایش حدود 200 W/m^2 انرژی مقدار دبی جرمی 10 برابر شده است. بنابراین باید سامانه به گونه‌ای در نظر گرفته شود که توانایی این مقدار افزایش دبی جرمی را داشته باشد. با افزایش شار حرارتی ورودی به جمع‌کننده، شار حرارتی رسیده به مولد نیز به صورت تقریباً خطی افزایش یافته است. شار حرارتی جذب شده از محیط توسط تبخیرکننده با افزایش شار حرارتی رسیده به جمع‌کننده کاهش یافته است. با این وجود مشاهده شد که دمای خنک سازی نیز با افزایش تشعشع کاهش یافته است. بازده سامانه با افزایش شار حرارتی کاهش یافته است. با این وجود بازده سامانه در حدود 0.7 بوده که مقدار قابل قبولی برای سامانه‌های جذبی است.

با توجه به جدول ۶ مشخص است که می‌توان انتخاب کرد سامانه جذبی قرار است محیط را تا چه دمایی خنک کند و چه مقدار حرارت از محیط بگیرد. البته با توجه به ورودی‌های در نظر گرفته شده برای این سامانه، مشاهده می‌شود که میزان تشعشع ورودی تاثیر بیشتری بر روی دمای تبخیرکننده به نسبت حرارت خروجی از آن دارد. با توجه به مطالب عنوان شده، در صورتی که قرار است تبخیرکننده یک جریان آب در لوله را خنک کند، با توجه به میزان دمای آب در آن لوله می‌توان انتخاب کرد که به چه میزان تشعشع احتیاج است. در صورتی که فرض کنیم بازده مبدل حرارتی قرار گرفته بین تبخیرکننده و جریان آب در لوله برابر 1 باشد، این مبدل می‌تواند دمای جریان در لوله را تا دمای سیال در تبخیرکننده سرد کند. بنابراین در صورت احتیاج به جریان آب در حدود 7 درجه سانتی گراد، می‌توان گفت که برای این منظور میزان تشعشع در حدود 600 W/m^2 کافی است. در صورت در دسترس بودن مقدار بیشتری از تشعشع، می‌توان آن را در تانک ذخیره کرد. همچنین مشخص است که در صورت نداشتن مقدار کافی تشعشع، دمای مورد نیاز تامین نخواهد شد. لازم به ذکر است که در دمای محیط بوده است. بنابراین در این حالت‌ها اصولاً سامانه خنک کننده کاری انجام نمی‌دهد.

- با توجه به این که فشار در قسمت پرفشار سامانه برابر با فشار در نقطه ۴ است و همچنین داشتن دمای بخار خروجی از مولد، آنتالپی نقطه ۷ محاسبه می‌شود.
 - با داشتن دمای خروجی از مبدل حرارتی در قسمت ورودی به مولد و همچنین حدس زدن کسر جرمی سمت ضعیف، آنتالپی و همچنین کسر جرمی سمت ضعیف برای نقطه ۳ محاسبه می‌شود. لازم به ذکر است که در این مرحله از موازنه انرژی بر روی مولد استفاده شده است. در واقع خروجی حرارتی جمع‌کننده خورشیدی در این مرحله به روابط سامانه جذبی وارد می‌شود.
 - همچنین دما و آنتالپی در خروجی از چگالنده (نقطه ۸) نیز با داشتن مقدار فشار در نقطه ۴ محاسبه می‌شود.
 - با توجه به فرض برابری دمای خروجی از جاذب (T_1) با دمای خروجی از چگالنده (T_8) و همچنین داشتن کسر جرمی سمت ضعیف می‌توان فشار و آنتالپی در خروجی از جاذب (نقطه ۱) را محاسبه نمود.
 - با داشتن فشار در نقطه ۱ که برابر فشار در قسمت‌های کم فشار سامانه است، آنتالپی در سایر قسمت‌های سامانه نیز محاسبه می‌شود.
 - در نهایت مقدار گرمای جذب و یا دفع شده در سامانه و بازده حرارتی محاسبه می‌شود.
- با توجه به این که کمینه تشعشع (IT) در دسترس در ساعات ابتدایی روز حدود 500 W/m^2 است [۱۸]، به منظور تامین کمینه انرژی مورد نیاز مولد از سه جمع‌کننده به صورت موازی استفاده شده است. در ادامه نشان داده شده است که با تغییر تشعشع ورودی و با توجه به سامانه در نظر گرفته شده پارامترهای سامانه جذبی چه تغییری پیدا کرده‌اند. این نتایج در جدول ۶ آورده شده است. بنابراین هدف اصلی تحقیق در این قسمت این بوده است که کارایی سامانه در نظر گرفته شده برای تشعشع‌های ورودی مختلف بررسی شود. در این جدول پارامترهای T, P_h, P_l, x_w, IT ، COP و Q به ترتیب بیانگر تشعشع رسیده از خورشید، کسر جرمی سمت ضعیف، فشار ناحیه کم فشار، فشار ناحیه پر فشار، دبی جرمی، شار حرارتی، و بازده حرارتی هستند. همچنین زیرنویس های E, A, G و C نیز به ترتیب بیانگر تبخیر کننده، جذب کننده، مولد و خنک کننده هستند.
- با افزایش شار حرارتی کسر حجمی سمت ضعیف به سمت بیشترین مقدار خود 55% میل کرده است. همچنین با کاهش مقدار تشعشع نیز مشاهده می‌شود که این پارامتر به صفر نزدیک شده است. این روند نشان دهنده این است که سامانه از یک جایی به بعد کار نمی‌کند و نتایج غلط خواهند بود. با توجه به ثابت بودن فشار در ناحیه پر فشار، مشاهده می‌شود

جدول ۶ نتایج به دست آمده برای سامانه جذبی انتخابی ۱ با توجه به در دسترس بودن تشعشع‌های مختلف

IT (W/m^2)	۵۲۵	۵۲۶	۵۳۰	۵۵۰	۶۰۰	۶۵۰	۷۰۰
$x_w \%$	۱۴/۳۷	۱۹/۴۱	۳۰/۵۹	۴۲/۳۶	۵۱/۷۷	۵۵/۲۷	۵۶/۷۶
P_h (kPa)	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴	۴/۵۵۴
P_l (kPa)	۴/۱۶۲	۳/۵۹۵	۳/۲۱۴	۲/۱۵۴	۱/۰۲۴	۰/۶۹۲	-۰/۵۷۲
T_8 (C)	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳	۳۲/۲۳
T_{10} (C)	۲۹/۶۵	۲۸/۷۱	۲۵/۶۵	۱۸/۶۷	۷/۳۲	۱/۷۲	-۰/۸۰
m_3	۰/۰۰۰۱۶	۰/۰۰۰۲۴	۰/۰۰۰۵۲	۰/۰۰۱۲۰	۰/۰۰۳۱۰	۰/۰۰۵۸۰	۰/۰۰۸۸۰
m_4	۰/۰۰۰۰۳۸	۰/۰۰۰۰۷۷	۰/۰۰۰۰۲۶۰	۰/۰۰۰۰۸۵۰	۰/۰۰۰۰۲۷۰۰	۰/۰۰۰۰۵۴۰۰	۰/۰۰۰۰۸۳۰۰



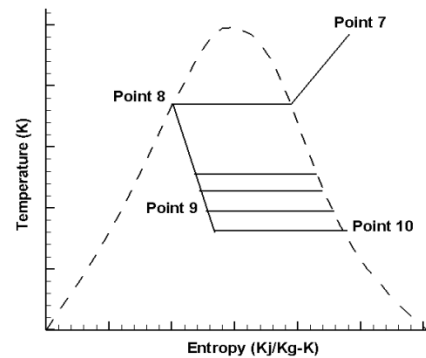
۱/۸۱۳	۱/۶۶۱	۱/۵۰۶	۱/۳۵۴	۱/۲۹۰	۱/۲۷۸	۱/۲۵۱	Q _G (kW)
۱/۷۲۰	۱/۵۷۰	۱/۴۲۱	۱/۲۹۵	۱/۲۶۱	۱/۲۶۴	۱/۲۶۷	Q _A (kW)
۱/۲۵	۱/۲۵	۱/۲۵	۱/۲۵	۱/۲۵	۱/۲۵	۱/۲۵	Q _C (kW)
۱/۱۸۴۱	۱/۸۶۴۱	۱/۱۹۱۶	۱/۲۰۲۰	۱/۲۰۸۳	۱/۲۱۱۱	۱/۲۱۱۹	Q _E (kW)
۰/۶۵۳۱	۰/۷۱۴۲	۰/۷۹۱۲	۰/۸۸۷۶	۰/۹۳۶۵	۰/۹۴۷۵	۰/۹۵۰۵	COP

تشعشع‌های بیشتر از این مقدار انجام شده است. با افزایش تشعشع کسر جرمی سمت ضعیف به مقدار ۰/۶٪ نزدیک شده است. این به این معنی است که در تشعشع‌های کم سامانه نیاز به فرآیند جذب و واجذب زیادتری به نسبت تشعشع‌های بالا دارد. با توجه به این که فشار در ناحیه کم فشار مقدار ثابتی است، مشخص است که در تشعشع‌های پایین فشار در ناحیه پر فشار به فشار در ناحیه کم فشار نزدیک شده است. همچنین با افزایش تشعشع به صورت تقریباً خطی فشار در حال افزایش است. در این حالت باید در نظر داشت که سامانه تا چه اندازه توان تولید و تحمل این فشار را دارد. دمای نقطه ۴ در تشعشع‌های پایین به دمای نقطه ۳ رسیده است. با توجه به ساختار کلی سامانه مشخص است که دمای نقطه ۴ باید از دمای نقطه ۳ بیشتر باشد. بنابراین نتیجه می‌شود که در شارهای حرارتی بالا عملاً نیاز به فرآیند جذب و واجذب ناچیز بوده است. دمای چگالنده با افزایش تشعشع افزایش یافته و سامانه در ناحیه دمای بالاتری کار می‌کند. از آنجا که افزایش دمای چگالنده با دمای خروجی از جاذب یکسان در نظر گرفته شده است، بنابراین دما در این نقطه نیز دچار تغییر شده و شرایط جذب را تغییر می‌دهد. با افزایش تشعشع رسیده به سطح جمع‌کننده، تشعشع رسیده به مولد نیز افزایش یافته است. همچنین با افزایش تشعشع میزان دبی جرمی نیز به صورت تقریباً خطی افزایش یافته است. در این سامانه افزایش دبی جرمی در حدود ۷ برابر بوده است. با افزایش تشعشع میزان دبی جرمی نیز به صورت تقریباً خطی افزایش یافته است. با افزایش تشعشع تبخیرکننده گرمای کمتری را از محیط جذب کرده است. اما با توجه به این که در تشعشع‌های کمتر از ۵۳۰ W به دلیل سامانه انتخابی نتایج نادرست محاسبه می‌شود، بنابراین این میزان تشعشع می‌تواند حالت بهینه سامانه باشد. با افزایش تشعشع میزان بازده سامانه به صورت تقریباً خطی کاهش یافته است. با این وجود مقدار ۰/۷ برای بازده مقدار مناسبی است.

با توجه به جداول ۴ و ۷ مشخص است که طراحی به گونه‌ای انجام شده است که فشار در ناحیه کم فشار ثابت بماند. با توجه به جدول مشخص است که سامانه برای تشعشع‌های کمتر از ۵۲۶ W/m² کار نمی‌کند. در واقع علت این است که با کاهش تشعشع کسر جرمی سمت ضعیف از کسر جرمی سمت قوی بیشتر می‌شود. اما در تشعشع‌های زیاد این پارامتر به سمت کسر جرمی سمت قوی میل می‌کند اما به آن نمی‌رسد. تغییرات فشار نیز مشابه با تغییرات کسر جرمی سمت ضعیف است. در واقع در تشعشع‌های پایین فشار به شدت بالا است. با افزایش تشعشع فشار کاهش یافته است. با افزایش مجدد تشعشع، فشار نیز به آرامی افزایش می‌یابد. روند تغییرات دمای خروجی از چگالنده نیز به همین نحو تغییر می‌کند. همچنین تغییرات جرمی محلول آب و برومید لیتیموم (m₃, m₄) نیز ابتدا کاهش و سپس افزایش یافته اند. با توجه به جدول فوق تغییرات شار حرارتی ورودی به تبخیرکننده نیز ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته است. با توجه به جدول ۷ مشخص است که تغییرات پارامترها در نزدیکی تشعشع ورودی ۵۲۶ W/m² تغییرات سریعی دارند. بنابراین با توجه به سامانه انتخابی ۲ مشخص است که با کاهش فشار در قسمت پرفشار، مقدار شار حرارتی ورودی به تبخیرکننده

با توجه به معادلات مربوط به سامانه جذبی و همچنین نکات گفته شده در این بخش، کلید حل این سامانه در پیدا کردن کسر جرمی سمت ضعیف است. این پارامتر با انجام فرآیندی که توضیح داده شد محاسبه می‌شود. با داشتن این مقدار و همچنین داشتن دمای خروجی از جاذب، فشار در ناحیه کم فشار سامانه محاسبه می‌شود. همچنین با داشتن این فشار و با توجه به این که خروجی تبخیرکننده در حالت اشباع است، دمای آن محاسبه می‌شود. با توجه به مطالب عنوان شده مشخص است که در شرایط طراحی سامانه، فشار در ناحیه پرفشار ثابت و مشخص است. با توجه به مشخص بودن مقدار فشار، خروجی چگالنده نیز مشخص و ثابت است. در واقع همانگونه که اشاره شد، تنها پارامتر مجهول سامانه کسر جرمی سمت ضعیف است که با محاسبه آن سایر پارامترها محاسبه می‌شوند.

با توجه به شکل ۳ و با توجه به نکات گفته شده در این بخش، نقاط ۷ و ۸ ثابت هستند. با تغییر کسر جرمی در ناحیه ضعیف که در نتیجه آن فشار در ناحیه کم فشار تغییر می‌کند، موقعیت نقاط ۹ و ۱۰ تغییر خواهند کرد. اما با توجه به شکل و با توجه به خطوط آنتالپی ثابت، با کاهش فشار مقدار حرارت خروجی از تبخیرکننده به میزان اندکی کاهش نیز خواهد یافت.



شکل ۳ نمودار دما-آنترپی آب در فشار تبخیرکننده‌های مختلف

برای حالتی که دمای سامانه در ناحیه تبخیرکننده مشخص است، سامانه به گونه‌ای طراحی می‌شود که فشار ناحیه پر فشار به عنوان مجهول مسئله محاسبه شود. برای این منظور از سامانه انتخابی نوع ۲ استفاده می‌شود. در این حالت نیز کسر جرمی سمت ضعیف به روش قبل محاسبه شده و در نتیجه فشار در ناحیه پر فشار محاسبه می‌شود. سایر اطلاعات ورودی در جدول ۶ آورده شده است. در ادامه نتایج در جدول ۷ آورده شده است. همچنین در این جدول پارامترهای Q , \dot{m} , T , P_h , P_l , α_w , $\dot{I}T$ و همچنین ترتیب بیانگر تشعشع رسیده از خورشید، کسر جرمی سمت ضعیف، فشار ناحیه کم فشار، فشار ناحیه پر فشار، دبی جرمی، شار حرارتی، و بازده حرارتی هستند. همچنین زیرنویس های E , A , G و C نیز به ترتیب بیانگر تبخیر کننده، جذب کننده، مولد و خنک کننده هستند.

با توجه به جدول ۷ مشخص است که در تشعشع‌های کمتر از ۵۳۰ W سامانه درست کار نکرده و نتایج اشتباه هستند. بنابراین تحلیل نتایج بر روی



است. مشاهده می‌شود که در این حالت حرارت اتلافی از چگالنده نیز به بیشینه خود رسیده است.

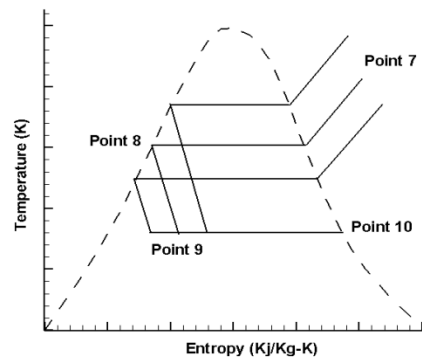
افزایش می‌یابد. بنابراین، همانطور که از شکل ۴ نیز پیش بینی می‌شود، برای رسیدن به شار حرارتی بیشینه باید فشار بیشینه سامانه کاهش یابد. اما این کاهش فشار نیز با توجه به سامانه انتخابی محدود بوده است. بنابراین برای این سامانه پیشنهادی شار حرارتی 530 W/m^2 مناسب ترین حالت ممکن است. همچنین باید توجه داشت که از جایی که دمای T_4 کمتر از T_3 است، در واقع با ورودی سیال به مولد دمای محلول آب و برومید لیتیوم کاهش یافته و تمام حرارت وارد شده به سامانه صرف بخار کردن آب شده

جدول ۷: نتایج به دست آمده برای سامانه جذبی انتخابی ۲ با توجه به در دسترس بودن تشعشع های مختلف

۷۰۰	۶۰۰	۵۵۰	۵۳۵	۵۳۲	۵۳۰	۵۲۸	۵۲۷	۵۲۶	IT(W/m ²)
۵۶/۰۶	۵۲/۲۳	۴۵/۹۷	۴۱/۵۳	۴۰/۶۵	۴۰/۰۸	۴۵/۱۱	۵۰/۳۱	۵۵/۶۶	x_w
۶/۱۱۵۶	۴/۱۰۲۴	۲/۳۵۹۰	۱/۷۷۴۰	۱/۶۹۴۶	۱/۶۴۱۸	۲/۲۱۶۹	۳/۴۰۳۶	۵/۸۵۸۲	$P_H(\text{kPa})$
۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	۰/۸۷۲۶	$P_I(\text{kPa})$
۳۶/۵۱	۲۹/۴۰	۲۰/۱۴	۱۵/۶۱	۱۴/۹	۱۴/۴۷	۱۹/۱۴	۲۶/۲۰	۳۵/۷۳	$T_8(^{\circ}\text{C})$
۸۱/۱۵	۷۲/۰۹	۶۰/۰۸	۵۶/۸۲	۵۵/۹۸	۵۵/۱۶	۵۰/۲	۴۸/۰۹	۴۷/۱۷	$T_4(^{\circ}\text{C})$
۰/۰۰۶۶۰	۰/۰۰۲۹۰	۰/۰۰۱۳۰	۰/۰۰۰۷۸	۰/۰۰۰۷۱	۰/۰۰۰۶۷	۰/۰۰۱۱۰	۰/۰۰۲۲۰	۰/۰۰۵۹۰	$m_3(\text{Kg/s})$
۰/۰۰۷۱	۰/۰۰۳۴	۰/۰۰۱۶	۰/۰۰۱۲	۰/۰۰۱۱	۰/۰۰۱	۰/۰۰۱۵	۰/۰۰۲۶	۰/۰۰۶۴	$m_4(\text{Kg/s})$
۱/۸۱۳۲	۱/۵۰۶۰	۱/۳۵۴۲	۱/۳۰۰۰	۱/۲۹۶۳	۱/۲۹۰۳	۱/۲۸۴۲	۱/۲۸۱۲	۱/۲۷۸۱	$Q_G(\text{kW})$
۱/۷۲۰۰	۱/۴۲۰۸	۱/۲۸۴۴	۱/۳۰۵۴	۱/۲۴۱۸	۱/۲۳۷۹	۱/۲۳۱۲	۱/۲۲۵۹	۱/۲۲۰۰	$Q_A(\text{kW})$
۱/۲۳۸۸	۱/۲۵۳۹	۱/۲۷۳۴	۱/۲۸۲۹	۱/۲۸۴۴	۱/۲۸۵۳	۱/۲۷۵۶	۱/۲۶۰۸	۱/۲۴۰۹	$Q_C(\text{kW})$
۱/۱۷۸۴	۱/۱۹۳۳	۱/۲۱۲۶	۱/۲۲۲۱	۱/۲۲۳۶	۱/۲۲۴۵	۱/۲۱۴۷	۱/۲۰۰۰	۱/۱۸۰۰	$Q_E(\text{kW})$
۰/۶۴۹۹	۰/۷۹۲۳	۰/۸۹۵۴	۰/۹۳۶۲	۰/۹۴۳۹	۰/۹۴۹۰	۰/۹۴۵۹	۰/۹۳۶۶	۰/۹۲۳۳	$\text{COP}(\text{kW})$

سازی انرژی جذب شده توسط جمع کننده به منظور افزایش بازده کلی سامانه است. برای این منظور، در سامانه جذبی انتخابی ۲، مولد به $1/290.3$ انرژی حرارتی برای رسیدن به بهترین جذب انرژی حرارتی توسط تبخیرکننده احتیاج دارد. در این حالت شار حرارتی رسیده از طرف جمع کننده 530 W/m^2 است. بنابراین با تغییر پارامترهای فاصله مرکز تا مرکز لوله‌ها در جمع کننده، فاصله بین صفحه و پوشش و همچنین ضخامت صفحه شار ورودی مورد نیاز برای ارضا کردن مولد سامانه جذبی مورد بررسی قرار گرفته است. همچنین اثر پارامترهای وابسته به سیال مثل ضریب انتقال حرارت آب و هوا و همچنین ظرفیت گرمایی آب بر بازده جمع کننده نیز بررسی شده است. بنابراین با فرض $1/3 \text{ kW}$ انرژی حرارتی ورودی به مولد، شار حرارتی خروجی از سامانه هر جمع کننده خورشیدی باید 460 kW باشد.

در شکل ۵ تا ۱۰ نتایج تغییر این شش پارامتر مورد ارزیابی قرار گرفته اند. با توجه به این شکل‌ها مشخص است که با افزایش فاصله بین صفحه و پوشش تا حدود 0.02 m ، شار مورد نیاز برای تامین بار 460 kW کاهش یافته است. همچنین واضح است که با یک شار ورودی ثابت، با افزایش این فاصله مقدار شار بیشتری جذب شده است. لازم به ذکر است که با افزایش بیشتر فاصله بین صفحه و پوشش نتایج تغییر چندانی نداشته اند. بنابراین در این حالت بهینه ترین مقدار فاصله بین صفحه و پوشش در حدود 0.018 m است. لازم به ذکر است که در مقاله [۱۸] برای سامانه جمع کننده اصلی این مقدار 0.025 m انتخاب شده است. همچنین روند تغییرات ضخامت صفحه مشابه با روند تغییر فاصله بین صفحه و پوشش است. در این حالت نیز با افزایش ضخامت صفحه تا حدود 0.001 m تغییر در نتایج محسوس است. در واقع این مقدار حالت بهینه سامانه است. لازم به ذکر



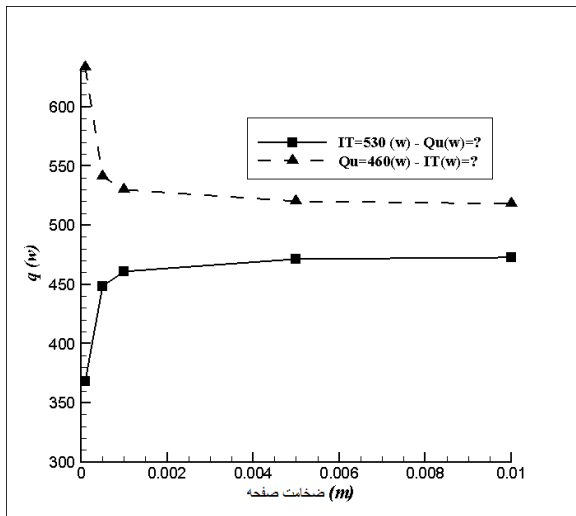
شکل ۴ نمودار دما-آنترپوی آب در فشار چگالنده‌های مختلف

بنابراین با توجه به جداول ۶ و ۷ می‌توان عنوان کرد که برای رسیدن به یک سامانه بهینه ابتدا باید مشخص شود که خواسته نهایی مسئله چیست. در این مقاله مجهول اصلی که باعث تغییرات در سامانه شد کسر جرمی سمت ضعیف بود که با توجه به آن فشار کمینه و بیشینه سامانه دچار تغییر شدند که این باعث افزایش حرارت جذب شده در تبخیرکننده و همچنین کاهش دمای سامانه در این قسمت شد.

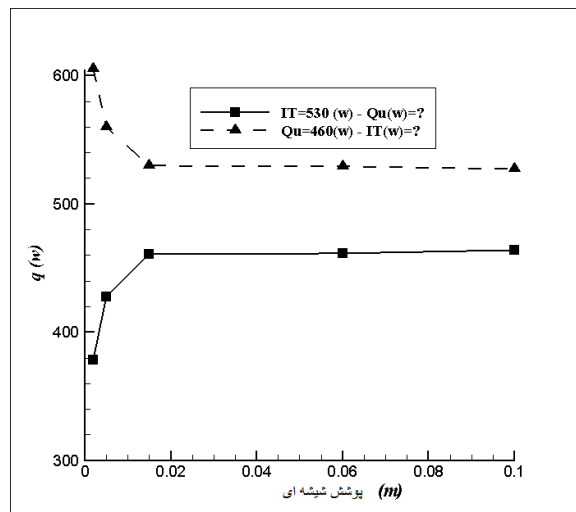
همانگونه که مشخص است، در سامانه جذبی تنها انرژی ورودی به مولد با سامانه جمع کننده خورشیدی در ارتباط است. بنابراین با توجه به این که اثرات شار حرارتی ورودی به سامانه جذبی بررسی شد، در ادامه به تاثیر چند پارامتر مختلف هندسی جمع کننده بر انرژی خروجی و بازده سامانه جمع کننده خورشیدی پرداخته شده است. در واقع هدف از این قسمت بهینه



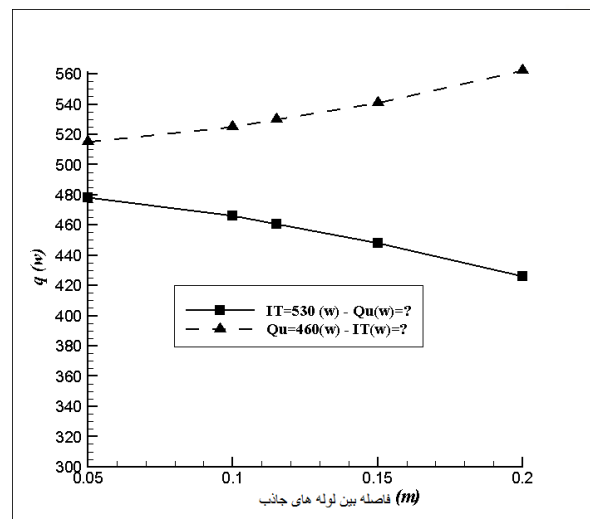
است که در مقاله [۱۸] برای سامانه جمع‌کننده موجود نیز همین مقدار در نظر گرفته شده است. با افزایش فاصله بین لوله‌ها برای یک شار ورودی ثابت، شار کمتر جذب خواهد شد. شیب این تغییرات همچنین با افزایش فاصله با نرخ کمی افزایش خواهد داشت. در مرجع [۱۸] برای مقدار فاصله بین لوله‌ها مقدار ۰/۱۱۵ m انتخاب شده است که با کاهش این فاصله وضعیت سامانه بهتر می‌شود اما باید توجه داشت که به دلیل افزایش تعداد لوله‌ها هزینه طراحی سامانه نیز زیاد تر خواهد شد. با افزایش مقدار Cp در یک تشعشع ورودی ثابت میزان تشعشع جذب شده افزایش خواهد یافت. به عبارت دیگر برای رسیدن به یک میزان تشعشع مورد نیاز، به تشعشع ورودی کمتری احتیاج است. از آنجایی که در تحلیل یک فازی سامانه های خورشیدی که از نانو سیال استفاده می‌کنند نیز سامانه را همین گونه بررسی می‌کنند، مشاهده می‌شود که در صورت استفاده از نانو ذراتی که Cp سامانه را افزایش دهد باعث افزایش میزان حرارت جذب شده توسط سامانه می‌شود. وزش باد و محاسبه ضریب انتقال حرارت آن تاثیر قابل توجهی بر مقدار حرارت جذب شده توسط جمع‌کننده در یک تشعشع ثابت دارد. با توجه به شکل مشخص است که با افزایش ضریب انتقال حرارت باد در یک شار ورودی ثابت، میزان اتلاف افزایش یافته و بنابراین میزان حرارت جذب شده کاهش یافته است. در نتیجه بهتر است این سامانه‌ها در مکانی قرار بگیرند که در مقابل وزش باد نباشند. کاهش ضریب انتقال حرارت تاثیر به مراتب بیشتری از افزایش آن بر روی حرارت جذب شده دارد. با توجه به شکل مشخص است که شیب نمودار در ضریب انتقال حرارت‌های پایین به مراتب بیشتر از شیب نمودار در ضریب انتقال حرارت‌های بالا است.



شکل ۶ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر ضخامت صفحه



شکل ۷ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر فاصله بین صفحه و پوشش



شکل ۸ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر فاصله بین لوله ها



فصلنامه علمی انرژی های تجدیدپذیر و نو - سال هشتم ، شماره دوازدهم پاییز و زمستان ۱۴۰۰

با توجه به نتایج مشاهده می شود که در طراحی جمع کننده برای ضخامت پوشش روی جمع کننده، فاصله بین صفحه جاذب و پوشش شیشه ای و ضریب انتقال حرارت سیال در جمع کننده حالت بهینه انتخاب شده است. اما می توان با تغییر مقدار فاصله بین لوله های جاذب در جمع کننده، ظرفیت گرمایی ویژه سیال و ضریب انتقال حرارت هوا در حدود ۱۰٪ حرارت جذب شده در جمع کننده را افزایش داد.

۴- نتیجه گیری

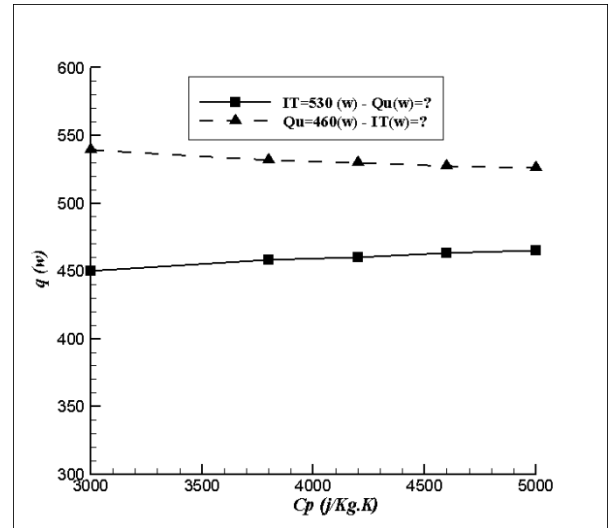
به منظور صحت سنجی نتایج، سامانه به زیر بخش های کوچک تر تقسیم شده و سامانه انرژی خورشیدی و سامانه جذبی با مراجع معتبر صحت سنجی شده اند. بعد از اطمینان از صحت سنجی نتایج، یک سامانه کلی (سامانه خورشیدی سرمایش جذبی) از ترکیب زیر مجموعه سامانه های گفته شده تشکیل شده است. سپس با تغییر پارامترهای ورودی مختلف به بررسی نتایج پرداخته شده است.

در زیر نتایج به دست آمده از این تحلیل آورده شده است:

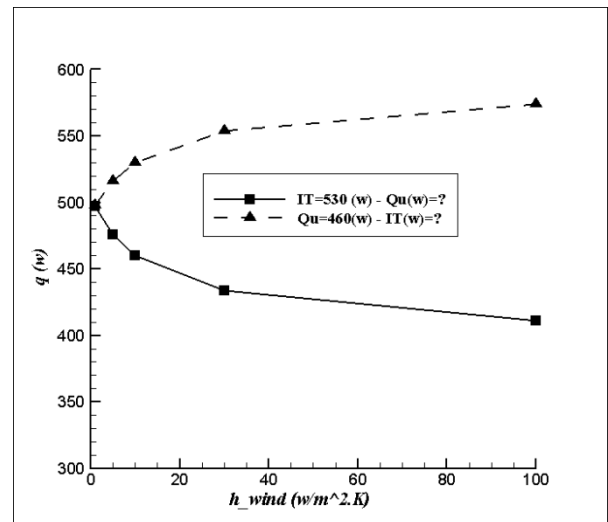
- با در نظر گرفتن شرایط مختلف برای سامانه جذبی می توان با تغییر کسر جرمی سمت ضعیف، فشار در ناحیه کم فشار و پر فشار را تغییر داد.
- با کاهش فشار در ناحیه کم فشار، تبخیر کننده می تواند سیال را در دماهای پایین تری خنک کند. با این وجود این تغییر فشار تاثیری بر روی حرارت جذب شده توسط تبخیر کننده ندارد.
- با کاهش فشار در ناحیه پر فشار می توان حرارت جذب شده در سمت تبخیر کننده را افزایش داد. این حد اکثر فشار، با توجه به سامانه انتخابی محدود است. در واقع با افزایش تشعشع ورودی فشار بیشینه تا یک جا کاهش و سپس افزایش می یابد.
- با افزایش فاصله بین صفحه و پوشش به اندازه ۰/۰۲ m به شار ورودی کمتری برای تامین بار ۴۶۰ W احتیاج است. با افزایش این فاصله تغییر چندانی در شار مورد نیاز ورودی ایجاد نمی شود.
- با افزایش ضخامت صفحه تا ۰/۰۱ m شار ورودی کمتری برای تامین بار ۴۶۰ W احتیاج است. با افزایش این ضخامت، تاثیری در مقدار شار مورد نیاز برای تامین این بار ایجاد نمی شود.
- با افزایش فاصله بین لوله های جاذب جمع کننده به تشعشع بیشتری برای تامین بار ۴۶۰ W احتیاج است. با افزایش این فاصله شیب افزایش بار مورد نیاز نیز با روند کندی افزایش می یابد.
- با افزایش مقدار Cp شار ورودی کمتر برای تامین بار ۴۶۰ W احتیاج است. در واقع این بررسی نشان دهنده این است که استفاده از نانومواد تاثیر مناسبی در این گونه سامانه ها دارد.
- با افزایش مقدار ضریب انتقال حرارت باد، اتلاف در سامانه افزایش یافته و در نتیجه میزان حرارت جذب شده کاهش یافته است.
- کاهش ضریب انتقال حرارت آب تاثیر به مراتب بیشتری به نسبت افزایش آن بر روی حرارت جذب شده توسط جمع کننده داشته است.

۵- مراجع

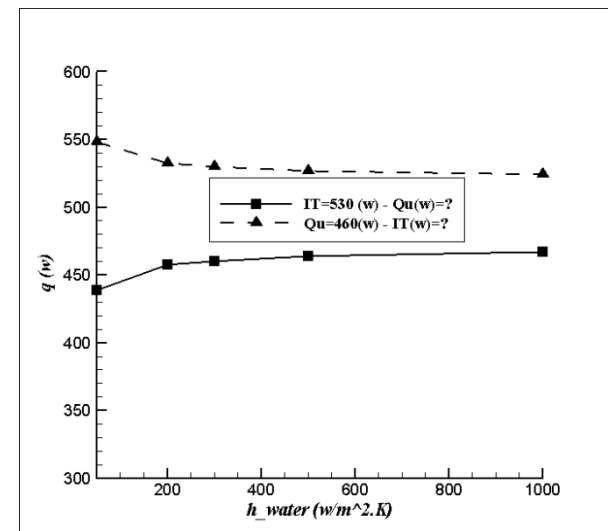
- [1] F. Trieb, C. Schillings, M. O'sullivan, T. Pregger and C. Hoyer-Klick, "Global potential of concentrating solar power," in *In SolarPACES Conference*, 2009.
- [2] Gh. A. Karaminia, *Energy balance sheet*, Tehran, 2010. (in Persian)



شکل ۸ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر Cp آب



شکل ۹ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر h_wind



شکل ۱۰ بررسی شار مورد نیاز و شار ورودی به مولد با تغییر ضریب انتقال حرارت آب



- [3] M. Enjavi-Arsanjani, K. Hirbodi and M. Yaghoubi, "Solar energy potential and performance assessment of CSP plants in different areas of Iran.," *Energy Procedia*, vol. 69, pp. 2039-2048, 2015.
- [4] Gh. A. Karaminia, *Energy balance sheet*, Tehran, 2012. (in Persian)
- [5] A. Erhard and E. Hahne, "Test and simulation of a solar-powered absorption cooling machine," *Solar Energy*, vol. 59, no. 4, pp. 155-162, 1997.
- [6] H. E. Zinian and Z. Ning, "A solar absorption air-conditioning plant using heat-pipe evacuated tubular collectors," in *In Proceedings of ISES Solar World Congress on CD-ROM*, Jerusalem, Israel., 1999.
- [7] G. A. Florides, S. A. Kalogirou and S. A. Tassou, "Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus," *Solar energy*, vol. 72, no. 1, pp. 43-51, 2002.
- [8] S. F. Hassell. *Stress Analysis in Pressure Vessels*, Accessed 8 September 2009; <http://www.shieldco.com/tutorial/24>.
- [9] F. Assilzadeh, S. A. Kalogirou, Y. Ali and K. Sopian, "Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors," *Renewable Energy*, vol. 30, no. 8, pp. 1143-1159, 2005.
- [10] M. M. Balghouthi, M. H. Chahbani and A. Guizani, "Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia," *Building and environment*, vol. 43, no. 9, pp. 1459-1470, 2008.
- [11] B. Khaled and Y. Taamneh, "Review and recent improvements of solar sorption cooling systems," *Energy and Buildings*, vol. 128, pp. 22-37, 2016.
- [12] B. Evangelos and C. Tzivanidis, "Performance analysis and optimization of an absorption chiller driven by nanofluid based solar flat plate collector," *Journal of cleaner production*, vol. 174, pp. 256-272, 2018.
- [13] V. A. Nourpoor, *Evaluation of the performance of the absorption refrigeration cycle of two effects of parallel flow of lithium bromide-water based on analysis, The 3rd International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering*, Tehran, 2018. (in Persian)
- [14] H. Sheikhan, R. Barzegarian, A. Heydar, A. Kianifar, A. Kasaeian, G. Gróf and O. Mahian, "A review of solar absorption cooling systems combined with various auxiliary energy devices," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 134, no. 3, pp. 2197-2212, 2018.
- [15] B. Evangelos and C. Tzivanidis, "A review of concentrating solar thermal collectors with and without nanofluids," *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, vol. 135, no. 1, pp. 763-786, 2019.
- [16] S. A. Kalogirou, *Solar energy engineering: processes and systems.*, Academic Press, 2013.
- [17] Ö. Kızılkán, . A. Şencan and S. A. Kalogirou, "Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 46, no. 12, pp. 1376-1384, 2007.
- [18] H. Khorasani, A. Aghaee, R. Ehteram and A. Azimi, *Study and optimization of exergy of a flat solar thermal collector equipped with reflectors and lenses in a closed circuit using the results of experiments*, *Journal of Energy Engineering and Management*, vol. 3, No. 1, pp. 40-51, 2013. (in Persian)
- [19] G. A. Florides, A. K. Soteris, A. T. Savvas and L. C. Wrobel, "Design and construction of a LiBr–water absorption machine," *Energy conversion and management*, vol. 44, no. 15, pp. 2483-2508, 2003.
- [20] S. A. Kalogirou, "Chapter 6—Solar Space Heating and Cooling," in *Solar Energy Engineering (Second Edition)*, Boston, Academic Press, pp. 323-395, 2014.

