



Energy and Exergy Analysis of a Compression and Absorption Chiller Coupled with Solar Energy

Arash Shams Taleghani^{1*}, Amir Sanaei², Jamasb Pirkandi³, Soheila Abdollahipour⁴

1-Assistant Professor, Department of Aeronautical Science and Technology, Aerospace Research Institute, Tehran, Iran.

2- MSc Graduate, Faculty of Engineering, Islamic Azad University E-Campus, Tehran, Iran.

3-Associate Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran.

4-Lecturer, Department of Aeronautical Science and Technology, Aerospace Research Institute, Tehran, Iran.

* P.O.B. 14668-834 Tehran, Iran, Arash.taleghani@gmail.com

Received: 4 June 2022 Revised: 19 July 2022 Accepted: 21 August 2022

Abstract

The performance of a water-ammonia air-cooled absorption chiller cycle is evaluated using a low-temperature source of solar thermal energy in accordance with Tehran's climatic conditions in different working conditions. Energy and exergy analysis of an absorption chiller with computer code written in EES software is performed. Exergy analysis showed that 71% of the exergy loss in the system is related to the generator and 24% is related to the absorber. The results showed that with increasing the generator temperature to a certain temperature, the coefficient of performance increased. The generator temperature of 70 degrees at low absorber temperatures performs better than other generator temperatures. As the generator temperature rises to about 70°C, the exergy efficiency increases, and then the exergy efficiency decreases with increasing temperature. As the temperature of the generator decreases, the circulation ratio increases, and at temperatures below 70 degrees, this increase is seen as exponential and so undesirable that it makes it practically impossible to use the cycle at temperatures below 70 degrees. With the other negative effects seen at temperatures above 80°C to reduce the exergy efficiency, the generator temperature between 70 and 80°C seems appropriate for the proposed absorption cooling system.

Keywords: Exergetic efficiency, Solar energy, Absorption chiller, Coefficient of performance, Generator, Ammonia-water absorption cycle, Circulation ratio

1. Introduction

In order to provide the required energy for cooling devices in summer, a combination of absorption chillers with solar heating systems is used, which is called solar cooling. Since the input of absorption chillers is heat energy, so they can be combined with solar heating systems. Due to this advantage, the chiller heat production system (boiler or burner, etc.) can be used as a backup source and is only operated during the day and night when the solar system's energy is too low. In addition to replacing a renewable source with a fossil source, this method has also made efficient use of solar energy.

There has been a study carried out by Jafarkazemi and Ahmadifard [1] as well as another by Ge et al. [2] that studied the energy and exergy of flat plate collectors. Exergy efficiency of finned double-pass solar collectors has been performed by Fudholi et al. [3]. An analysis of the energy and exergy of a thermoelectric solar air collector with two passes was conducted by Khasee et al. [4]. In their study of porous baffles embedded in solar air heaters, Bayrak et al. [5] used energy and exergy analysis methods.

In this study, energy and exergy analysis and performance of coupled solar energy absorption and

compression chiller system using EES software for a residential-commercial building in Tehran climate have been studied. This system consists of solar collectors, absorption or compression chillers, heat exchangers, evaporator components, and condensers that are considered in the energy-exergy analysis. The purpose of this paper is thermodynamic modeling and exergy analysis of compression chiller and absorption chiller cooling systems coupled with solar energy. In this paper, after designing the system and adjusting the arrangement and relationship of system components with each other, thermodynamic equations for each component for thermodynamic modeling and exergy analysis are written and solved. A solar cooling system is analyzed for energy and exergy. Using the energy-exergy analysis method, the performance of this system and its sensitivity to performance parameters are determined. Also, the potentials for improving the performance of this cycle to reduce the rate of exergy degradation and increase the efficiency of the second law of thermodynamics are determined.

2. Governing Equations

Figure 1 presents states 1 to 4 as ammonia-based thermodynamic properties, whereas states 5 to 10 reflect the composition of water and ammonia.



Temperature and equilibrium pressure of two ammonia phases, specific enthalpies of saturated ammonia liquid and saturated vapor in temperature terms, the relationship between saturation equilibrium pressure, concentration and temperature of a water-ammonia compound and the specific volume of the compound were calculated using EES software. All equations are solved with EES software and the entropy of water-ammonia composition in the saturated liquid phase in terms of temperature and concentration is calculated using the same software.

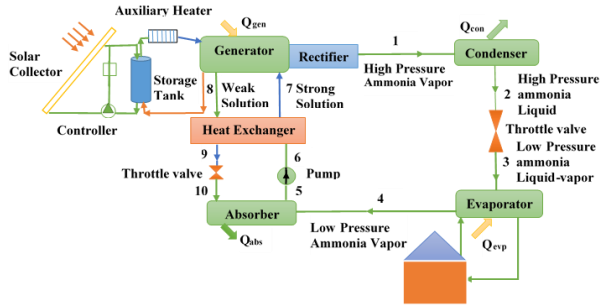


Figure 1. Schematic diagram of the solar absorption cooling cycle

Every component of this system has been analyzed by applying mass and energy conversion laws, as well as the second law of thermodynamics. A steady state condition is used in this study.

The following equations are needed to determine the mass and energy conservation of each component in absorption systems in accordance with the first law of thermodynamics.

$$\Sigma \dot{m}_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma \dot{Q} = \Sigma \dot{m}_{out} h_{out} - \Sigma \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{W} \quad (2)$$

The coefficient of performance is the ratio of the useful energy utilized by the evaporator to the initial energy given to the generator plus the mechanical work performed by the system pump.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_p} \quad (3)$$

Exergy balance in a control volume during a steady state process is expressed as follows

$$\dot{E}_{D,i} = \sum (\dot{m}e)_{in} - \sum (\dot{m}e)_{out} + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{in} - \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{out} + \sum \dot{W} \quad (4)$$

Exergy loss in each component and total exergy loss for the system are written as follows [6]:

$$\dot{E}_{D,gen} = \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_8 e_8 - \dot{m}_1 e_1 + \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) \quad (5)$$

$$\dot{E}_{D,cond} = \dot{m}_1 (e_1 - e_2) - \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \quad (6)$$

$$\dot{E}_{D,evap} = \dot{m}_1 (e_3 - e_4) + \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \quad (7)$$

$$\dot{E}_{D,abs} = \dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_5 e_5 - \dot{Q}_{abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_{abs}}\right) \quad (8)$$

$$\dot{E}_{D,total} = \dot{E}_{D,gen} + \dot{E}_{D,cond} + \dot{E}_{D,evap} + \dot{E}_{D,abs} \quad (9)$$

3. Results and Discussion

The percentage of dimensionless exergy loss of the 4 major components of the cycle is shown in Figure 2 under operating conditions, 10 kW cooling load and heat exchanger efficiency of 80%, $T_{cond} = 30^\circ\text{C}$, $T_{gen} = 80^\circ\text{C}$, $T_{abs} = 30^\circ\text{C}$, and $T_{evap} = 2^\circ\text{C}$. More than 71% of exergy wastes occur in the cycle generator section. The second and third exergy losses occur in the absorber and condenser. Irreversibility is mainly due to mixing losses in the generator and adsorbent and mass transfer with a high concentration gradient and high-temperature difference. In addition, when the ammonia output from the generator is superheated, a higher temperature under the same pressure is required, which results in more thermodynamic losses in the generator as well as the nature of the adsorbent. The superheated temperature also brings more cooling requirements to the condenser, which leads to a loss of exergy in the condenser.

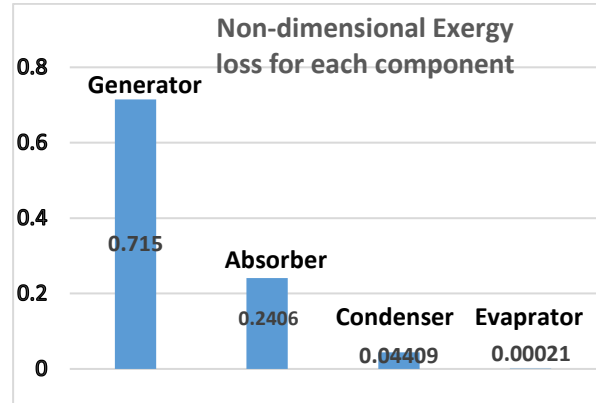


Figure 2. Non-dimensional exergy loss of various components under working conditions of 10 kW cooling load

4. Conclusions

The first and second laws of thermodynamics have been evaluated and calculated at different temperature conditions of different components. The results show that the coefficient of performance of the system increases significantly with increasing the temperature of the heat source and the temperature of the generator up to about 70 degrees, and after that, the changes in the coefficient of performance are not significant. This temperature value of 70 to 90 degrees, which is the coefficient of performance at the highest values, is quite suitable for a flat plate solar collector heating system that can provide this temperature. As the evaporator temperature increases, the system performance increases with an almost linear slope. But in the condenser and absorber, the opposite behavior is seen and with increasing temperature, a significant decrease in the performance coefficient of the system is created. Reducing the temperature to ambient temperature will not have much effect and changes in

system performance coefficient in the ambient temperature range has a lower slope. Exergy efficiency decreases with increasing temperatures of the generator, condenser, evaporator, and absorber.

Exergy analysis showed that the largest exergy loss in the system, which is about 71%, is related to the generator. The absorber also has the second largest portion of exergy loss in the cycle after the generator. For this reason, the greatest effort to improve the cycle efficiency should be to improve the generator and then the absorber. Energy and exergy analysis in written code shows where system losses have occurred and how system performance can be improved. It also provides insight into which components need to be modified in the design in order to achieve higher performance. These results can be used to optimize a solar absorption chiller cycle. An economic analysis will be possible using these results in future research.

5. References

- [1] F. Jafarkazemi, E. Ahmadifard, Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors, *Renewable Energy*, Vol. 56, pp. 55-63, 2013.
- [2] Z. Ge, H. Wang, H. Wang, S. Zhang, X. Guan, Exergy analysis of flat plate solar collectors, *Entropy*, Vol. 16, No. 5, pp. 2549-2567, 2014.
- [3] A. Fudholi, K. Sopian, M.Y. Othman, M.H. Ruslan, B. Bakhtyar, Energy analysis and improvement potential of finned double-pass solar collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 75, pp. 234-240, 2013.
- [4] N. Khasee, C. Lertsatitthanakorn, B. Bubphachot, Energy and exergy analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector, *International Journal of Exergy*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-10, 2013.
- [5] F. Bayrak, H.F. Oztop, A. Hepbasli, Energy and exergy analyses of porous baffles inserted solar air heaters for building applications, *Energy and Buildings*, Vol. 57, pp. 338-345, 2013.
- [6] J. Aman, D.S.-K. Ting, P. Henshaw, Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, pp. 424-432, 2014.

تحلیل انرژی و انرژی یک چیلر تراکمی و جذبی کوپل شده با انرژی خورشیدی

سید آرش سید شمس طالقانی^{۱*}، امیر ثنائی^۲، جاماسب پیرکندی^۳، سهیلا عبدالهی پور^۴

۱- استادیار، پژوهشکده علوم و فناوری‌های هوایی، پژوهشگاه هوافضا، تهران، ایران

۲- دانش آموخته کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه آزاد اسلامی واحد الکترونیکی، تهران، ایران

۳- دانشیار، مجتمع دانشگاهی هوافضا، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، تهران، ایران

۴- مربی، پژوهشکده علوم و فناوری‌های هوایی، پژوهشگاه هوافضا، تهران، ایران

* تهران، صندوق پستی ۸۳۴-۱۴۶۶۸، Arash.taleghani@gmail.com

چکیده

در مقاله حاضر عملکرد یک سیکل چیلر جذبی هوا خنک آب-آمونیاک با استفاده از یک منبع گرم دما پایین انرژی حرارتی خورشیدی مطابق با شرایط آب و هوایی تهران در شرایط کاری مختلف به ازای سرمایه‌های ۱۰ کیلووات مورد ارزیابی قرار گرفته است. آنالیز انرژی و انرژی یک چیلر جذبی با کد کامپیوتری نوشته شده در نرم افزار EES اجرا شده است. آنالیز انرژی نشان داد که ۷۱ درصد اتلاف انرژی در سیستم مربوط به ژنراتور و ۲۴ درصد مربوط به جاذب است. نتایج نشان داد که با افزایش دمای ژنراتور تا یک دمای خاص ضریب عملکرد افزایش یافته است. دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس در دماهای جاذب پایین عملکرد بهتری نسبت به سایر دماهای ژنراتورها دارد. ضریب عملکرد برگشت پذیر با تغییرات دمای ژنراتور به شکل خطی رابطه دارد و با افزایش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ژنراتور تا حدود ۷۰ درجه سلسیوس، راندمان انرژی افزایش می‌یابد و پس از آن با افزایش دما راندمان انرژی افت پیدا می‌کند. با کاهش دمای ژنراتور نسبت گردش محلول افزایش می‌یابد و در دماهای کمتر از ۷۰ درجه سلسیوس این افزایش به شکل تصاعدی و خیلی نامطلوب دیده می‌شود به حدی که عملاً استفاده از سیکل را در دمای کمتر از ۷۰ درجه سلسیوس غیر ممکن می‌سازد. با سایر اثرات منفی که در دماهای بالاتر از ۸۰ درجه سلسیوس برای کاهش راندمان انرژی دیده می‌شود، برای سیستم سرمایه‌های جذبی ارائه شده، دمای ژنراتور بین ۷۰ و ۸۰ درجه سلسیوس مناسب به نظر می‌رسد که این گرما توسط دماهای کمتر از ۹۰ درجه سلسیوس توسط کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت قابل تامین است.

کلیدواژه‌ها: راندمان انرژی، انرژی خورشیدی، چیلر جذبی، ضریب عملکرد، ژنراتور، سیکل جذبی آب-آمونیاک، نسبت گردش محلول

Energy and Exergy Analysis of a Compression and Absorption Chiller Coupled with Solar Energy

Arash Shams Taleghani^{1*}, Amir Sanaei², Jamasb Pirkandi³, Soheila Abdolahi-pour⁴

1-Assistant Professor, Department of Aeronautical Science and Technology, Aerospace Research Institute, Tehran, Iran.

2-MSc Graduate, Faculty of Engineering, Islamic Azad University E-Campus, Tehran, Iran.

3-Associate Professor, Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Tehran, Iran.

4-Lecturer, Department of Aeronautical Science and Technology, Aerospace Research Institute, Tehran, Iran.

* P.O.B. 14668-834 Tehran, Iran, Arash.taleghani@gmail.com

Received: 4 June 2022 Accepted: 21 August 2022

Abstract

The performance of a water-ammonia air-cooled absorption chiller cycle is evaluated using a low temperature source of solar thermal energy in accordance with Tehran's climatic conditions in different working conditions. Energy and exergy analysis of an absorption chiller with computer code written in EES software is performed. Exergy analysis showed that 71% of the exergy loss in the system is related to the generator and 24% is related to the absorber. The results showed that with increasing the generator temperature to a certain temperature, the coefficient of performance increased. The generator temperature of 70 degrees at low absorber temperatures performs better than other generator temperatures. As the generator temperature rises to about 70°C, the exergy efficiency increases and then the exergy efficiency decreases with increasing temperature. As the temperature of the generator decreases, the circulation ratio

increases, and at temperatures below 70 degrees, this increase is seen as exponential and so undesirable that it makes it practically impossible to use the cycle at temperatures below 70 degrees. With the other negative effects seen at temperatures above 80°C to reduce the exergy efficiency, the generator temperature between 70 and 80°C seems appropriate for the proposed absorption cooling system.

Keywords: Exergetic efficiency, Solar energy, Absorption chiller, Coefficient of performance, Generator, Ammonia-water absorption cycle, Circulation ratio

۱- مقدمه

مصرف روز افزون منابع محدود سوخت‌های فسیلی و تأثیر مخرب آنها بر محیط زیست توجه جهانیان را به استفاده از انرژی تجدیدپذیر معطوف ساخته است، به طوری که امروزه استفاده از انرژی خورشیدی سهم بسزایی برای کاهش سوخت‌های فسیلی ایفا می‌کند. از طرفی کشورهای صنعتی به این نتیجه دست یافته‌اند که با بهینه سازی مصرف انرژی در صنایع و ساختمان‌ها، می‌توان بین ۳۰ تا ۴۰ درصد مصرف انرژی را کاهش داد [۱]. جهت رفع تأمین انرژی مورد نیاز وسایل سرمایشی در فصل تابستان، از ترکیب چیلرهای جذبی با سامانه‌های گرمایش خورشیدی که در اصطلاح سرمایش خورشیدی نامیده می‌شود، استفاده می‌شود. از آنجا که ورودی چیلرهای جذبی، انرژی گرمایی است، لذا قابلیت ترکیب با سامانه‌های گرمایش خورشیدی را دارا هستند. این مزیت موجب می‌شود که سیستم تولید گرمای چیلر (بوپلر و یا مشعل) به عنوان منبع پشتیبان عمل کرده و فقط ساعاتی از شبانه روز که انرژی تولیدی سامانه‌ی خورشیدی کمتر از مقدار مورد نیاز چیلر است؛ وارد عمل شود. با اعمال این روش علاوه بر جایگزینی یک منبع تجدیدپذیر با یک منبع فسیلی، از انرژی خورشیدی نیز استفاده بهینه و کارآمد شده است.

گزارش‌های موسسه بین المللی تبرید نشان می‌دهد که سیستم‌های تهویه و تبریدی تقریباً ۱۵٪ از تولید برق کل جهان را مصرف می‌نمایند [۲]. همچنین ۴۵٪ از مصرف انرژی کل واحدهای مسکونی به علت سیستم‌های تهویه هوا است [۳]. تقریباً ۸۰٪ برق جهان از سوخت‌های فسیلی تولید می‌شود که سهم قابل توجهی در انتشار گازهای گلخانه‌ای دارند [۴]. تغییرات آب و هوایی و افزایش استاندارد زندگی نیز تقاضا برای تهویه هوا را افزایش می‌دهد، که یک افزایش قابل توجه در مصرف انرژی اولیه را متحمل می‌کند [۵]. از سوی دیگر، مقدار فراوان تشعشع خورشیدی در بیشتر کشورهای در حال توسعه یک منبع انرژی تجدیدپذیر است که در بیشتر ایام سال در دسترس است [۶]. این قدرت خورشیدی فراوان تکنولوژی‌های خورشیدی را به عنوان یک جایگزین مناسب مطرح می‌نماید، بخصوص برای افرادی که در نواحی دورافتاده زندگی می‌کنند و متحمل کمبود برق هستند.

آنالیزهای انرژی و انرژی کلکتورهای صفحه تخت توسط جعفر کاظمی و احمدی فرد [۷] و جی و همکاران [۸] انجام شده است. بازده انرژی کلکتورهای خورشیدی دوگذری فین‌دار توسط فوده‌ولی و همکارانش [۹] انجام شده است. خاسی و همکارانش [۱۰] آنالیزهای انرژی و انرژی کلکتورهای خورشیدی ترموالکتریکی دو گذری انجام دادند. بیراک و همکارانش [۱۱] روش‌های آنالیز انرژی و انرژی کلکتورهای خورشیدی استفاده باقل‌های متخلخل جاسازی شده درون هیترهای هوایی خورشیدی استفاده کردند. یک راهکار برای خواص ترموفیزیکی پایین هوا وقتی که به عنوان یک سیال عامل استفاده می‌شود توسط بنلی [۱۲] پیشنهاد شد. بوادیل و

همکارانش [۱۳-۱۴] یک مطالعه تجربی برای ارزیابی عملکرد حرارتی یک هیتر هوایی خورشیدی جدید با بکارگیری یک بستر فشرده از کپسول‌های کروی با یک سیستم ذخیره گرمای نهان انجام دادند. کلکتور خورشیدی نفوذپذیر بدون پوشش به عنوان یک وسیله مناسب برای پیش گرم کردن هوای بیرون با بکارگیری آنالیز انرژی توسط گل‌نشان و نعمتی [۱۵] مطالعه شده است. این نوع از کلکتور عمدتاً برای پیش گرم کردن هوای تهویه و همچنین در گرمایش هوا برای خشک کردن محصولات استفاده می‌شود. بهره‌مند و عامری [۱۶] مدل‌های انرژی و انرژی کلکتور هوایی خورشیدی تک جداره و دو جداره شیشه‌ای با جریان جابجایی طبیعی پیشنهاد دادند.

عصاری و همکارانش [۱۷] آنالیز انرژی و انرژی کلکتور خورشیدی ترکیبی هوا-آب (گاهی اوقات کلکتور دو منظوره نامیده می‌شود) را ارائه نمودند. سعید و همکارانش [۱۸] یک کلکتور خورشیدی صفحه تخت بهره‌برداري کننده با نانوتیوب‌های کربنی تک جداره مبتنی بر نانوسیال به عنوان یک محیط جذب کننده را آنالیز کردند. گومری [۱۹] یک سیستم سرمایش جذبی ترکیبی لیتیوم-بروماید را با بکارگیری گرمای ناشی از یک آرایه کلکتور خورشیدی و یک برنر گاز طبیعی ارزیابی نمود. دمای ژراتور و کندانسور به ترتیب بین ۴۵-۸۳ درجه سلسیوس و ۲۸-۳۶ متغیر بود، در حالی که دمای اواپراتور در ۵ درجه سلسیوس ثابت بود.

العی و همکارانش [۲۰] یک سیستم تولید چندگانه با قابلیت تولید برق، گرمایش فضا، گرمایش فرآیند، گرم کردن آب و خنک سازی را ارزیابی نمودند. ورودی حرارت به سیستم از انرژی خورشیدی و زمین گرمایی فراهم می‌شود و این حالت دو و یک چیلر جذبی را با هم ترکیب می‌کند. لویز-ویلادا و همکارانش [۲۱] چیدمان‌های خنک سازی-قدرت جذبی خورشیدی مختلف را که شامل کلکتورهای لوله خلاء کلکتورهای ناودان سهموی و کلکتورهای فرسnel خطی کوبل شده با جذبی ترکیبی تک مرحله‌ای و سیکل گوسوامی است را ارزیابی نمودند.

کین-بی لی و همکارانش [۲۲] یک آنالیز انرژی کلکتورهای خنکی ترکیبی با یک توربین بادی ۵ کیلوواتی و یک آرایه از کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت مسی ۱۱/۴ متر مربع و همچنین دو پمپ حرارتی که قادر به گرمایش فضا، تولید آب گرم، خنک سازی و برق است را انجام دادند. کاراکلیسیک و همکارانش [۲۳] از لحاظ انرژی و انرژی کلکتورهای خورشیدی یکپارچه شده با کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت متداول به منظور فراهم کردن گرما برای ناحیه ذخیره حرارتی آنالیز نمودند. امان و همکارانش [۲۴] به منظور تهویه هوای مسکونی به کمک انرژی خورشیدی، تحلیل‌های انرژی و انرژی کلکتورهای خنک کننده جذبی آمونیاک-آب را انجام دادند. پتانسیل یک چیلر جذبی آمونیاک-آب خورشیدی برای کاربرد تهویه هوای مسکونی در این مقاله آنالیز و بحث شده است. یک مدل ترمودینامیکی براساس یک چیلر جذبی آمونیاک-آب با ظرفیت ۱۰ kW که

یا تراکمی، مبدل‌های حرارتی، قطعات اواپراتور، کندانسور است که در تحلیل از نظر انرژی-انرژی لحاظ می‌شوند. هدف از ارائه این مقاله، مدل‌سازی ترمودینامیکی و آنالیز انرژی سیستم‌های سرمایش چیلر تراکمی و چیلر جذبی کوپل شده با انرژی خورشیدی است. در این مقاله بعد از انجام طراحی سیستم و تنظیم نحوه چیدمان و ارتباط اجزای سیستم با یکدیگر، معادلات ترمودینامیکی برای تک تک اجزاء برای مدل‌سازی ترمودینامیکی و آنالیز انرژی ارائه و حل می‌شوند. یک سیستم سرمایش خورشیدی مورد تجزیه و تحلیل انرژی و انرژی قرار می‌گیرد. با استفاده از روش تجزیه و تحلیل انرژی-انرژی عملکرد این سیستم و حساسیت آن نسبت به پارامترهای عملکردی مشخص می‌شود. همچنین پتانسیل‌های بهبود عملکرد این سیکل در جهت کاهش میزان تخریب انرژی و افزایش راندمان قانون دوم ترمودینامیک تعیین می‌شود.

۲- معادلات حاکم

در آنالیز این سیستم، اصول بقای جرم و انرژی و قانون دوم ترمودینامیک برای هر مولفه اعمال شده است. این مطالعه محدود به شرایط پایا می‌شود.

۲-۱- فرضیات

با توجه به شکل ۱ حالات ۱ تا ۴ ویژگی‌های ترمودینامیکی آمونیاک را دارد و حالت‌های ۵ تا ۱۰ بر اساس ترکیب آب-آمونیاک است. دما و فشار تعادل دو فاز آمونیاک، آنتالپی‌های ویژه مایع آمونیاک اشباع و بخار اشباع در ترم‌های دما، رابطه بین فشار تعادل اشباع، غلظت و دمای یک ترکیب آب-آمونیاک و حجم مخصوص ترکیب با استفاده از نرم افزار EES محاسبه شده است. کلیه معادلات با نرم افزار EES حل شده است و انتروپی ترکیب آب-آمونیاک در فاز مایع اشباع در ترم‌های دما و غلظت با استفاده از همین نرم افزار محاسبه شده است.

در این آنالیز، فرضیات زیر لحاظ شده است.

- ۱- سیستم در شرایط پایا در حال کار است.
- ۲- محلول‌های آب-آمونیاک در ژنراتور و در جاذب در دماها و فشارهای مربوطه در تعادل فرض می‌شوند.
- ۳- افت‌های فشار و اتلافات حرارت در خطوط لوله و اجزای سیستم ناچیز هستند به غیر از ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و جاذب
- ۴- همه شیرهای خفگی تحت شرایط آدیاباتیک هستند که فرایند انتالپی ثابت دارند.
- ۵- فرایند گردش مایع مبرد توسط پمپ، آیزنتروپیک است.
- ۶- بخار خروجی از ژنراتور و رکتیفایر، آمونیاک ۱۰۰٪ اشباع است.
- ۷- حالت مبردی که از کندانسور و اواپراتور خارج می‌شود، مایع اشباع و بخار اشباع است.
- ۸- محلول آب-آمونیاک در خروجی جاذب، یک محلول غلیظ در دمای جاذب است.
- ۹- کندانسور و جاذب به وسیله هوا در دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس خنک می‌شوند.

انرژی خود را از انرژی حرارتی خورشیدی می‌گیرد، توسعه داده شده است. هر دو آنالیز انرژی و انرژی برای ارزیابی عملکرد این سیستم خنک کننده مقیاس مسکونی انجام شده است. البته و همکاران [۲۵] آنالیز انرژی یک چیلر جذبی آب-لیتیم بروماید تک مرحله‌ای قدرت داده شده توسط منابع انرژی اتلافی برای ظرفیت‌های خنک سازی مختلف انجام دادند. در این مقاله آنالیز ترمودینامیکی یک چیلر جذبی آب-لیتیم بروماید تک مرحله‌ای ۱ کیلوواتی و ۱۰ کیلوواتی مطالعه شده است.

سنسان و همکارانش [۲۶] سیستم جذبی آب-لیتیم بروماید تک مرحله‌ای را برای کاربردهای خنک سازی و گرمایش آنالیز نمودند. آن‌ها نتیجه گرفتند که بارهای حرارتی و تلفات انرژی کندانسور و اواپراتور کمتر از بارهای حرارتی و تلفات انرژی ژنراتور و جاذب است. این حالت به علت گرمای اختلاط در محلول است که در سیالات خالص وجود ندارد. نتایج نشان می‌دهد که ضریب عملکرد خنک سازی و گرمایش سیستم اندکی افزایش می‌یابد، وقتی که دمای منبع گرم افزایش پیدا می‌کند. با این حال بازده انرژی سیستم کاهش می‌یابد؛ وقتی که دمای منبع گرم برای هر دو کاربرد گرمایش و خنک‌سازی افزایش پیدا می‌کند.

پناهی‌زاده و بزرگان [۲۷] یک آنالیز ترمودینامیکی از سیستم جذبی آب-لیتیم بروماید تک مرحله‌ای برای کاربردهای تهویه هوا انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که ماکزیمم تخریب انرژی در ژنراتور و جاذب در شرایط بهره‌برداری مختلف رخ می‌دهد و این اجزاء اثر بیشتری بر بازده انرژی و انرژی نسبت به کندانسور و اواپراتور دارند.

صدیق و همکارانش [۲۸] آنالیز ترمودینامیکی سیستم جذبی دومرحله‌ای همراه با بویلر و برج خنک‌کننده را انجام دادند. در این مقاله یک سیستم شامل یکسری چیلر جذبی آب-لیتیم بروماید دو مرحله‌ای، یک بویلر و یک برج خنک‌کننده براساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک مطالعه می‌شوند و همچنین آنالیز انرژی ارزیابی می‌شود. به همین منظور، معادلات قوانین بقای جرم و انرژی این سیستم نوشته می‌شود و ضریب عملکرد سیستم، تخریب انرژی (اتلاف) هر جزء و بازده انرژی محاسبه می‌شود.

الجندی [۲۹] نیز به طور مجزا برج‌های خنک‌کننده را آنالیز کرد.

کونگ و همکارانش [۳۰] آنالیز ترمودینامیکی و تجربی یک چیلر جذبی آمونیاک-آب را انجام دادند. در این تحقیق یک چیلر جذبی آمونیاک-آب تک‌مرحله‌ای با میعان کامل طراحی، ساخته و تست شده است. دستگاه برای ظرفیت خنک سازی ۲۸۱۴ وات طراحی شده است که با بکارگیری هیتر الکتریکی به عنوان منبع حرارتی بدست می‌آید.

چن و شوتن [۳۱] یک مطالعه عملکردی بهینه از یک سیستم تبرید جذبی بازگشت‌ناپذیر را انجام دادند. آن‌ها بازگشت‌ناپذیری را از طریق یک ضریب بازگشت‌ناپذیری و بهینه‌سازی ضریب عملکرد نسبت به تعدادی از پارامترهای سیستم لحاظ نمودند. چوا و همکارانش [۳۲] یک چیلر جذبی آمونیاک-آب بازگشت‌ناپذیر را با در نظر گرفتن تولید آنتروپی داخلی مبدل‌های حرارتی مدل کردند. این مدل به یک چیلر تک‌مرحله‌ای اعمال شد و نتایج نشان داد که بالاترین پراکندگی حرارتی در یکسوکنده رخ می‌دهد.

با توجه به مطالب گفته شده در بالا و اهمیت موضوع، در این پژوهش بررسی و تجزیه تحلیل انرژی و انرژی عملکرد سیستم چیلر جذبی و تراکمی کوپل شده انرژی خورشیدی با استفاده از نرم افزار EES برای یک ساختمان مسکونی- تجاری در شرایط آب و هوایی تهران مورد مطالعه قرار گرفته است. این سیستم متشکل از کلکتورهای خورشیدی، چیلرهای جذبی

$$\dot{W}_P = (P_6 - P_5)v_6 \quad (12)$$

بالانس انرژی برای کندانسور، اواپراتور و جاذب به شرح زیر است:

بالانس انرژی برای کندانسور

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) \quad (13)$$

بالانس انرژی برای اواپراتور

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_1(h_4 - h_3) \quad (14)$$

بالانس انرژی برای جاذب

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (15)$$

ضریب عملکرد نسبت انرژی مفید بهره برداری شده از اواپراتور به انرژی اولیه داده شده به ژنراتور به علاوه کار مکانیکی انجام شده به وسیله پمپ سیستم است:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{gen} + \dot{W}_P} \quad (16)$$

۲-۳- آنالیز قانون دوم ترمودینامیک

اگرژی به عنوان ماکزیمم مقدار توانایی کار یک ماده یا یک جریان انرژی نسبت به محیط اطراف تعریف می‌شود. بالانس اگرژی در یک حجم کنترل در طول یک فرایند پایا به شکل زیر بیان می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{D,i} = & \sum (\dot{m}e)_{in} - \sum (\dot{m}e)_{out} \\ & + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{in} - \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_{out} \\ & + \sum \dot{W} \end{aligned} \quad (17)$$

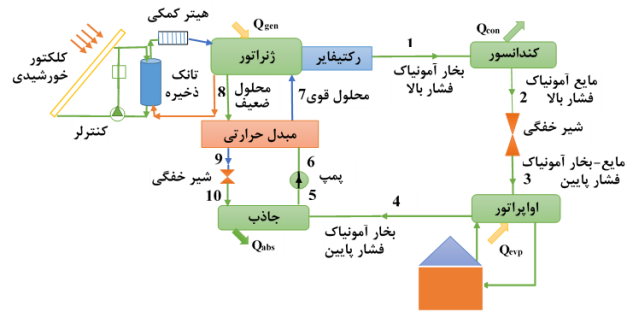
در جایی که $\dot{E}_{D,i}$ نرخ اتلاف اگرژی هر مولفه در سیستم را بیان می‌کند. در طرف راست معادله، دو ترم اول مقدار اگرژی داخل شده و خارج شده از فرایند جریان پایا در ترم‌های انتقال جرم را بیان می‌کنند. ترم‌های سوم و چهارم اتلاف اگرژی در ترم‌های انتقال حرارت، Q ، به یا از بدنه‌های حفظ شده در دمای ثابت T هستند. آخرین ترم، کار مکانیکی انتقال داده شده به یا از حجم کنترل است. اگرژی در ۴ ترم بیان می‌شود: فیزیکی، جنبشی، پتانسیل و اگرژی شیمیایی. اگرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز فرض می‌شوند و اگرژی شیمیایی صفر تنظیم می‌شود چون هیچ اتلاف یا بهره‌ای از ماده شیمیایی سیکل به محیط وجود ندارد [۳۴]، بنابراین اگرژی بر واحد جرم یک جریان سیال به شکل زیر تعریف می‌شود [۳۵]:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (18)$$

در جایی که e اگرژی مخصوص، h و s انتالپی و انتروپی سیال در دمای T است، در جایی که h_0 و s_0 انتالپی و انتروپی سیال در دمای محیط T_0 هستند. در این آنالیز T_0 به اندازه ۲۹۸/۱۵K تنظیم شده است. در یک فرایند، اتلافات اگرژی اصلی مربوط به انتقال حرارت تحت یک اختلاف دما با محیط و انبساط نامحدود هستند [۳۶]. انتالپی و انتروپی مرجع محلول آب-آمونیاک در فشار مرجع $P_0 = 101/325kPa$ در نظر گرفته می‌شود و فرض می‌شود که تمرکز آمونیاک معادل با ۵۵٪ است.

اتلاف اگرژی در هر جز و اتلاف اگرژی کلی برای سیستم به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{D,gen} = & \dot{m}_7 e_7 - \dot{m}_8 e_8 - \dot{m}_1 e_1 \\ & + \dot{Q}_{gen} \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) \end{aligned} \quad (19)$$



شکل ۱ دیاگرام شماتیک سیکل خنک سازی جذبی خورشیدی

۲-۲- آنالیز قانون اول ترمودینامیک (روش انرژی)

برای آنالیز قانون اول ترمودینامیک در سیستم‌های جذبی، معادلات زیر برای تعیین بقای جرم و انرژی در هر جزئی لازم است:

بقای جرم

$$\Sigma \dot{m}_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

بقای انرژی

$$\Sigma \dot{Q} = \Sigma \dot{m}_{out} h_{out} - \Sigma \dot{m}_{in} h_{in} + \dot{W} \quad (2)$$

در جایی که \dot{m} دبی جرمی (kg/s)، h انتالپی مخصوص (kJ/kg) و \dot{Q} نرخ انتقال حرارت (kW) است. مقدار انتقال حرارت به و از هر مولفه به وسیله بالانس حرارتی روی هر مولفه سیستم تعیین می‌شود.

انتقال حرارت برای ژنراتور، مبدل حرارتی، پمپ، جاذب، کندانسور و اواپراتور به وسیله معادلات (۳) تا (۱۵) جایگزین می‌شود:

بالانس جرمی کلی ژنراتور

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (3)$$

بالانس جرمی NH3 در ژنراتور

$$X_7 \dot{m}_7 = \dot{m}_1 + X_8 \dot{m}_8 \quad (4)$$

در جایی که X کسر جرمی NH3 در محلول است.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (5)$$

دبی جرمی محلول‌های ضعیف و قوی از معادلات (۳) و (۴) محاسبه می‌شود که به شرح زیر است:

$$\dot{m}_8 = \frac{1 - X_7}{X_7 - X_8} \dot{m}_1 \quad (6)$$

$$\dot{m}_7 = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \dot{m}_1 \quad (7)$$

نسبت گردش محلول از معادله زیر تعیین می‌شود که تعبیری از توان پمپاژ لازم است:

$$C_R = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \quad (8)$$

این به عنوان نسبت دبی جرمی محلول قوی که به داخل ژنراتور می‌آید به دبی جرمی مبرد تعریف می‌شود [۳۳]. معادلات (۹) و (۱۰) بیانگر بالانس برای محلول مبرد حرارتی هستند:

$$T_9 = \eta_{HEX} T_6 + (1 - \eta_{HEX}) T_8 \quad (9)$$

در جایی که η_{HEX} راندمان مبدل حرارتی است.

$$h_7 = h_6 + \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_6} (h_8 - h_9) \quad (10)$$

افزایش انرژی با پمپ کردن برابر است:

$$h_6 = h_5 + (P_6 - P_5)v_6 \quad (11)$$

دقت قابل قبولی برخوردار است. اختلاف جزئی بین نتایج تفاوت در اختلاف بین انتالپی و انتروپی‌های محاسبه شده توسط نرم افزار EES و روابط متفاوت استفاده شده در مرجع ۲۴ است.

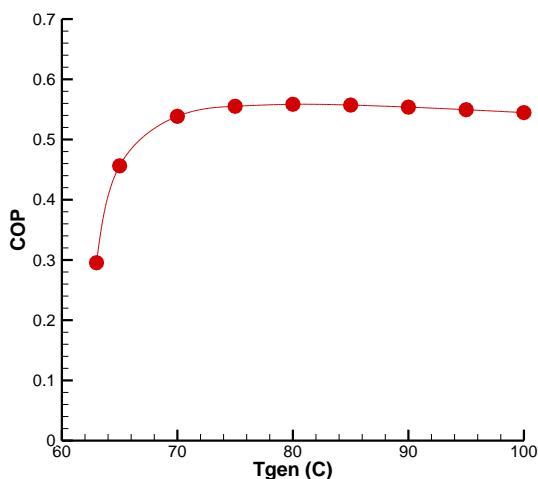
در شکل ۲ نمودار تغییرات ضریب عملکرد بر اساس فرمول محاسباتی اول، بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در شرایط دمایی، $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ ، $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ ، $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ ارائه شده است. با افزایش دمای ژنراتور ضریب عملکرد افزایش یافته و پس از دمای حدود 80°C درجه سلسیوس کاهش نسبتاً کمی را دارد و تقریباً ثابت است. از این نقطه نظر، دمای 80°C درجه سلسیوس بهترین حالت برای ضریب عملکرد را نشان می‌دهد. در شکل ۳ تغییرات ضریب عملکرد برگشت پذیر بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در همان شرایط شکل ۲ نشان داده شده است. با افزایش دمای ژنراتور این ضریب به شکل خطی تغییر می‌کند که مشابه آن در مرجع ۲۴ نیز دیده شده است.

جدول ۱ ویژگی‌های ترمودینامیکی در حالت‌های مختلف سیکل جذبی آب-آمونیاک در شرایط کاری بار سرمایش 10 kW و راندمان مبدل حرارتی محلول 80% و $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ ، $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{gen} = 80^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

نقاط	T [°C]	S [kJ/k g.K]	P [kPa]	\dot{m} [$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$]	h [kJ/kg]	e [kJ/kg]	X
1	80	5.69	1167	0.009	1627	154.9	1
2	30	1.48	1167	0.009	341.6	123.8	1
3	2	1.51	462.6	0.009	341.6	115.7	1
4	2	5.59	462.6	0.009	1464	21.92	1
5	30	0.29	462.6	0.046	-101.7	37.07	0.55
6	30	0.29	1167	0.046	-100.8	37.94	0.55
7	61.9	0.74	1167	0.046	44.83	47.45	0.55
8	80	0.98	1167	0.037	122.9	54.22	0.44
9	40	0.44	1167	0.037	-57.33	35.42	0.44
10	40.1	0.44	462.6	0.037	-57.33	34.62	0.44

جدول ۲ جریان انرژی در حالت‌های مختلف در سیکل جذبی آب-آمونیاک

	مقاله حاضر	مرجع ۲۴
Q_{gen}	17.03kW	16.77kW
Q_{cond}	11.5kW	11.3kW
Q_{evap}	10kW	10kW
Q_{abs}	15.62kW	15.33kW
Q_{HEX}	6.77kW	6.53kW
W_p	0.88kW	0.89kW
COP	0.56	0.60
COP_E	1.86	1.86



شکل ۲ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ ، $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ ، $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$

$$\dot{E}_{D,cond} = \dot{m}_1(e_1 - e_2) - Q_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \quad (20)$$

$$\dot{E}_{D,evap} = \dot{m}_1(e_3 - e_4) + Q_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) \quad (21)$$

$$\dot{E}_{D,abs} = \dot{m}_4 e_4 + \dot{m}_{10} e_{10} - \dot{m}_5 e_5 - Q_{abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_{abs}}\right) \quad (22)$$

$$\dot{E}_{D,total} = \dot{E}_{D,gen} + \dot{E}_{D,cond} + \dot{E}_{D,evap} + \dot{E}_{D,abs} \quad (23)$$

یک اتلاف اگزرژی بی بعد هر جز به عنوان نسبت اتلاف اگزرژی در هر مولفه به اتلاف اگزرژی کلی سیستم تعریف می‌شود و برای هر مولفه به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\text{اتلاف اگزرژی بی بعد} = \frac{\dot{E}_{D,i}}{\dot{E}_{D,total}} \quad (24)$$

عملکرد حرارتی ماکزیمم یک سیستم سرمایش جذبی با فرض اینکه کل سیکل به طور کلی برگشت پذیر است، تعیین می‌شود [۳۷]، که در این حالت عملکرد حرارتی ماکزیمم عمومی یک سیستم سرمایش جذبی تحت شرایط برگشت پذیر به صورت زیر است:

$$COP_E = \left(1 - \frac{T_0}{T_{gen}}\right) \left(\frac{T_{evap}}{T_0 - T_{evap}}\right) \quad (25)$$

راندمان قانون دوم سیستم جذبی منجر به محاسبه راندمان اگزرژی می‌شود که به عنوان نسبت اگزرژی مفید بهره‌گیری شده از یک سیستم به آن مقداری که برای سیستم فراهم شده است، تعریف می‌شود [۳۸]. راندمان اگزرژی به وسیله نسبت ضریب واقعی عملکرد به ماکزیمم ضریب عملکرد ممکن (در حالت برگشت پذیر) تعیین می‌شود که با این شرایط داریم:

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_E} \quad (26)$$

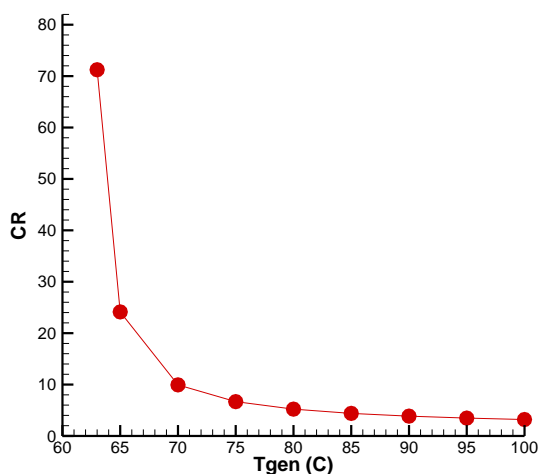
نسبت فشار سیکل به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$P_{Ratio} = \frac{P_{max}}{P_{min}} \quad (27)$$

۳- نتایج و بحث

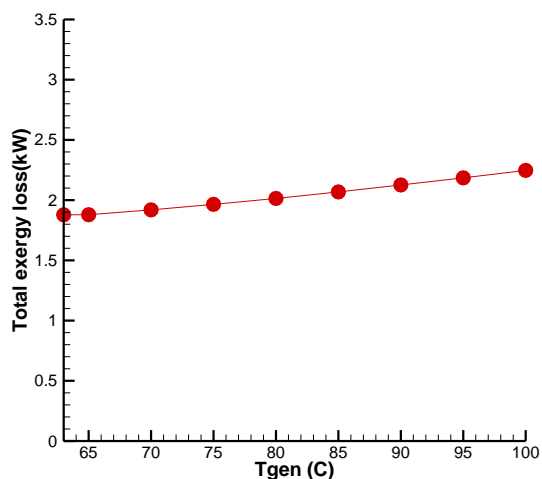
با استفاده از آنالیز مدل ترمودینامیکی بیان شده، عملکرد هر جز از سیکل جذبی آب-آمونیاک مورد ارزیابی قرار گرفته است. بر اساس شرایط کاری مختلف، ضریب عملکرد بر اساس تعریف‌های نوع اول و دوم، ضریب عملکرد برگشت پذیر، راندمان اگزرژی، نسبت گردش محلول، نسبت فشار سیکل، دبی جرمی در مدار، غلظت آمونیاک در هر موقعیت، حرارت‌های مبادله شده در ژنراتور، کندانسور، جاذب، اواپراتور و مبدل حرارتی و همچنین کار پمپ محاسبه شدند. نتایج در قالب نمودارهایی بر حسب تغییرات دمای هر جز ارائه شده است. انتقال حرارت و جرم ناقص در سیکل، اتلافات اختلاطی و اتلافات گردش محلول، سیستم را دچار برگشت‌ناپذیری‌هایی می‌کند که ضریب عملکرد و راندمان اگزرژی را به یک مقدار کمتر از سیکل برگشت پذیر ایده‌آل در سیستم جذبی کاهش می‌دهد. اتلافات اختلاطی ناشی از حرارت اختلاط در محلول آب-آمونیاک می‌شوند. جدول ۱ مقادیر ترمودینامیکی مختلف این سیکل در شرایط کاری بار سرمایش 10 kW ، شرایط دمایی $T_{gen} = 80^{\circ}\text{C}$ ، $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ ، $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ ، $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و راندمان مبدل حرارتی محلول 80% را نشان می‌دهد. نتایج قانون اول ترمودینامیک نیز در جدول ۲ ارائه شده است که با مرجع ۲۴ مورد مقایسه قرار گرفته است. پارامترهای عملکردی و راندمان اگزرژی نیز در این جدول نشان داده شده‌اند. نتایج از

شده، دمای ژنراتور بین ۷۰ و ۸۰ درجه سلسیوس مناسب به نظر می‌رسد که این گرما توسط دماهای کمتر از ۹۰ درجه سلسیوس توسط کلکتورهای خورشیدی صفحه تخت قابل تامین است.



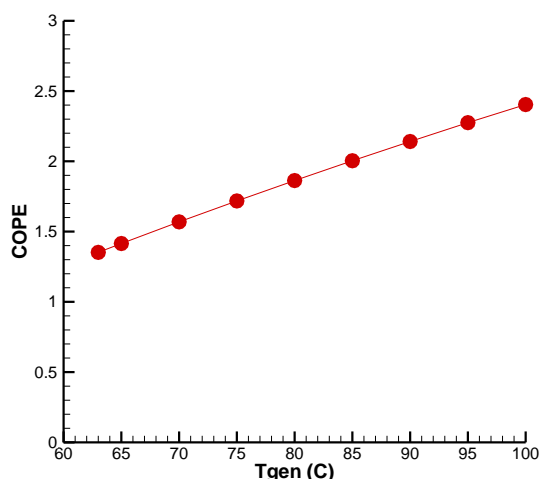
شکل ۵ تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$

در شکل ۶ تغییرات اتلافات انرژی کلی بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در شرایط ترمودینامیکی مشابه شکل ۲ ارائه شده است. با افزایش دمای ژنراتور، اتلاف انرژی افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ژنراتور، بخار محلول آمونیاک بیشتر می‌شود که این خود دمای محلول در جذب، ژنراتور و کندانسور را افزایش می‌دهد که این عوامل باعث افزایش اتلافات انرژی می‌شود.



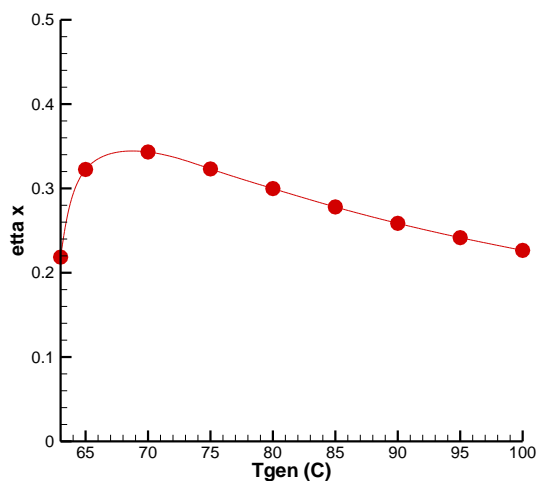
شکل ۶ تغییرات اتلافات انرژی کلی بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$

درصد اتلاف انرژی بی بعد ۴ جز اصلی سیکل در شرایط کاری بار سرمایش ۱۰ kW و راندمان مبدل حرارتی محلول ۸۰٪ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{gen} = 80^{\circ}\text{C}$ نشان داده شده است. بیش از ۷۱ درصد اتلاف انرژی در بخش ژنراتور سیکل اتفاق می‌افتد. اتلاف انرژی دوم و سوم در جذب و کندانسور اتفاق می‌افتد.



شکل ۷ تغییرات ضریب عملکرد برگشت پذیر بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$

در شکل ۴ تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییرات دمای ژنراتور نشان داده شده است. با افزایش دمای ژنراتور تا حدود ۷۰ درجه سلسیوس، راندمان انرژی افزایش می‌یابد و پس از آن با افزایش دما راندمان انرژی افت پیدا می‌کند. با توجه این نمودار در شرایط دمایی داده شده، $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ دمای ژنراتور نزدیک ۷۰ درجه سلسیوس بهترین کارایی انرژی را دارد. راندمان انرژی حساسیت زیادی نسبت به دمای ژنراتور از خود نشان می‌دهد.

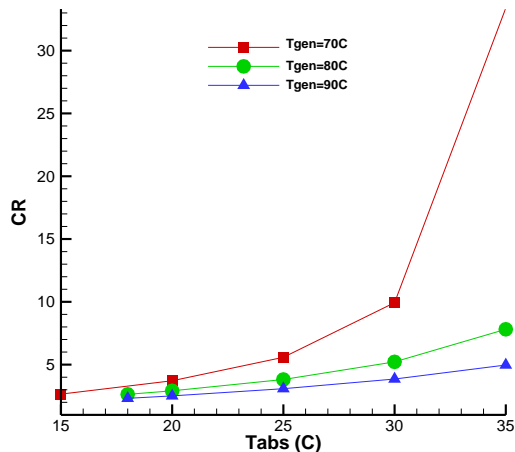


شکل ۸ تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$, $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$

در شکل ۵ تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای ژنراتور در شرایط دمایی مشابه شکل ۲ ارائه شده است. با کاهش دمای ژنراتور نسبت گردش محلول افزایش می‌یابد و در دماهای کمتر از ۷۰ درجه سلسیوس این افزایش به شکل تصاعدی و خیلی نامطلوب دیده می‌شود به حدی که عملاً استفاده از سیکل را در دمای کمتر از ۷۰ درجه سلسیوس غیرممکن می‌سازد. با سایر اثرات منفی که در دماهای بالاتر از ۸۰ درجه سلسیوس برای کاهش راندمان انرژی دیده می‌شود، برای سیستم سرمایش جذبی ۱۰ kW ارائه

فصل نامه علمی انرژی‌های تجدیدپذیر و نو، ۱۴۰۲، دوره ۱۰، شماره ۱

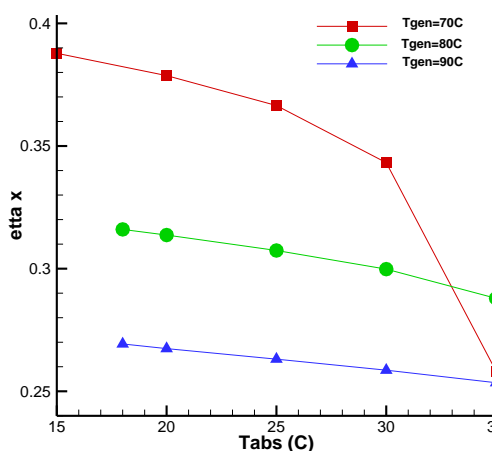
تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای جاذب در شکل ۹ نشان داده شده است. هر سه نمودار رفتار مشابهی نسبت به افزایش دمای جاذب نشان می‌دهند و نسبت گردش محلول با افزایش دمای جاذب افزایش یافته است. دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس نسبت گردش محلول بالاتر و دمای ژنراتور ۹۰ درجه سلسیوس نسبت گردش محلول کمتری را داراست.



شکل ۹ تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

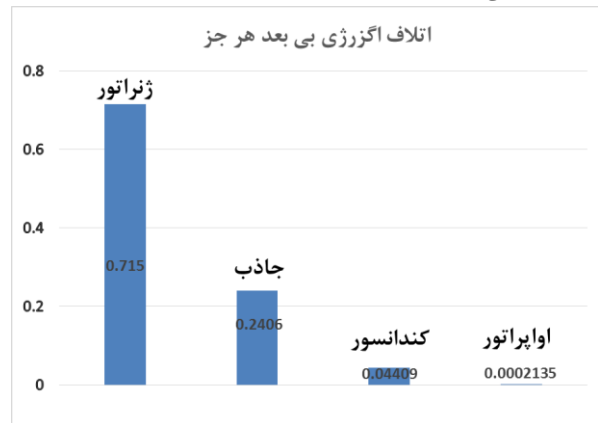
تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییرات دمای جاذب در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با افزایش دمای جاذب، راندمان انرژی کاهش می‌یابد. این کاهش، در دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس گرازیان شدیدتری را نشان می‌دهد و همچنین سیستم در دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس و دمای جاذب کمتر، راندمان بالاتری دارد.

تغییرات تبادل حرارت در جاذب بر حسب تغییرات دمای جاذب در شکل ۱۱ نشان می‌دهد که تا دمای جاذب ۲۵ درجه سلسیوس، رفتار یکسان در دماهای ژنراتور مختلف دیده می‌شود. با افزایش دمای جاذب، مقدار حرارت مبادله شده در جاذب افزایش می‌یابد و این افزایش برای دمای ژنراتور پایین‌تر، بیشتر است.



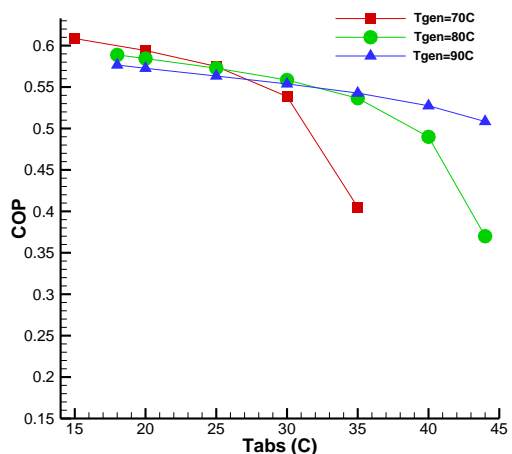
شکل ۱۰ تغییرات راندمان انرژی بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

برگشتناپذیریها عمدتاً به خاطر اتلافات اختلاطی در ژنراتور و جاذب و انتقال جرم با یک گرازیان غلظت بالا و اختلاف دمای بالا صورت می‌گیرد. علاوه بر این وقتی آمونیاک خروجی از ژنراتور فوق گرم است، یک دمای بالاتر تحت همان فشار لازم است که اتلافات ترمودینامیکی بیشتری را در ژنراتور و همچنین به تبع آن جاذب، شامل می‌شود. دمای فوق گرم همچنین الزامات سرمایه‌گذاری بیشتری را برای کندانسور به همراه دارد که منجر به اتلاف انرژی در کندانسور می‌شود.

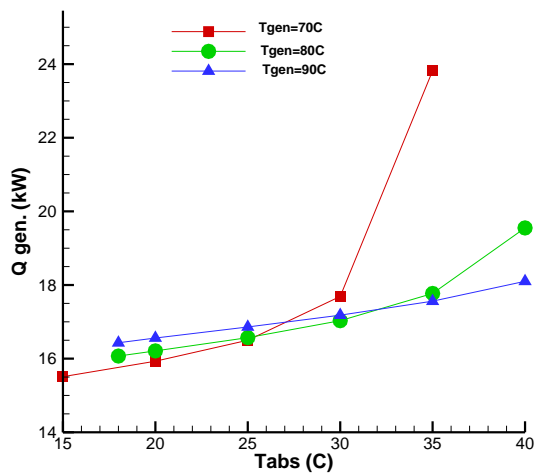


شکل ۱۱ اتلاف انرژی بر حسب اجزا مختلف در شرایط کاری بار سرمایه‌گذاری ۱۰ kW و راندمان مبدل حرارتی محلول ۸۰٪ و $T_{gen} = 80^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

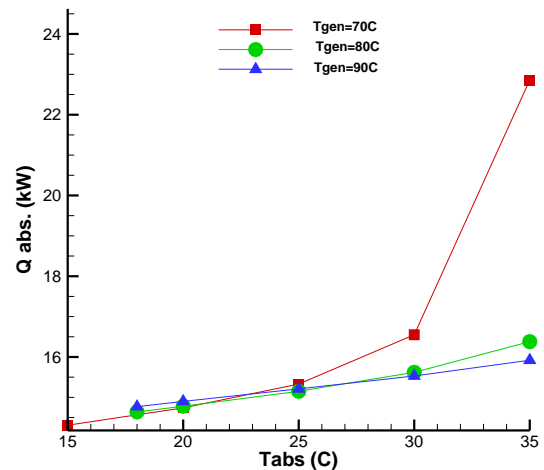
در ادامه تاثیر دمای ژنراتور در ۳ دمای ۷۰، ۸۰ و ۹۰ درجه سلسیوس و تحت شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ بر روی تغییرات ضریب عملکرد، نسبت گردش محلول، راندمان انرژی، نسبت فشار سیکل، حرارت مبادله شده در جاذب، کندانسور، ژنراتور و حرارت تبادل شده در مبدل حرارتی با دمای جاذب در شکل‌های ۸ تا ۱۵ نشان داده شده است. شکل ۸ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییرات دمای جاذب را نشان می‌دهد که با توجه به این شکل کاهش ضریب عملکرد در همه دماهای ژنراتور با افزایش دمای جاذب دیده می‌شود. دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس در دماهای جاذب پایین عملکرد بهتری نسبت به سایر دماهای ژنراتورها دارد.



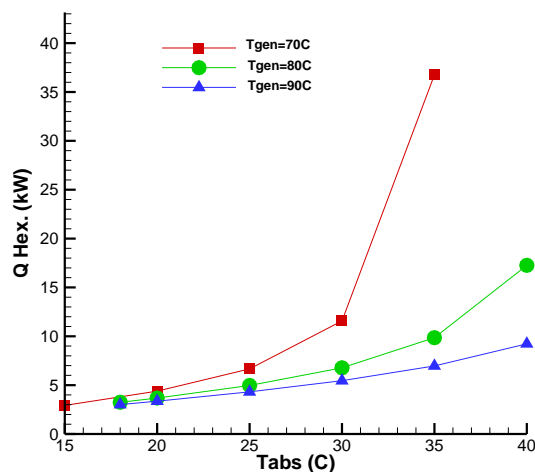
شکل ۱۲ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$



شکل ۱۱ تغییرات تبادل حرارت در جاذب بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$



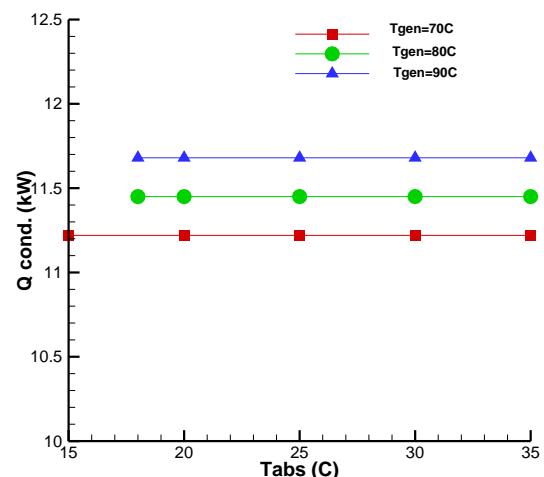
شکل ۱۲ تغییرات تبادل حرارت در جاذب بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$



شکل ۱۳ تغییرات تبادل حرارت در جاذب بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

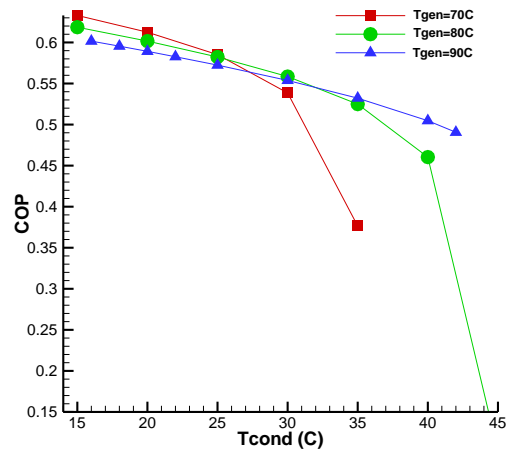
در ادامه تاثیر دمای ژنراتور در ۳ دمای ۷۰، ۸۰ و ۹۰ درجه سلسیوس و تحت شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ بر روی تغییرات ضریب عملکرد، نسبت گردش محلول، راندمان اگزرژی، نسبت فشار سیکل، حرارت مبادله شده در جاذب، کندانسور، ژنراتور و حرارت تبادل شده در مبدل حرارتی با دمای کندانسور در شکل‌های ۱۵ تا ۲۲ نشان داده شده است. با توجه به شکل ۱۵ با افزایش دمای کندانسور ضریب عملکرد افت پیدا می‌کند و در دماهای کندانسور کمتر از ۲۵ درجه سلسیوس، دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس عملکرد بهتری از خود نشان می‌دهد و ضریب عملکرد بالاتر است. همچنین با توجه به شکل ۱۶ نسبت گردش محلول با افزایش دمای کندانسور افزایش می‌یابد و دماهای ژنراتور پایین‌تر نسبت گردش محلول بالاتری دارند. راندمان اگزرژی نیز با توجه به شکل ۱۷ با افزایش دما افت پیدا می‌کند و دمای ژنراتور پایین‌تر راندمان اگزرژی بالاتری را دارد.

تغییرات تبادل حرارت در کندانسور بر حسب تغییرات دمای جاذب در شکل ۱۲ نشان می‌دهد که تبادل حرارت در کندانسور مستقل از دمای جاذب است و به دمای ژنراتور وابسته است و در دمای ژنراتور کمتر، کمتر است. تغییرات تبادل حرارت در ژنراتور در شکل ۱۳ نشان می‌دهد که افزایش دمای جاذب باعث افزایش تبادل حرارت در ژنراتور می‌شود و در دماهای جاذب کمتر از ۲۵ درجه سلسیوس، دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس تبادل حرارتی کمتری نیاز دارد. در حالت سیکل چیلر جذبی خورشیدی موجود، این به مفهوم این است که نیاز به پنل خورشیدی در حالت تبرید ثابت ۱۰ کیلووات با مساحت کمتری رفع خواهد شد. با توجه به شکل ۱۴ مشاهده می‌شود که افزایش دمای جاذب، سبب افزایش حرارت مبادله شده در مبدل حرارتی است و این مقدار با کاهش دمای ژنراتور افزایش می‌یابد.

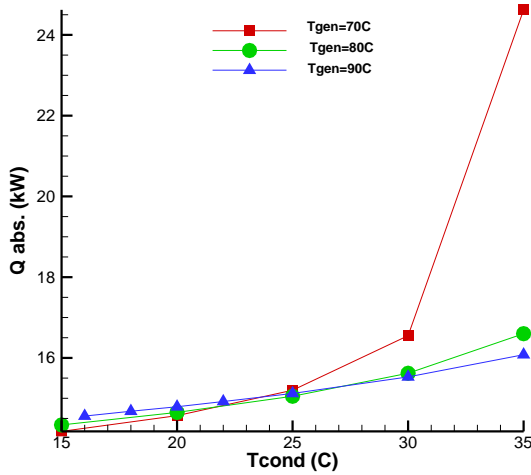


شکل ۱۴ تغییرات تبادل حرارت در کندانسور بر حسب تغییرات دمای جاذب در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$

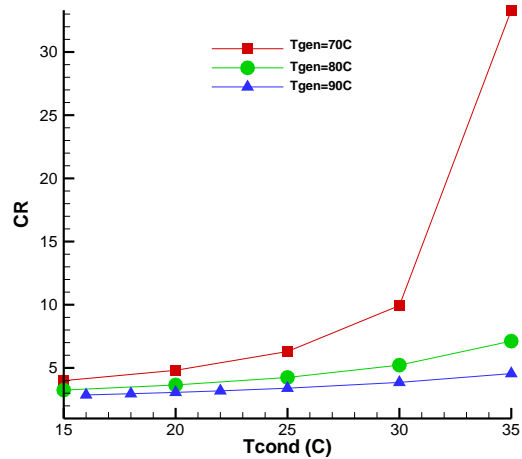
در شکل ۱۸ تبادل حرارت جاذب بر حسب تغییرات دمای کندانسور نشان از افزایش تبادل حرارت با افزایش دمای کندانسور دارد. در دماهای کندانسور پایین‌تر، منحنی‌ها مقادیر نزدیک به هم دارند. با توجه به شکل ۱۹ افزایش دمای کندانسور تأثیر کمی بر تبادل حرارت کندانسور دارد و کمی کاهش مشاهده می‌شود. از طرفی دمای ژنراتور کمتر تبادل حرارتی کمتری در کندانسور را نشان می‌دهد. افزایش دمای کندانسور باعث افزایش انتقال حرارت در ژنراتور می‌شود و در دماهای کندانسور کمتر، مقادیر انتقال حرارت ژنراتور با توجه به شکل ۲۰ در دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس کمتر است. این به مفهوم این است که در دماهای کندانسور کمتر از ۲۵ درجه سلسیوس، سطح کوچکتري از پنل خورشیدی برای برودت ۱۰ کیلووات لازم است. با توجه به شکل ۲۱ نرخ انتقال حرارت در مبدل حرارتی با افزایش دمای کندانسور افزایش می‌یابد و در دماهای کندانسور بالاتر مقدار دمای ژنراتور کمتر، انتقال حرارت بیشتری را در مبدل حرارتی نیاز دارد.



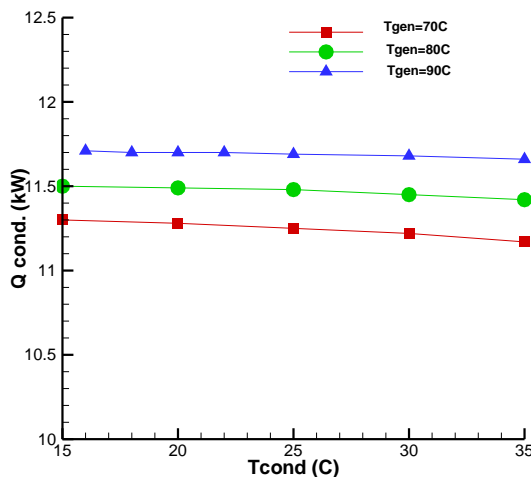
شکل ۱۵ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



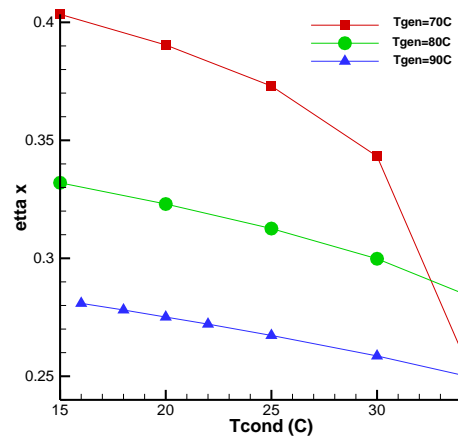
شکل ۱۸ تغییرات تبادل حرارت جاذب بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



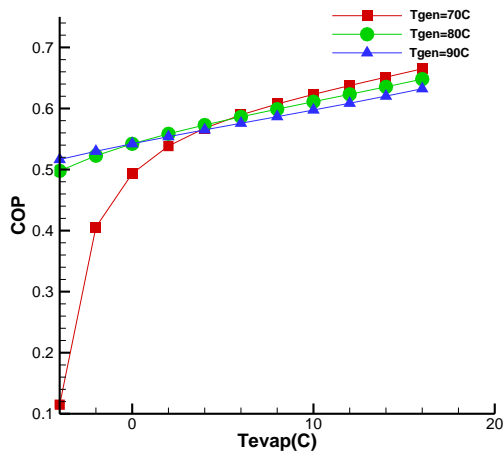
شکل ۱۶ تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



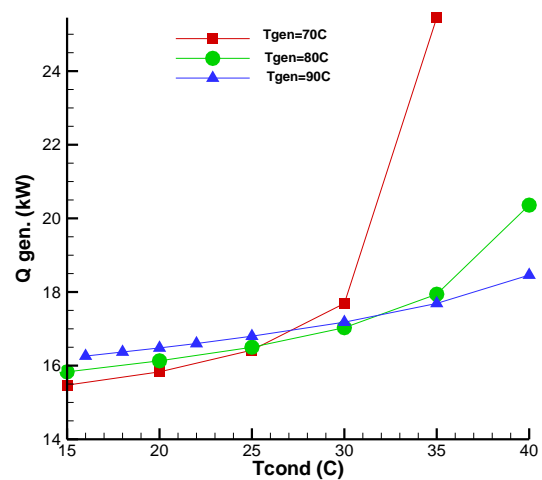
شکل ۱۹ تغییرات تبادل حرارت کندانسور بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



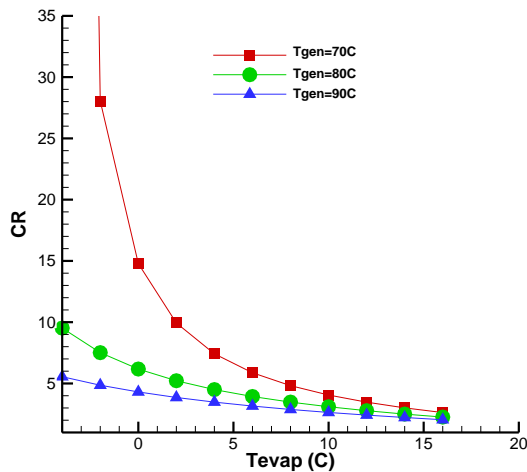
شکل ۱۷ تغییرات راندمان آگرژی بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



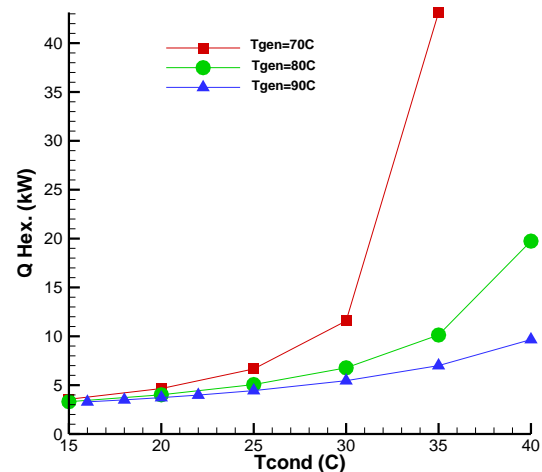
شکل ۲۲ تغییرات ضریب عملکرد بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



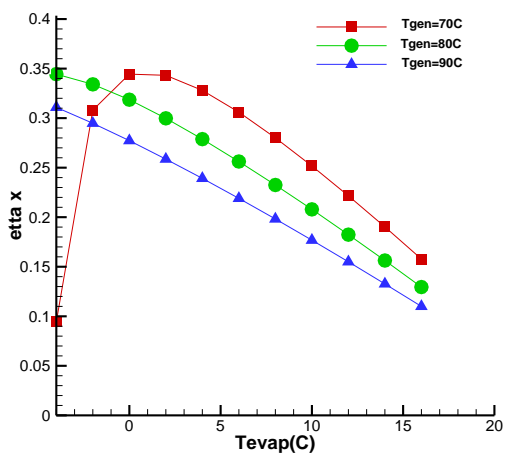
شکل ۲۰ تغییرات تبادل حرارت ژنراتور بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



شکل ۲۳ تغییرات نسبت گردش محلول بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

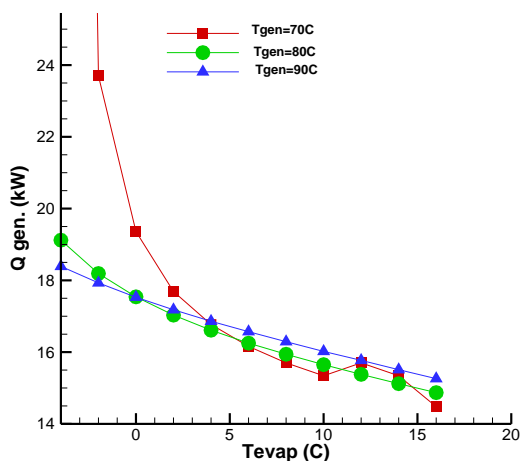


شکل ۲۱ تغییرات تبادل حرارت مبدل حرارتی بر حسب تغییرات دمای کندانسور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{evap} = 2^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

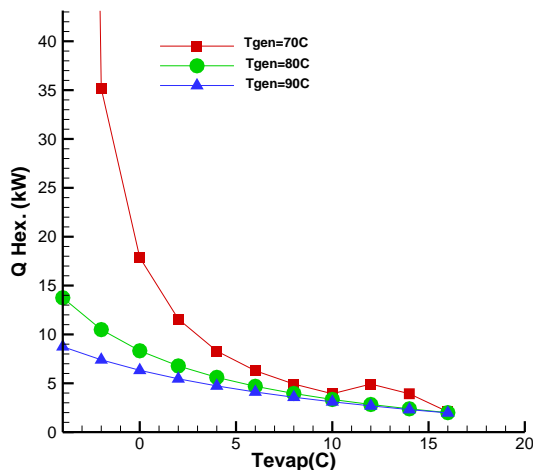


شکل ۲۴ تغییرات راندمان انگرژی بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

تاثیر دمای ژنراتور در ۳ دمای ۷۰، ۸۰ و ۹۰ درجه سلسیوس و تحت شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$ بر روی تغییرات ضریب عملکرد، نسبت گردش محلول، راندمان انگرژی، نسبت فشار سیکل، حرارت مبادله شده در جاذب، کندانسور، ژنراتور و حرارت تبادل شده در مبدل حرارتی با دمای اواپراتور در شکل های ۲۲ تا ۲۹ نشان داده شده است. با کاهش دمای اواپراتور با توجه به شکل ۲۲ ضریب عملکرد افت پیدا می کند و تا دمای اواپراتور ۵ درجه سلسیوس ضریب عملکرد برای دمای ژنراتور ۷۰ درجه سلسیوس کمی بیشتر است. نسبت گردش محلول با کاهش دمای اواپراتور با توجه به شکل ۲۳ افزایش می یابد و دمای ژنراتور بیشتر، نسبت گردش محلول کمتری دارد. در شکل ۲۴ راندمان انگرژی با افزایش دمای اواپراتور کاهش می یابد و حالت دمای ژنراتور کمتر راندمان انگرژی بالاتری دارد.



شکل ۲۷ تغییرات تبادل حرارت در ژنراتور بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



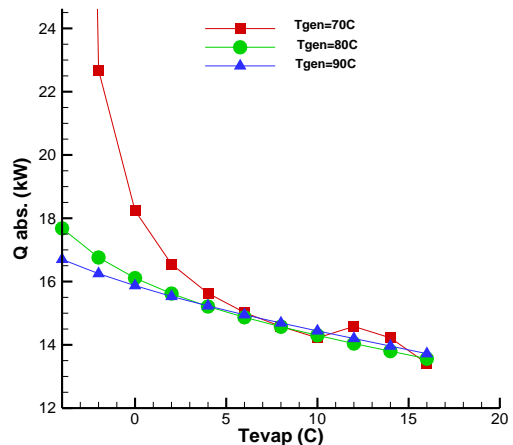
شکل ۲۸ تغییرات تبادل حرارت در مبدل حرارتی بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

۴- نتیجه‌گیری

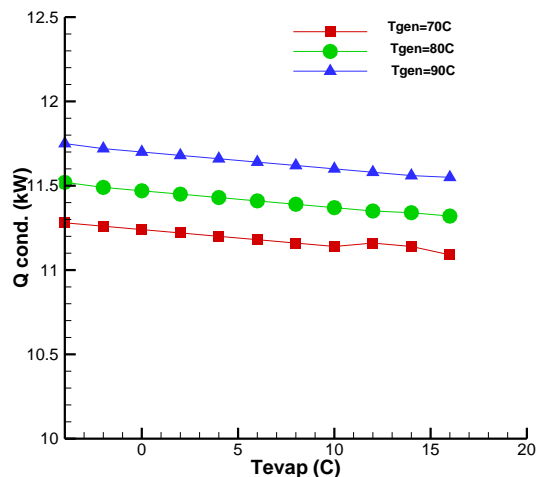
هدف از تحقیق حاضر، مطالعه و ارزیابی عملکرد یک سیکل چیلر جذبی با استفاده از یک منبع گرم دما پایین مثل انرژی حرارتی خورشیدی مطابق با شرایط آب و هوایی تهران است. این تحقیق به منظور شناخت بهتر عملکرد سیستم و افزایش راندمان سیکل انجام شده است. بر این اساس آنالیز انرژی و اگزرژی یک چیلر جذبی ۱۰ کیلووات هوا خنک آب-آمونیاک با کد کامپیوتری نوشته شده در نرم افزار EES اجرا شده است و ضریب عملکرد، ضریب عملکرد برگشت‌پذیر، راندمان اگزرژی و اگزرژی اجزای سیستم محاسبه شده‌اند.

قانون اول و دوم ترمودینامیک در شرایط مختلف دمایی اجزای مختلف مورد ارزیابی و محاسبات قرار گرفته‌اند. نتایج نشان می‌دهد که ضریب عملکرد سیستم با افزایش دمای منبع حرارتی و دمای ژنراتور تا حوالی ۷۰ درجه سلسیوس افزایش قابل توجهی می‌یابد و پس از آن تغییرات ضریب

انتقال حرارت در جاذب با توجه به شکل ۲۵ با کاهش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد و این مقدار در دماهای ژنراتور کمتر افزایش می‌یابد. با توجه به شکل ۲۶ با کاهش دمای اواپراتور، انتقال حرارت در کندانسور افزایش می‌یابد که دمای ژنراتور کمتر، کمترین حالت را نشان می‌دهد. کاهش دمای اواپراتور با توجه به شکل ۲۷ انتقال حرارت در ژنراتور بالاتری را نیاز خواهد داشت و این مقدار در دماهای ژنراتور کمتر با کاهش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد. رفتار مشابهی در افزایش انتقال حرارت در مبدل حرارتی با کاهش دمای اواپراتور نیز در شکل ۲۸ دیده می‌شود.



شکل ۲۵ تغییرات تبادل حرارت در جاذب بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$



شکل ۲۶ تغییرات تبادل حرارت در کندانسور بر حسب تغییرات دمای اواپراتور در دماهای ژنراتور مختلف در شرایط $T_{cond} = 30^{\circ}\text{C}$ و $T_{abs} = 30^{\circ}\text{C}$

- storage energy for nocturnal use, *Applied Energy*, Vol. 110, pp. 267-275, 2013.
- [14] S. Bouadila, M. Lazaar, S. Skouri, S. Kooli, A. Farhat, Energy and exergy analysis of a new solar air heater with latent storage energy, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 39, No. 27, pp. 15266-15274, 2014.
- [15] A. A. Golneshan, H. Nemat, Exergy analysis of unglazed transpired solar collectors (UTCs), *Solar Energy*, Vol. 107, pp. 272-277, 2014.
- [16] D. Bahreghmand, M. Ameri, Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection, *Renewable Energy*, Vol. 74, pp. 357-368, 2015.
- [17] M. R. Assari, H.B. Tabrizi, I. Jafari, E. Najafpour, An energy and exergy analysis of water and air with different passage in a solar collector, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, Vol. 36, No. 7, pp. 747-754, 2014.
- [18] Z. Said, R. Saidur, N.A. Rahim, M.A. Alim, Analyses of exergy efficiency and pumping power for a conventional flat plate solar collector using SWCNTs based nanofluid, *Energy and Buildings*, Vol. 78, pp. 1-9, 2014.
- [19] R. Gomri, Simulation study on the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp. 675-681, 2013.
- [20] M. Al-Ali, I. Dincer, Energetic and exergetic studies of a multigenerational solar geothermal system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, pp. 16-23, 2014.
- [21] J. Lopez-Villada, D.S. Ayou, J.C. Bruno, A. Coronas, Modelling, simulation and analysis of solar absorption power-cooling systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 39, pp. 125-136, 2014.
- [22] Q. Y. Li, Q. Chen, X. Zhang, Performance analysis of a rooftop wind solar hybrid heat pump system for buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 65, pp. 75-83, 2013.
- [23] M. Karakilcik, I. Bozkurt, I. Dincer, Dynamic exergetic performance assessment of an integrated solar pond, *International Journal of Exergy*, Vol. 12, pp. 70-86, 2013.
- [24] J. Aman, D.S.-K. Ting, P. Henshaw, Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia/water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, pp. 424-432, 2014.
- [25] H. Al-Tahaineh, M. Frihat, M. Al-Rashdan, Exergy Analysis of a Single-Effect Water-Lithium Bromide Absorption Chiller Powered by Waste Energy Source for Different Cooling Capacities, *Energy and Power*, Vol. 3, No. 6, pp. 106-118, 2013.
- [26] A. Sencan, K. A. Yakut, S.A. Kalogirou, Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, Vol. 30, No. 5, pp. 645-657, 2005.
- [27] F. Panahi Zadeh, N. Bozorgan, The Energy and Exergy Analysis of Single Effect Absorption Chiller, *International Journal of Advanced Design and Manufacturing Technology*, Vol. 4, No. 4, pp. 19-26, 2011.
- [28] S. Sedigh, H. Saffari, and H. Taleshbahrami, Thermodynamic Analysis of Double Effect Absorption System along with Boiler and Cooling Tower, *Journal of Environmental Science and Engineering A*, Vol. 1, pp. 261-270, 2012.
- [29] I. H. Aljundi, Energy and exergy analysis of a steam power plant in Jordan, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 324-328, 2009.
- [30] D. Kong, J. Liu, L. Zhang, H. He, Z. Fang, Thermodynamic and Experimental Analysis of an Ammonia-Water Absorption Chiller, *Energy and Power Engineering*, Vol. 2, pp. 298-305, 2010.
- [31] J. Chen, J.A. Schouten, Optimum performance characteristics of an irreversible absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, Vol. 39, pp. 999-1007, 1998.
- [32] H. T. Chua, H.K. Toh, K.C. Ng, Thermodynamic modeling of an ammonia/water absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 896-906, 2002.
- [33] M. Hammad, S. Habali, Design and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 1785-1798, 2000.
- [34] R. Vidal, R. Best, R. Rivero, J. Cervetas, Analysis of a combined power and refrigeration cycle by the exergy method, *Energy*, Vol. 31, pp. 3401-3414, 2006.
- [35] L. Zhu, J. Gu, Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 1940-1946, 2010.
- عملکرد چندان قابل توجه نیست. این مقدار دمایی ۷۰ تا ۹۰ درجه سلسیوس که ضریب عملکرد در بالاترین مقادیر قرار دارد کاملا مناسب برای یک سیستم گرمایش کلکتور صفحه تخت خورشیدی است که قابلیت تامین این دما را دارد. با افزایش دمای اواپراتور نیز ضریب عملکرد سیستم با یک شیب ملایم تقریبا خطی افزایش می‌یابد. اما در کندانسور و جاذب رفتار عکسی دیده می‌شود و با افزایش دما کاهش قابل توجهی در ضریب عملکرد سیستم ایجاد می‌شود. کاهش دما به سمت دمای محیط هم تاثیر چندانی نخواهد داشت و تغییرات ضریب عملکرد سیستم در محدوده دمایی محیط، شیب کمتری دارد. راندمان اگزرژی با افزایش دماهای ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و جاذب کاهش می‌یابد.
- آنالیز اگزرژی نشان داد که بیشترین اتلاف اگزرژی در سیستم که حدود ۷۱ درصد است، مربوط به ژنراتور است. جاذب نیز بعد از ژنراتور دومین سهم اتلاف اگزرژی را در سیکل داراست. به همین دلیل بیشترین تلاش برای بهبود راندمان سیکل باید بهبود در ژنراتور و سپس جاذب باشد. آنالیز انرژی و اگزرژی در کد نوشته شده، نشان می‌دهد که اتلافات سیستم در کجاها اتفاق افتاده و چطور می‌توان عملکرد سیستم را بهبود بخشید. همچنین این بینش حاصل می‌شود که کدام مولفه‌ها باید در طراحی به منظور دستیابی به عملکرد بالاتر اصلاح شوند. این نتایج می‌تواند در بهینه‌سازی یک سیکل چیلر جذبی خورشیدی مورد استفاده قرار گیرد. آنالیز اقتصادی با استفاده از این نتایج در ادامه تحقیقات آتی امکان‌پذیر خواهد بود.

۵- مراجع

- [1] P. N. Cheremisinoff, and T. C. Regino, *Principles and applications of solar energy*, 1st Edition, CRC Press, 1978.
- [2] N. Kalkan, E.A. Young, A. Celiktas, Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 8, pp. 6352-6383, 2012.
- [3] B. Choudhury, P.K. Chatterjee, J.P. Sarkar, Review paper on solar-powered airconditioning through adsorption route, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, No. 8, pp. 2189-2195, 2010.
- [4] K. F. Fong, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Solar Energy*, Vol. 84, No. 2, pp. 227-244, 2010.
- [5] H. Z. Hassan, A solar powered adsorption freezer: a case study for Egypt's Climate, *International Journal of Energy Engineering*, Vol. 3, No. 1, pp. 21-29, 2013.
- [6] M. S. S. Ashhab, H. Kaylani, A. Abdallah, PV solar system feasibility study, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, pp. 777-782, 2013.
- [7] F. Jafarkazemi, E. Ahmadifard, Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors, *Renewable Energy*, Vol. 56, pp. 55-63, 2013.
- [8] Z. Ge, H. Wang, H. Wang, S. Zhang, X. Guan, Exergy analysis of flat plate solar collectors, *Entropy*, Vol. 16, No. 5, pp. 2549-2567, 2014.
- [9] A. Fudholi, K. Sopian, M.Y. Othman, M.H. Ruslan, B. Bakhtyar, Energy analysis and improvement potential of finned double-pass solar collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 75, pp. 234-240, 2013.
- [10] N. Khasee, C. Lertsatitthanakorn, B. Bubphachot, Energy and exergy analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector, *International Journal of Exergy*, Vol. 12, No. 1, pp. 1-10, 2013.
- [11] F. Bayrak, H.F. Oztop, A. Hepbasli, Energy and exergy analyses of porous baffles inserted solar air heaters for building applications, *Energy and Buildings*, Vol. 57, pp. 338-345, 2013.
- [12] H. Benli, Experimentally derived efficiency and exergy analysis of a new solar air heater having different surface shapes, *Renewable Energy*, Vol. 50, pp. 58-67, 2013.
- [13] S. Bouadila, S. Kooli, M. Lazaar, S. Skouri, A. Farhat, Performance of a new solar air heater with packed-bed latent

- [36] A. I. Shahata, M.M. Aboelazm, A.F. Elsafty, Energy and exergy analysis for single and parallel flow double effect water-lithium bromide vapor absorption systems, *International Journal of Science and Technology*, Vol. 2, pp. 85-94, 2012.
- [37] Y. Cengel, M. Boles, *Thermodynamics: an Engineering Approach*, New York: McGraw-Hill, 2008.
- [38] N. Ezzine, B. Barhoumi, M. Mejbri, K. Chemkhi, S.A. Bellagi, Solar cooling with the absorption principle: first and second law analysis of an ammonia-water double-generator absorption chiller, desalination Strategies in South Mediterranean countries, *Desalination*, Vol. 168, pp. 137-144, 2004.