



Thermodynamic and Exergy Economic Analysis Combined Heat Power and Cooling in a Combined Cycle with Ejector Using Solar Energy

K. Javaherdeh^{1*}, H. Karimi²

¹ Department of Mechanical Engineering, University of Guilan, Rasht, Iran

² Department of Mechanical Engineering, Roudsar and Amlash branch, Islamic Azad University, Roudsar, Iran

ABSTRACT: Combined heat and power systems are used for renewable energies and reducing fossil fuels. This work, investigated energy efficiency, exergy, and exergy economic a Brayton cycle and refrigeration cycle with an ejector that used solar energy as a heat source. Inlet pressure turbine, outlet pressure turbine, inlet temperature turbine, and temperature of the evaporator are variable parameters, when one of the parameters changes, the other parameters are kept constant so that the thermodynamic analysis focuses on important parameters. Results showed that inlet pressure of initial flow in ejector and outlet velocity of flow on ejector are increased with increasing outlet pressure of turbine. The storage tank had the most exergy destruction rate among all components for the high-temperature difference that it's almost 29% from all of the exergy destruction rates. Also, the highest cost per unit of power is related to the combined heat and power cycle that it's about 53% of the total cost.

Review History:

Received: May, 08, 2021

Revised: Sep. 13, 2021

Accepted: Oct. 09, 2021

Available Online: Jan. 05, 2022

Keywords:

Exergy

Combined heat power

Ejector

Solar energy

1- Introduction

In Combined Cooling, Heating and Power (CCHP) systems can be generated simultaneously three different forms of energy such as cooling, heating, and power. It's including various technologies, provide an alternative for the world to meet and solve energy-related problems, such as energy shortages, energy supply security, emission control, the economy and conservation of energy, etc [1]. the knowledge of CCHP back more than 100 years ago but, its development has been very slow, and it is limited to absorption chiller on large scale. Initial energy sources of CCHP are oil products, natural gas, coal, biomass, and hydrogen and useful energy production are heat, cooling, and power that mechanical power energy is often used to start a generator [2]. A slight difference between CCHP and CHP is that thermal or electrical/mechanical energy is further utilized to provide space or process cooling capacity in a CCHP application. In some literature, CCHP systems are also referred to as trigeneration and Building Cooling Heating and Power (BCHP) systems. This research investigated a thermodynamic and exergy economic analysis combined heat power and cooling in a combined cycle with Ejector using solar energy. It studied a new cycle for generating power, heat, and cooling simultaneously based on solar energy as an energy source. Using solar energy is one of the methods for decreasing

electricity consumption. It's added a heat storage tank when there is no solar energy for decreasing pollution. This system used an organic Rankin cycle as primary stimulus and used hollow cylindrical collectors as solar energy collectors.

2- Geometry and Mathematical Equation

A Diagram of the solar system with a power cycle has been shown in Fig. 1. It's investigated a control volume for each component of the cycle and all of the parameters are achieved by conservations mass, momentum, and energy laws. Working fluids are water and carbon dioxide in the solar cycle and combine cycle respectively. The inlet flow rate to collectors is 10 Kg/s. Table 1 showed the value of temperature and pressure on each component of the cycle. The first law of thermodynamic, conservation mass law, and rate of useful heat rate received from the collector are achieved as follows [3]:

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i . h_i \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_j \dot{Q}_j \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_k \dot{W}_k \right) = 0 \quad (1)$$

*Corresponding author's email: Javaherdeh@guilan.ac.ir



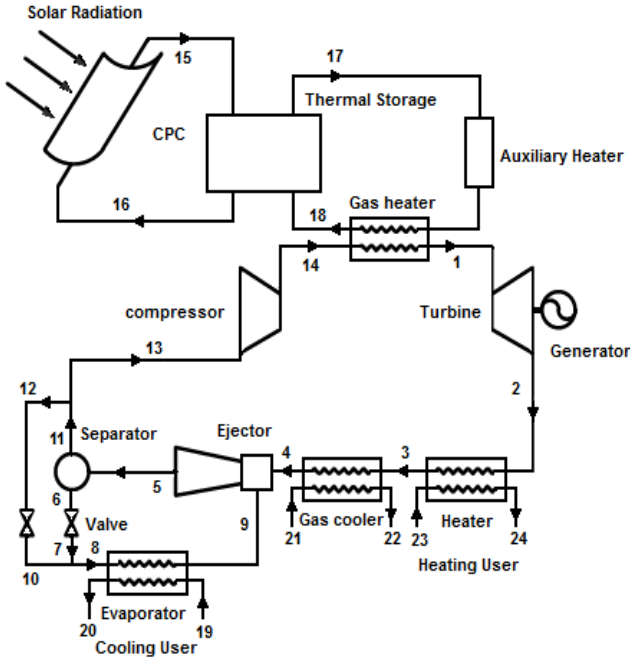


Fig. 1. Diagram of the solar system with the power cycle

Table 1. Comparing results this work with Ref. [3]

	This work	Ref.[3]
Heat of collector (kW)	135.02	135.27
Power of Turbine (kW)	25	25.182
Power of compressor (kW)	24.71	25.07
Power of cooling (kW)	7.69	7.96
Power of Heating (kW)	63.3	63.54
Heating efficiency (%)	53.62	53
Exergy efficiency (%)	29.41	28.8
Cost on time (\$/MJ)	139.8	

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_h} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{h_c} \quad (5)$$

h_h and h_c convection heat transfer coefficient hot and cold respectively. Nusselt number is given as follow in the heat exchanger

$$Nu = 0.724 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (6)$$

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i \right) = 0 \quad (2)$$

$$Q_u = F_R W L \left[S - \frac{U_{lo}}{C} (T_{fi} - T_0) \right] \quad (3)$$

3- Area Heat Transfer

For calculating heat transfer area used experimental equations. Pressure drop in the heat exchanger is considered as one of the convergence conditions for calculating heat transfer area. Physical properties of heat exchanger and specification of the stream are required for achieving heat exchanger area overall heat transfer coefficient. This study used a parabolic collector due to its high efficiency. In gas heater and gas cooler cycle used a single-phase flow regime and in the evaporator is used two-phase flow regime for modeling and achieving heat transfer coefficient and heat transfer area. Overall heat transfer is achieved as follows [4]:

$$Q_s = U_s A_s \Delta t_m \quad (4)$$

Where U_s overall heat transfer coefficient, A_s heat transfer area, and Δt_m logarithmic difference temperature between the hot and cold surface. Overall heat transfer coefficient is achieved follows:

4- Results and Discussion

For validation of the thermodynamic model, thermal and exergy efficiency this study has been compared with Wang [3] and shown in Table 1.

Fig. 2 showed the effect of ejector back pressure on thermal and exergy efficiency. The drop of enthalpy is decreased with an increase in the outlet pressure of the turbine. To keep the constant condition of the inlet and outlet compressor, it's assumed that the work of the compressor is constant. The temperature of the outlet turbine is increased with increasing outlet pressure of turbine, therefore, the heat of heater is increased. The pressure of initial inlet flow to jet pump is increased with increasing outlet pressure of turbine, also, the mass flow of inlet saturated steam is decreased that quality of carbon dioxide input to the evaporator is decreased too. Therefore, a difference of enthalpy is increased in the evaporator. It makes that cooling in the evaporator, thermal and exergy efficiency are increased. Fig. 3 showed the effect of turbine inlet pressure on the area. The Sum of the heat transfer area is increased with increasing turbine inlet pressure. Also, the mass flow of carbon dioxide is increased with increasing temperature. In other words, the temperature of the fluid is increased with increasing pressure. Therefore, for increasing heat transfer is required bigger heat transfer area for all of the heat exchangers in the cycle.

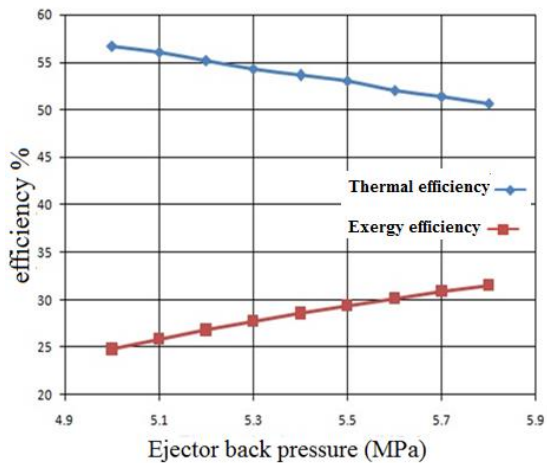


Fig. 2. Effect of ejector back pressure on efficiency

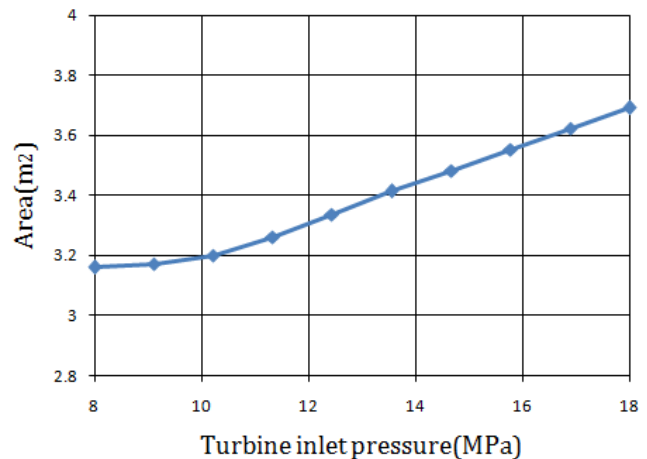


Fig. 3. Effect of the area on turbine inlet pressure

5- Conclusion

This study investigated a Brayton cycle and critical passage of carbon dioxide with a jet pump using solar energy as a heat source. The pressure of the initial stream to the jet pump and velocity of stream in the outlet of the nozzle is increased with increasing outlet pressure of turbine. For high temperature difference, the reserve tank had most rate of exergy destruction in all of the component. Increasing temperature of evaporator had very little effect on thermal and exergy efficiency. The highest cost on power is related to outlet cooling form combined cycle that it's almost 53% of all of the costs.

References

- [1] J.L.D. Leonardo S.Vieira, Manuel E.Cruz, Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator, *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 1955-1967.
- [2] A.G. I. Vaja, Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycle (ORC), *Journal of energy*, 35(2) (2010) 1048-1093.
- [3] M. Li, Wang, J., Li, S., Wang, X., He, W., Dai, Y. , Thermo-economic analysis and comparison of a CO2 transcritical power cycle and an organic Rankine cycle, *Geothermic*, 50 (2014) 101-111.
- [4] M.Y. Leyli Ariyanfar, Ebrahim Abdi Aghdam, Energy, exergy, economic, environmental (4E) analyses of a solar organic Rankine cycle to produce combined heat and power *Modares Mechanical Engineering*, 16(10) (2016) 229-240.
- [5] A.A. K. Javaherdeh, M. Zoghi, Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source, *Modares Mechanical Engineering*, 16(7) (2016) 308-316.

HOW TO CITE THIS ARTICLE

K. Javaherdeh, H. Karimi, *Thermodynamic and Exergy Economic Analysis Combined Heat Power and Cooling in a Combined Cycle with Ejector Using Solar Energy*, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(3) (2022) 115-118.

DOI: 10.22060/mej.2022.19975.7151





تحلیل ترمودینامیکی و انرژی - اقتصادی تولید همزمان توان، حرارت و برودت در یک سیکل ترکیبی به همراه جت پمپ با استفاده از انرژی خورشیدی

کوروش جواهرده^{۱*}، حبیب کریمی^۲

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان، رشت، ایران
۲- گروه مکانیک، واحد رودسر و املش، دانشگاه آزاد اسلامی، رودسر، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۲/۱۸
بازنگری: ۱۴۰۰/۰۶/۲۲
پذیرش: ۱۴۰۰/۰۷/۱۷
ارائه آنلاین: ۱۴۰۰/۱۰/۱۵

کلمات کلیدی:

انرژی
تولید همزمان
جت پمپ
انرژی خورشیدی

خلاصه: به منظور به کارگیری انرژی‌های تجدیدپذیر و کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی می‌توان از سیستم‌های تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان استفاده نمود. سیکل پیشنهادی در کار حاضر، سیکل پایدار برایتون و تبرید گذر بحرانی دی اکسید کربن همراه با جت پمپ بوده، که از انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرما استفاده می‌نماید. در مطالعه حاضر، تحلیل بازده انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی سیکل مورد مطالعه قرار گرفته است. در تحلیل ترمودینامیکی، اثرات هر یک از پارامترها بر روی عملکرد سیستم چندگانه بررسی شده است. در این تحلیل، با تغییر یکی از پارامترها، سایر پارامترها ثابت نگه داشته شده، به طوری که تحلیل ترمودینامیکی بر اثر پارامترهای مهم شامل فشار ورودی توربین، فشار خروجی توربین، دمای ورودی توربین و دمای اواپراتور تمرکز دارد. نتایج حاصل از آن نشان می‌دهد که با افزایش فشار خروجی توربین، فشار جریان اولیه ورودی به جت پمپ و سرعت جریان در خروجی نازل جت پمپ، افزایش می‌یابد. تانک ذخیره بیشترین نرخ تخریب انرژی را در میان اجزای سیستم به دلیل اختلاف دمای زیاد دارد که مقدار آن حدود ۲۹٪ کل نرخ تخریب می‌باشد. همچنین، بیشترین هزینه بر واحد توان مربوط به سرمایش خروجی از سیکل همزمان می‌باشد، به طوری که مقدار آن حدود ۵۳٪ مقدار کل هزینه‌ها است.

۱- مقدمه

مفید تولیدی نیز شامل حرارت، برودت و توان مکانیکی است که انرژی توان مکانیکی غالباً جهت راه اندازی ژنراتور تولید برق به کار می‌رود [۲]. خلیق [۳] تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک را بر روی سیستم تولید دو گانه با محرک توربین گاز را بکار برد. نتایج تأثیر محدودیت پارامترهای عملکردی مانند نسبت فشار و فشار فرایند گرمایش می‌تواند بر روی بازده انرژی و بازده کل سیستم را نشان داد. یکی از اجزای تأثیرگذار در کارکرد سیکل‌های تولید چندگانه جت پمپ^۱ می‌باشد. بطور کلی از جت پمپ‌ها برای کاهش توان مورد نیاز در یک سیستم استفاده می‌کنند. در حقیقت، از انرژی جنبشی موجود در یک سیال فشار بالا برای انجام توان (پمپ کردن سیال دما و فشار پائین به دما و فشار بالاتر) استفاده می‌گردد. در زمینه استفاده از سیکل‌های سرمایش جت پمپ مطالعات زیادی انجام گرفته است. یکی از این مطالعات بر اساس سیکل رنگین بخار به همراه سیکل سرمایشی جت پمپ توسط وانگ و هارادا [۴] انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که بیشترین تخریب انرژی در تولید کننده بخار به دلیل اختلاف دمای محدود

در سیستم‌های چندگانه تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان می‌توان سه شکل متفاوت از انرژی مانند الکتریکی، حرارتی و برودتی را همزمان تولید کرد. در واقع تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان^۱، تولید همزمان توان مکانیکی (اغلب به الکتریسیته تبدیل می‌شود) و گرمایش و یا سرمایش از یک منبع سوخت اولیه است و یک توسعه از تولید همزمان برق و گرما^۲ بوده که با فناوری‌های سرمایشی حرارت فعال کوپل می‌شوند که حرارت اتلافی را از تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان برای تولید سرمایش دریافت می‌کنند، در حالی که منفعت بردن از آن به بیش از ۱۰۰ سال قبل باز می‌گردد، اما توسعه تولید همزمان سرمایش، گرمایش و توان کاملاً کند بوده و اغلب به چیلرهای جذبی ترکیبی مقیاس بزرگ با سیستم‌های تولید توان محدود می‌شود [۱]. منابع انرژی اولیه شامل فرآورده‌های نفتی، گاز طبیعی، زغال سنگ، زیست توده و هیدروژن و انرژی

- 1 Combined Cooling Heat and Power (CCHP)
- 2 Combined Heat and Power (CHP)

3 Ejector

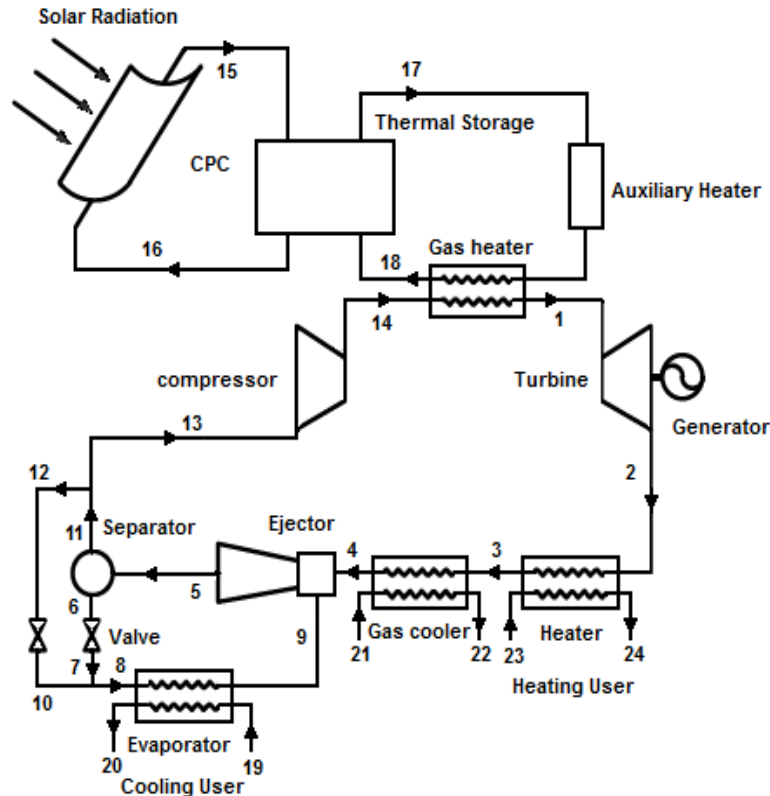
* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Javaherdeh@guilan.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لایسنس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لایسنس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمایید.



فشار بالاتر) استفاده می‌گردد. در زمینه استفاده از سیکل‌های سرمایش همراه با پمپ جت مطالعات زیادی انجام گرفته است. وانگ و همکاران [۱۳] به تحلیل ترمودینامیکی تأثیر برخی پارامترهای اصلی، از جمله فشار ورودی توربین، دمای ورودی توربین و دمای چگالش بر عملکرد سیستم متمرکز پرداخته و نشان دادند که خروجی خالص برق به طور عمده به تابش خورشید در طی یک روز بستگی داشته و مساحت سطح مبدل‌های حرارتی با افزایش دمای ورودی توربین در فشار ورودی توربین افزایش می‌یابد. جواهرده و ذوقی [۱۴] به بررسی عملکرد انرژی و اقتصادی سیکل رانکین بازیاب آب-آمونیاک پرداخته و نشان دادند که در فشارهای بالای ورودی توربین آب-آمونیاک بازده انرژی و هزینه کلی سیستم مقادیر مناسب‌تری دارند در حالی که توان خالص خروجی سیستم کاهش می‌یابد. لیو و همکاران [۱۵] یک سیکل رانکین ترکیبی برای تولید برق را ارائه کردند. این سیکل ترکیبی از یک سیکل رانکین بخار و یک سیکل رانکین آلی تحتانی (با کندانسور هوا خنک) تشکیل شده و از دفع گرما در کندانسور سیکل بخار به عنوان محرک دما پایین برای سیکل رانکین آلی استفاده می‌نماید. آن‌ها همچنین از نه سیال عامل مختلف برای سیکل رانکین آلی استفاده کرده و تأثیر تغییر دمای محیط و فشار کندانسور سیکل بخار را بر عملکرد سیکل ترکیبی شبیه سازی شده از منظر بازده انرژی بررسی کردند. همچنین لیو و همکاران [۱۶] به بررسی تأثیر استفاده از انرژی خورشیدی در یک سایت برای اتصال به سیستم تولید همزمان پرداخته و نشان دادند که استفاده از انرژی خورشید در پیش گرم کردن آب ورودی به سیستم تولید همزمان تأثیر به‌سزایی در افزایش بازده حرارتی سیستم دارد. مصطفی و گروسی [۱۷] به بررسی ترمو اقتصادی یک سیستم تولید همزمان با استفاده از انرژی خورشیدی پرداخته و نشان دادند که تغییرات دمایی بیشترین تأثیر را روی راندمان سیستم دارد. همچنین وانگ و همکاران [۱۸] به بررسی ترمو اقتصادی سیستم تولید همزمان با استفاده از سیستم فتو ولتائیک و انرژی گرمایی خورشید پرداخته و نشان دادند که با استفاده از سیستم فتو ولتائیک بیشترین کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای اتفاق می‌افتد. آرامش و همکاران [۱۹] به بررسی سیستم ترکیبی از مبدل حرارتی، چرخه رانکین پرداخته و نشان دادند که با افزایش مقدار نرخ حرارت، هزینه تراز شده الکتریسته کاهش می‌یابد. عدل و همکاران [۲۰] به تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی سیکل تولید همزمان در چرخه رانکین آلی و چرخه کالینا پرداخته و نشان دادند که از ده انرژی و تولید هیدروژن نسبت به دمای اواپراتور چرخه تولید همزمان بر اساس رانکین آلی دارای مقدار بهینه است درحالی که برای چرخه تولید همزمان بر مبنای

در هنگام انتقال حرارت و جت پمپ به دلیل افت‌های اصطکاکی در اجزای جت پمپ (نازل، دیفیوزر و...) رخ می‌دهد. همچنین نشان دادند که با افزایش سطح و ضریب انتقال حرارت در تولید کننده بخار، مقدار تخریب انرژی در آن کاهش پیدا کرده و کارایی سیستم افزایش می‌یابد. پیرکندی و همکاران [۵] به مدلسازی عملکرد یک سیستم تولید توان ترکیبی مجهز به سه مولد انرژی الکتریکی پرداختند. نتایج آنها نشان داد که بازده الکتریکی سیستم هیبریدی با افزایش نسبت فشار کمپرسور و دمای گازهای ورودی به توربین تا حدود ۸۱ درصد افزایش می‌یابد. مهدوی و همکاران [۶] به بررسی رفتار گذرای بویلر بازیاب حرارت تولید بخار گردش طبیعی با استفاده از مدل یک بعدی سیکل اواپراتور پرداخته و نشان دادند که با افزایش نرخ گرمای ورودی به بویلر باعث افزایش فشار درام و بالا رفتن دمای دیواره لوله‌های بویلر می‌شود. همچنین ربیعی و همکاران [۷] به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی تولید همزمان توربین و سیکل تبرید جذبی پرداخته و از سیکل کالینا و سیکل جذبی به عنوان سیکل پایینی به منظور جلوگیری از هدر رفت انرژی اتلافی سیکل توربین گازی و افزایش بازده تبدیل انرژی استفاده نمودند. غائبی و عبداللهی [۸] نیز به تحلیل انرژی و انرژی سیستم جدید تولید همزمان سرمایش و توان با استفاده از سیکل رانکین آلی پرداخته و نشان دادند که کندانسور سیکل رانکین آلی به عنوان تبخیرکننده سیکل تبرید جت پمپ بوده و بیشترین کارایی سیکل ترکیبی مربوط به حالتی است که ترکیب ایزوبوتان برای سیکل تبرید جت پمپ است. وارگا و همکاران [۹] با بهره گیری از سیال عامل مختلف، قوانین ترمودینامیکی را در سیکل رانکین بررسی کرده و نشان دادند که سیکل رانکین با سیال عامل R1۲۳ دارای بیشترین بازده گرمایی است. اسمیرسیو و همکاران [۱۰] تحلیل آزمایشی بر روی یک مدل سیکل جت پمپ ساده با سیال عامل ایزوبوتان تحت دمای پایین را بررسی کرده و نشان دادند که سیکل تبرید جت پمپ با سیکل جذبی دارای نزدیکی بوده و می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. صفاریان و آرامون [۱۱] به تحلیل انرژی و انرژی برای سیکل رانکین آلی پرداخته و نشان دادند بیشترین نرخ تخریب انرژی مربوط به تبخیر کننده است. افشاری و همکاران [۱۲] به بررسی عملکرد سیکل تبرید جت پمپ دو مرحله‌ای پرداخته و تأثیر برخی از پارامتری هندسی بر نسبت جرمی و ضریب عملکرد را نشان دادند. یکی از اجزای تأثیرگذار در کارکرد سیکل‌های تولید چندگانه جت پمپ می‌باشد. بطور کلی از جت پمپ‌ها برای کاهش توان مورد نیاز در یک سیستم استفاده می‌کنند. در حقیقت از انرژی جنبشی موجود در یک سیال فشار بالا برای انجام کار (پمپ کردن سیال دما و فشار پائین به دما و



شکل ۱. طرحواره سیکل مورد مطالعه

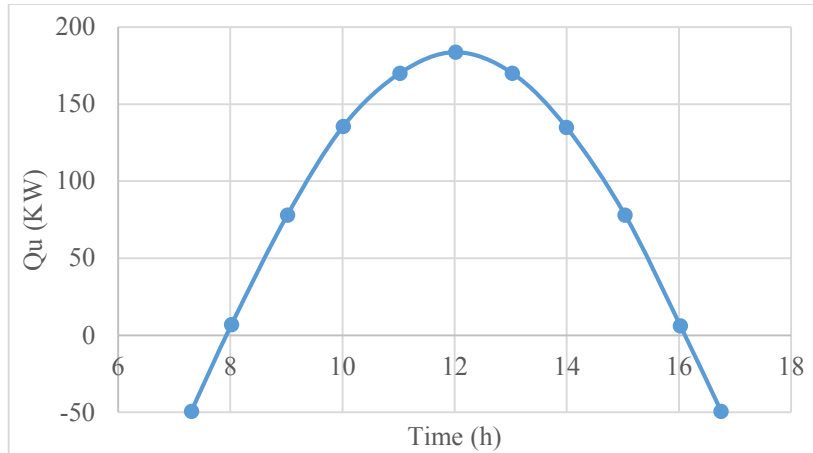
Fig. 1. Diagram of the solar system with power cycle

مدل‌سازی و معادلات حاکم

دیاگرام شماتیک سیستم خورشیدی به همراه سیکل توان گذر بحرانی دی اکسید کربن برای تولید سرمایه گرمایش و توان در شکل ۱ نشان داده شده است. با توجه به در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم و اندرکنش گرما، توان، جریان ورودی و خروجی با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی، تحلیل ترمودینامیکی سیستم انجام شده است. شکل‌های ۲ و ۳ به ترتیب تغییرات مقدار توان گرمای مفید دریافتی از خورشید و مقدار توان خالص خروجی بر حسب ساعت در طول روز را نشان می‌دهد. در شکل‌های ۲ و ۳، تغییرات توان گرمای مفید و توان خالص خروجی بر حسب زمان، در بازه زمانی ۷:۰۰ تا ۱۷:۰۰ نشان داده شده است. با نزدیک شدن به ساعات ظهر، گرمای دریافتی توسط کلکتور افزایش می‌یابد و در نتیجه با افزایش بار حرارتی خورشید دمای خروجی کلکتور و گرمای ورودی به سیکل افزایش می‌یابد. دمای خروجی کلکتور همواره از دمای خروجی تانک ذخیره بیشتر می‌باشد که این به دلیل اتلاف انرژی دریافتی

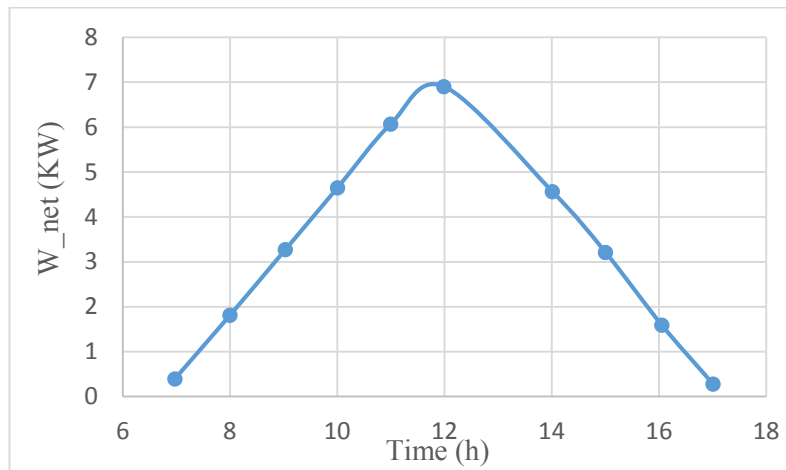
کالینا، سعودی می‌باشند. همچنین وانگ و همکاران [۲۱] به بررسی ترمو اقتصادی و مقایسه دو سیکل توان و رانکین با استفاده از انرژی زمین گرمایی پرداختند. آن‌ها نشان دادند که راندمان ترمودینامیکی در هر دو سیکل در ژنراتور بیشتر از سایر قسمت‌ها می‌باشد.

در این تحقیق، تحلیل بازده انرژی، انرژی و انرژی و انرژی اقتصادی سیکل به منظور ارزیابی عملکرد سیستم مورد مطالعه قرار گرفت. یک سیستم جدید برای تولید توان، حرارت و برودت بر اساس منبع انرژی خورشیدی ارائه گردید. با توجه به وجود انرژی خورشیدی موجود در کشور، استفاده از این انرژی به عنوان راهکاری برای کاهش بیشتر مصرف انرژی الکتریکی در نظر گرفته شده است. همچنین، یک تانک ذخیره گرمایی در هنگامی که انرژی خورشیدی وجود نداشته به سیکل اضافه گشته تا آلاینده‌گی کمتر گردد. در این سیستم از سیکل رانکین آلی به عنوان محرک اولیه استفاده شده و از کلکتورهای استوانه‌ای تو خالی به عنوان جمع کننده‌های انرژی خورشید استفاده می‌گردد. علاوه بر این در این سیستم از یک تانک ذخیره گرمایی برای استفاده در هنگامی که انرژی خورشید وجود ندارد، استفاده شده است.



شکل ۲. تغییرات گرمای دریافتی از کلکتور در طول روز

Fig. 2. Change of solar energy in during a day



شکل ۳. تغییرات توان خالص خروجی در طول روز

Fig. 3. Changes of the net power during a day

جدول ۱. شرایط شبیه سازی سیستم همزمان توان حرارت و برودت [۲۱]

Table 1. Condition of combined cooling heat and power

مقدار	شرایط
۲۳۰	دمای خروجی هیتر کمکی (°C)
۱۸۰	دمای ورودی تانک ذخیره (°C)
۱۵	فشار ورودی توربین (MPa)
۲۲۰	دمای ورودی توربین (°C)
۷/۶	فشار خروجی توربین (MPa)
۳۶	دمای ورودی جت پمپ (°C)
۵/۴۷	فشار خروجی جت پمپ (MPa)
۷۰	دمای خروجی هیتر (°C)
۵	دمای تبرید (°C)
٪۸۵	بازده آیزنتروپیک توربین
٪۸۰	بازده آیزنتروپیک کمپرسور
۱۰	کمترین اختلاف دمای مبدل حرارتی (°C)

تحت شرایط شبیه سازی ۱۰ کیلوگرم در هر ثانیه در نظر گرفته شده است. در جدول ۱ شرایط شبیه سازی سیستم همزمان توان حرارت و برودت [۲۱] آورده شده است. قانون اول ترمودینامیک طبق معادله (۱) و قانون بقای جرم طبق معادله (۲) تا (۵) و نرخ گرمای مفید دریافتی از کلکتور از معادله (۶) به دست می آید [۲۲]:

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i . h_i \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_j \dot{Q}_j \right) + \Delta_{out}^{in} \left(\sum_k W_k \right) = 0 \quad (1)$$

$$\Delta_{out}^{in} \left(\sum_i \dot{m}_i \right) = 0 \quad (2)$$

$$\dot{m}_6 = 1 + \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_4} \right) \times (1 - x_5) \dot{m}_4 \quad (3)$$

می باشد. با توجه به شکل ۲، توان گرمای مفید به شدت به شار حرارتی بدست آمده از خورشید وابسته می باشند، به طوری که در ساعت ۱۲:۰۰ به بیشترین مقدار خود می رسد و با نزدیک شدن به ساعات غروب خورشید به سمت صفر نزول می کنند. مقدار توان گرمای مفید به شار حرارتی بدست آمده از خورشید وابسته بوده، به طوری که در میانه روز به ماکزیمم مقدار خود می رسد و با غروب خورشید به شدت نزول می کند. سیستم از دو بخش تشکیل شده که عبارتند از:

۱- سیستم کلکتور خورشیدی، که در آن از تانک ذخیره حرارتی و یک گرمکن کمکی در مواقعی که انرژی مورد نیاز را نتوان از خورشید تأمین نمود، استفاده می گردد مانند بعضی از ساعات شبانه روز یا استفاده در روزهای ابری. در این حالت سیال عامل آب است.

۲- سیستم تولید توان گذر بحرانی دی اکسید کربن: در این سیستم از سیال عامل طبیعی دی اکسید کربن، برای تولید توان استفاده شده است.

۱-۱- تحلیل ترمودینامیکی

سیال عبوری در سیکل خورشیدی آب و سیال عبوری در سیکل همزمان دی اکسید کربن گذر بحرانی می باشد که مقدار دبی سیال ورودی به کلکتور

در جدول ۲ نرخ تخریب آگزرژی و بازده آگزرژی هر یک از اجزای سیکل همزمان و سیکل خورشیدی آورده شده است [۲۳].

۱-۳- تحلیل آگزرژی-اقتصادی

تحلیل آگزرژی-اقتصادی یکی از شاخه‌های علوم مهندسی بوده که با ترکیب مناسب ارزیابی ترمودینامیکی، هر یک از اجزای سیستم، بر پایه تحلیل آگزرژی و اصول اقتصادی در داده‌ها، برای طراحی و عملکرد سیستم‌های سرمایه مؤثر می‌باشد. اما این تحلیل با استفاده از تحلیل رایج انرژی و آگزرژی و اقتصادی حاصل نمی‌شود. براساس تعیین تابع هزینه که به پارامترهای مهم بهینه سازی وابسته است، هزینه اجزای مخصوص بصورت یک تابع از پارامترهای طراحی ترمودینامیکی توضیح داده می‌شود [۲۴]. هدف اصلی آنالیز آگزرژی-اقتصادی مشخص نمودن جریان هزینه و محاسبه هزینه بر واحد آگزرژی جریان تولید سیستم می‌باشد.

۱-۴- محاسبه سطح انتقال حرارت

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی از روابط تجربی استفاده شده است [۲۱]. افت فشار در مبدل‌های حرارتی به عنوان یکی از شرایط همگرایی در محاسبات سطح انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود. برای محاسبه سطح انتقال حرارت و ضریب انتقال حرارت کلی، اطلاعات فیزیکی مبدل‌های حرارتی و مشخصه‌های جریان در آنها نیاز می‌باشد. برای تعیین ضریب انتقال حرارت کلی باید نوع مبدل مشخص گردد. در سیکل مورد مطالعه از کلکتور سهموی به علت راندمان بالا و اندازه مناسب استفاده شده است. در گرمکن گاز سیکل همزمان، سردکن گاز سیکل همزمان و گرمکن از رژیم جریان تک فازی و در اواپراتور از رژیم جریان دو فازی برای مدل سازی و تعیین ضریب انتقال حرارت کلی و سطح انتقال حرارت استفاده شده است. انتقال حرارت از معادله زیر بدست آمده که در آن ضریب انتقال حرارت کلی، سطح انتقال حرارت و اختلاف دمای لگاریتمی بین سطح سرد و گرم مبدل می‌باشد.

$$Q_s = U_s A_s \Delta t_m \quad (12)$$

همچنین ضریب انتقال حرارت کلی از معادله زیر بدست می‌آید:

$$\frac{1}{U_s} = \frac{1}{h_h} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{h_c} \quad (13)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_9 \quad (4)$$

$$\dot{m}_{12} = \left(\left(x_5 \times \left(1 + \left(\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_4} \right) \right) \right) - 1 \right) \times \dot{m}_{13} \quad (5)$$

$$Q_u = F_R W L \left[S - \frac{U_{lo}}{C} (T_{fi} - T_0) \right] \quad (6)$$

۱-۲- تحلیل آگزرژی

تحلیل آگزرژی با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک بدست آمده که در آن با روش مطلوب تحلیل سیستم‌های انرژی و همچنین شناخت واضح سطوح انرژی، فرآیندهای نامطلوب ترمودینامیکی یک سیستم مشخص می‌گردد. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، توازن آگزرژی را می‌توان به صورت زیر در نظر گرفت [۲۲]:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (7)$$

$$E_H = \left(1 - \frac{T_0}{T_{hc}} \right) Q_H \quad (8)$$

$$E_u = \left(1 - \frac{T_0}{T_{sc}} \right) Q_u \quad (9)$$

$$E_E = m_E \cdot [(h_{E,in} - h_{E,out}) - T_0 (s_{E,in} - s_{E,out})] \quad (10)$$

$$\eta_{exg} = \frac{W_{Net} + E_E + E_H}{E_u} \quad (11)$$

جدول ۲. نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی

Table 2. Rate of Exergy destruction

اجزا	نرخ تخریب انرژی	بازده انرژی
گرمکن	$\dot{E}x_{D,H} = (\dot{E}x_2 + \dot{E}x_3) - (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{24})$	$\eta_{Ex,H} = \frac{\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24}}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3}$
توربین	$\dot{E}x_{D,TUR} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 - \dot{W}_{TUR}$	$\eta_{Ex,TUR} = \frac{\dot{W}_{TUR}}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2}$
خنک‌کن گاز	$\dot{E}x_{D,GC} = (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{21}) - (\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{22})$	$\eta_{Ex,GC} = \frac{\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{22}}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4}$
جت پمپ	$\dot{E}x_{D,EJ} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_9 - \dot{E}x_5$	$\eta_{Ex,EJ} = \frac{\dot{E}x_{D,EJ}}{\dot{E}x_4 + \dot{E}x_9}$
جداساز	$\dot{E}x_{D,Sep} = \dot{E}x_5 - (\dot{E}x_6 + \dot{E}x_{11})$	$\eta_{Ex,Sep} = \frac{\dot{E}x_{D,Sep}}{\dot{E}x_5}$
گرمکن گاز	$\dot{E}x_{D,GH} = (\dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{17}) - (\dot{E}x_1 + \dot{E}x_{18})$	$\eta_{Ex,GH} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_1}{\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}}$
کمپرسور	$\dot{E}x_{D,Com} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} + \dot{W}_{Com}$	$\eta_{Ex,Com} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{W}_{Com}}$
شیر انبساط ۱	$\dot{E}x_{D,Yal-1} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_6$	$\eta_{Ex,Yal-1} = \frac{\dot{E}x_6}{\dot{E}x_7}$
شیر انبساط ۲	$\dot{E}x_{D,Yal-2} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{10}$	$\eta_{Ex,Yal-2} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_{12}}$
اوپراتور	$\dot{E}x_{D,Eva} = (\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{19}) - (\dot{E}x_{20} + \dot{E}x_9)$	$\eta_{Ex,Eva} = \frac{\dot{E}x_{D,Eva}}{\dot{E}x_{19} + \dot{E}x_8}$
تانک ذخیره	$\dot{E}x_{D,St} = (\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}) + (\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17})$	$\eta_{Ex,St} = \frac{\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15}}{\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}}$

$$Re = \frac{GD_h}{\eta} \quad (15)$$

در معادله (۱۳)، و به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سمت گرم و سرد می‌باشد. عدد ناسلت در مبدل حرارتی از معادله (۱۴) بدست می‌آید [۲۱]:

$$Nu = 0.724 \left(\frac{6\beta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (14)$$

که در آن G سرعت جرمی D_h قطر هیدرولیکی کانال که به صورت

زیر بدست می‌آید:

$$G = \frac{m}{N_{ch}bw} \quad (16)$$

عدد رینولدز نیز از معادله (۱۵) بدست می‌آید:

$$C_j = c_j \dot{E}x_j \quad (21)$$

$$D_h = \frac{4A}{C} = \frac{4Wb}{2(W+b)} \quad (17)$$

نرخ هزینه کلی هر یک از اجزای سیستم از معادله (۲۲) به دست می‌آید که بیانگر مجموع هزینه اولیه خریداری و هزینه تعمیر و نگهداری می‌باشد:

و عدد پرانتل نیز از معادله زیر بدست می‌آید:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_K^{Cl} + \dot{Z}_K^{OM} \quad (22)$$

$$Pr = \frac{c_p H}{K} \quad (18)$$

$$\dot{Z}_k^{OM} = \gamma_k \dot{Z}_k + \omega_k \dot{E}x_{p,k} + R_k \quad (23)$$

که در این معادله K ضریب انتقال حرارت هدایتی و لزجت سیال و ظرفیت گرمایی ویژه می‌باشد.

$$\dot{Z}_K^{Cl} = \frac{Z_k \cdot CRF}{\tau} \quad (24)$$

۱-۵- محاسبات هزینه

که در این معادله Z_k هزینه خریداری اجزای k ام، τ ساعات کارکرد سالانه و ضریب بازگشت سرمایه، γ_k و ω_k به ترتیب مقادیر ضرایب مربوط به هزینه‌های عملکردی و نگهداری ثابت و متغیر می‌باشد. R_k نیز شامل تمام هزینه‌های عملکردی و نگهداری متفرقه‌ای بوده که مستقل از هزینه‌های سرمایه‌گذاری و انرژی محصولاتی می‌باشد. به دلیل کوچک بوده دو ترم آخر در طرف راست معادله نسبت به ترم اول، از این ترم‌ها در مقابل ترم اول چشم‌پوشی می‌گردد. ضریب بازگشت سرمایه به نرخ سود و عمر مفید دستگاه‌ها وابسته است و ضریب بازگشت سرمایه تابعی از نرخ سود بوده و به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۶]:

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (25)$$

به طوری که i نرخ سود سالیانه و n تعداد سال‌های عملکرد مفید دستگاه می‌باشد. هزینه مبدل حرارتی از معادله زیر به دست می‌آید:

$$Z_{HEX} = \frac{527.7}{397} \times \quad (26)$$

$$(B_{1,HEX} + B_{2,HEX} F_{M,HEX} F_{P,HEX}) F_S C_{HEX}^0$$

معادله موازنه هزینه برای اجزای K ام نشان می‌دهد که مجموع نرخ‌های هزینه جریان انرژی موجود در داخل حجم کنترل برابر با مجموع نرخ‌های هزینه جریان ورودی بعلاوه مقادیر هزینه‌های مرتبط با سرمایه‌گذاری و تعمیر و نگهداری می‌باشد. مجموع دو ترم آخر با عبارت \dot{Z}_k مشخص می‌گردد. براساس محاسبه هزینه واحد انرژی، معادله موازنه هزینه به همراه معادلات کمکی برای هر یک از اجزای سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد. برای یک سیستم دریافت‌کننده انرژی گرمایی و تولید توان، معادله موازنه هزینه به صورت زیر می‌باشد [۲۵]

$$\dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{Z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (19)$$

که در آن c هزینه بر واحد هر جریان انرژی می‌باشد. $\dot{C}_{q,k}$ و $\dot{C}_{w,k}$ نیز به ترتیب نرخ هزینه توان خروجی از اجزای سیستم و نرخ انرژی گرمایی ورودی به اجزا می‌باشد. معادله (۱۳) نشان می‌دهد که نرخ کل هزینه‌های انرژی جریان خروجی مساوی با نرخ کل هزینه‌های انرژی جریان ورودی بعلاوه نرخ کل هزینه‌های انجام شده در فرایندها می‌باشد. موازنه‌های هزینه معمولاً طوری نوشته می‌شود که تمامی ترم‌ها مثبت باشند. با استفاده از معادله (۱۳) می‌توان نوشت [۲۵]

$$\sum (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = \quad (20)$$

$$c_{q,k} \dot{E}x_{q,k} + \sum (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k$$

$$[\dot{E}x_k] \times [c_k] = [\dot{C}_k] \quad (30)$$

که در آن $[\dot{E}x_k]$ ، $[c_k]$ و $[\dot{C}_k]$ به ترتیب ماتریس نرخ انرژی (بدست آمده از آنالیز انرژی)، بردار هزینه انرژی (محاسبه شده) و بردار ضرایب \dot{Z}_k (بدست آمده از تحلیل اقتصادی) می‌باشد. معادلات موازنه هزینه و معادلات کمکی هر یک از اجزای سیستم از معادله (۳۰) تا (۵۰) به دست می‌آید. معادله موازنه هزینه و معادله کمکی گرمکن از روابط ذیل بدست می‌آید [۲۷]:

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{24} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{Heater} \quad (31)$$

$$\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2} \quad or \quad c_2 = c_3 \quad (32)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی خنک‌کن گاز از معادله (۳۳) و (۳۴) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_{22} = \dot{C}_3 + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{GasC} \quad (33)$$

$$\frac{\dot{C}_{22}}{\dot{E}x_{22}} = \frac{\dot{C}_{21}}{\dot{E}x_{21}} \quad or \quad c_{22} = c_{21} \quad (34)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی گرمکن گاز از معادله (۳۵) و (۳۶) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{18} + \dot{C}_1 = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{GasH} \quad (35)$$

$$\frac{\dot{C}_{18}}{\dot{E}x_{18}} = \frac{\dot{C}_{17}}{\dot{E}x_{17}} \quad or \quad c_{18} = c_{17} \quad (36)$$

$$Z_{HEX} = \frac{527.7}{397} \times (B_{1,HEX} + B_{2,HEX} F_{M,HEX} F_{P,HEX}) F_S C_{HEX}^0 \quad (27)$$

$B_{1,HEX}$ و $B_{2,HEX}$ ضرایب ثابتی هستند. ضریب $F_{M,HEX}$ ضریب مواد مبدل و $F_{P,HEX}$ ضریب فشار و F_S ضریب اضافی مربوط به مواد، لوله‌های اضافه، بار، نیروی کارگر و...، C_{HEX}^0 هزینه اولیه مبدل‌های حرارتی است که از کربن استیل ساخته شده و از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\log C_{HEX}^0 = K_{1,HEX} + K_{2,HEX} \log A_{HEX} + K_{3,HEX} (\log A_{HEX})^2 \quad (28)$$

$K_{1,HEX}$ ، $K_{2,HEX}$ ، $K_{3,HEX}$ برای هر نوع مبدل حرارتی ثابت می‌باشد و A_{HEX} سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی می‌باشد. ضریب فشار مبدل حرارتی از معادله زیر به دست می‌آید:

$$\log F_{P,HEX} = C_{1,HEX} + C_{2,HEX} \log P_{HEX} + C_{3,HEX} (\log P_{HEX})^2 \quad (29)$$

$C_{1,HEX}$ ، $C_{2,HEX}$ ، $C_{3,HEX}$ برای هر نوع مبدل حرارتی ثابت می‌باشد و P_{HEX} فشار طراحی مبدل حرارتی است.

۲- موازنه هزینه

برای تخمین زدن هزینه تخریب انرژی در هر یک از اجزای سیستم، ابتدا باید تابع موازنه هزینه برای هر یک از اجزا حل شود. در موازنه هزینه، معادله (۱۲)، ممکن است بیش از یک جریان ورودی و خروجی برای بعضی از اجزا وجود داشته باشد. در این حالت، تعداد پارامترهای هزینه نامعین، بیشتر از تعداد موازنه‌های هزینه اجزا می‌شود، در نتیجه می‌توان از معادلات انرژی-اقتصادی کمکی برای حل معادلات استفاده کرد. برای اجرای معادله (۱۳) برای هر یک از اجزا به همراه معادلات کمکی سیستم معادلات خطی می‌توان از ماتریس نرخ انرژی استفاده نمود [۲۷]:

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی تانک ذخیره از معادله (۴۵) و (۴۶) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{16} = \dot{C}_{18} + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{tst} \quad (45)$$

$$\frac{\dot{C}_{16}}{\dot{Ex}_{16}} = \frac{\dot{C}_{15}}{\dot{Ex}_{15}} \quad or \quad c_{15} = c_{16} \quad (46)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی کلکتور سهموی از معادله (۴۷) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{15} = \dot{C}_{16} + \dot{Z}_{ppsc} \quad (47)$$

معادلات کمکی لازم برای حل مجهولات موجود از معادله (۴۸) بدست می‌آید:

$$\frac{\dot{C}_{Tur}}{\dot{W}_T} = \frac{\dot{C}_{Com}}{\dot{W}_{Com}} \quad c_{Tur} = c_{Com} \quad (48)$$

به دلیل کوچک بودن \dot{C}_{ppsc} ، c_{r1} ، c_{r2} ، c_{r3} در این روابط می‌توان از مقادیر آن صرف نظر نمود.

$$\dot{C}_{total} = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dots + \dot{C}_{24} + \dot{C}_{com} + \dot{C}_{tur} + \dot{C}_{ihst} \quad (49)$$

$$\dot{C}_{total} = \dot{C}_1 + \dot{C}_2 + \dot{C}_3 + \dots + \dot{C}_{24} + \dot{C}_{com} + \dot{C}_{tur} + \dot{C}_{ihst} \quad (50)$$

۳- بحث و بررسی نتایج

برای اعتبار سنجی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، بازده گرمایی و بازده انرژی سیکل کار حاضر با مقاله وانگ و همکاران، مقایسه شده است و نتایج آن در جدول ۳ آورده شده است. در شکل‌های ۴ و ۵ نتایج بازده گرمایی و بازده انرژی با دقت بسیار خوبی برای مقادیر مقاله وانگ و همکاران [۲۱]

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی توربین از معادله (۳۷) و (۳۸) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_T = \dot{C}_1 + \dot{Z}_{tur} \quad (37)$$

$$\frac{\dot{C}_2}{\dot{Ex}_2} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{Ex}_1} \quad or \quad c_2 = c_1 \quad (38)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی جت پمپ از معادله (۳۹) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_5 = \dot{C}_4 + \dot{C}_9 \quad (39)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی اواپراتور از معادله (۴۰) و (۴۱) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_9 + \dot{C}_{20} = \dot{C}_8 + \dot{C}_{19} + \dot{Z}_{Eva} \quad (40)$$

$$\frac{\dot{C}_8}{\dot{Ex}_8} = \frac{\dot{C}_9}{\dot{Ex}_9} \quad or \quad c_9 = c_8 \quad (41)$$

معادله موازنه هزینه و معادله کمکی جداساز از معادله (۴۲) و (۴۳) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{11} + \dot{C}_6 = \dot{C}_5 \quad (42)$$

$$\frac{\dot{C}_{11}}{\dot{Ex}_{11}} = \frac{\dot{C}_6}{\dot{Ex}_6} \quad or \quad c_{11} = c_6 \quad (43)$$

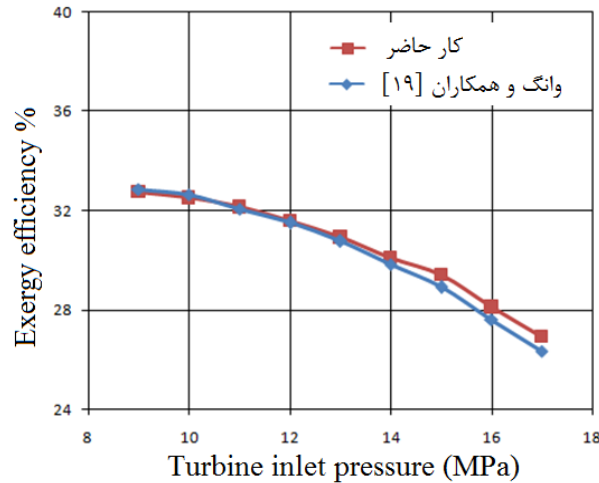
معادله موازنه هزینه و معادله کمکی کمپرسور از معادله (۴۴) بدست می‌آید:

$$\dot{C}_{14} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{Com} + \dot{Z}_{Com} \quad (44)$$

جدول ۳. مقایسه نتایج سیکل همزمان پیشنهادی

Table 3. Comparing results combined cycle

کار حاضر	وانگ و همکاران [۲۱]	
۱۳۵/۰۲	۱۳۵/۲۷	گرمای دریافتی از کلکتور (kW)
۲۵	۲۵/۱۸۲	توان توربین (kW)
۲۴/۷۱	۲۵/۰۷	توان کمپرسور (kW)
۷/۶۹۸	۷/۹۶	توان سرمایشی (kW)
۶۳/۳	۶۳/۵۴۵	توان گرمایشی (kW)
۱۶/۳۴	۱۶/۳۱	اگزرژی گرمایی (kW)
۰/۳۱۱	۰/۲۸۶	اگزرژی سرمایشی (kW)
۵۸/۰۱	۵۸/۰۲۲	اگزرژی ورودی از کلکتور (kW)
۵۳/۶۲	۵۳/۰	بازده گرمایی سیستم (%)
۲۹/۴۱	۲۸/۸	بازده اگزرژی سیستم (%)
۱۳۹/۸	-	هزینه بر واحد زمان (\$/MJ)



شکل ۴. اثر فشار ورودی توربین بر بازده اگزرژی سیستم

Fig. 4. Effect of turbine inlet pressure on exergy efficiency

و مقادیر مدل سازی کار حاضر، تحت شرایط افزایش فشار ورودی توربین نشان داده است: نتایج کار حاضر که با استفاده از نرم افزار حل کننده معادلات مهندسی^۱ بدست آمده و با نتایج وانگ و همکاران [۲۱] دارای ۱/۱۶۹٪ خطای محدود در بازده گرمایی و ۲/۱۱۸٪ خطا در بازده اگزرژی می باشد. تحلیل ترمودینامیکی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی یک سیکل تولید همزمان گذر بحرانی دی اکسید کربن همراه با محرک خورشیدی در این مطالعه انجام شد. به دلیل اینکه شدت شار حرارتی دریافتی از خورشید در طول روز و

ساعت متغیر می باشد، مدل استاتیکی قادر به تحلیل سیستم نمی باشد، در نتیجه از مدل دینامیکی برای تعیین شار حرارتی در هر ساعت استفاده گردیده است. در این بخش با توجه به در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم و اندرکنش گرما، کار، جریان ورودی و خروجی با استفاده از معادلات بقای جرم و انرژی، تحلیل ترمودینامیکی سیستم انجام شده است. نتایج حاصل از شبیه سازی ترمودینامیکی سیستم معرفی شده در جدول ۴ آورده شده است. این نتایج با استفاده از نرم افزار حل کننده معادلات مهندسی^۱ به دست آمده است.

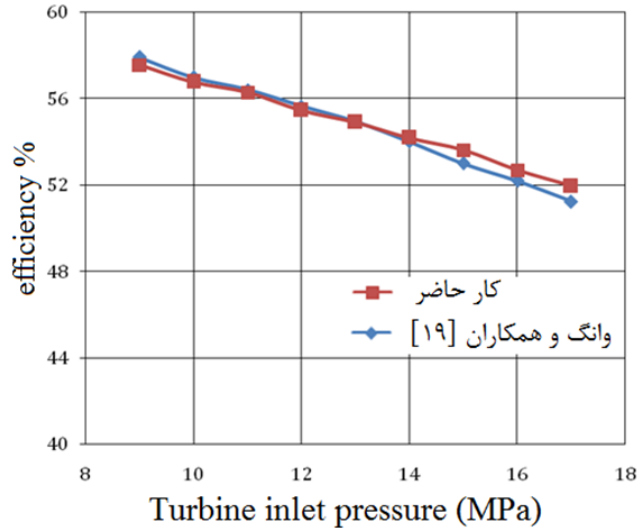
در شکل های ۴ و ۵ اثر فشار ورودی توربین بر عملکرد سیستم نشان

1 Engineering Equation Solver (EES)

جدول ۴. نتایج شبیه سازی ترمودینامیکی سیستم همزمان

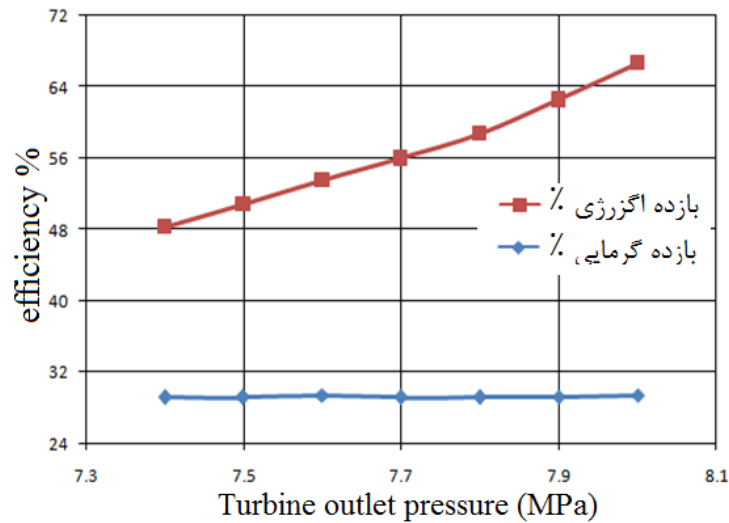
Table 4. Thermodynamic results of combined cycle

نقاط	دما (°C)	فشار (MPa)	انرژی (kJ/kg)	دبی جرمی (kg/s)
۱	۲۲۰	۱۸	۲۹۴/۱	۰/۵۵۵۵
۲	۱۴۳/۲	۷/۶	۲۴۳/۷	۰/۵۵۵۵
۳	۷۰	۷/۶	۲۱۵/۲	۰/۵۵۵۵
۴	۳۶	۷/۶	۲۰۶/۴	۰/۵۵۵۵
۵	۱۸/۰۴	۵/۴۷	۱۹۸/۸	۰/۷۲۴۹
۶	۱۸/۰۴	۵/۴۷	۴۲/۷	۰/۰۳۲۶
۷	۵	۳/۹۶۹	۱۹۳/۴	۰/۰۳۲۶
۸	۵	۳/۹۶۹	۱۸۸/۷	۰/۱۶۹۳
۹	۵	۳/۹۶۹	۱۸۷	۰/۱۶۹۳
۱۰	۵	۳/۹۶۹	۱۸۷/۶	۰/۱۳۶۷
۱۱	۱۸/۰۴	۵/۴۷	۱۹۷/۸	۰/۶۹۲۲
۱۲	۱۸/۰۴	۵/۴۷	۱۹۷/۸	۰/۱۳۶۷
۱۳	۱۸/۰۴	۵/۴۷	۱۹۷/۸	۰/۵۵۵۵
۱۴	۹۷/۳۱	۱۵	۲۳۵/۳	۰/۵۵۵۵
۱۵	۲۳۲/۹	۴	۲۴۶/۳	۱۰
۱۶	۲۳۰	۴	۲۴۰/۵	۱۰
۱۷	۲۳۰	۴	۲۴۰/۵	۰/۴۵۲۷
۱۸	۱۸۰	۴	۱۵۱	۰/۴۵۲۷
۱۹	۷۰	۰/۱۰۱۴	۱۹/۵۱	۰/۰۴۷
۲۰	۳۰	۰/۱۰۱۴	۱/۵۷۹	۰/۰۴۷
۲۱	۳۰	۰/۱۰۱۴	۱/۵۷۹	۰/۲۱۶۹
۲۲	۸۰	۰/۱۰۱۴	۲۶/۷۳	۰/۲۱۶۴
۲۳	۳۰	۰/۶	۲/۰۷۷	۰/۰۲۳۹۳
۲۴	۱۷۰	۰/۶	۸۱۹/۲	۰/۰۲۳۹۳



شکل ۵. اثر فشار ورودی توربین بر بازده گرمایی سیستم

Fig. 5. Effect of turbine inlet pressure on thermal efficiency



شکل ۶. اثر فشار خروجی توربین بر عملکرد سیستم

Fig. 6. Effect of turbine outlet pressure on thermal efficiency

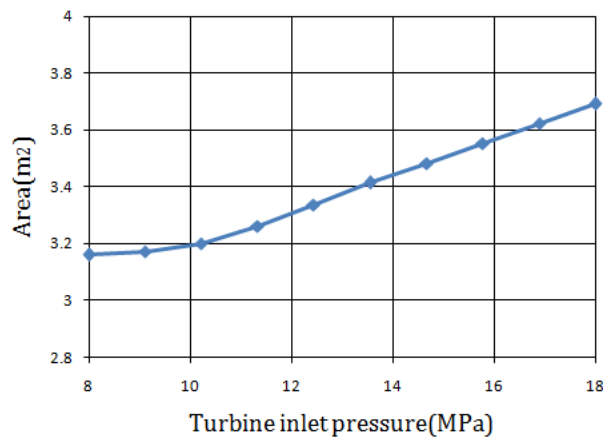
اگزورژی و گرمایی کاهش یافته که به دلیل وابستگی آنها به گرمای حاصل از گرمکن و ظرفیت گرمایی و کار کمپرسور و کار توربین می‌باشد. در شکل ۶ اثر فشار خروجی توربین بر عملکرد سیستم نشان داده شده است. با افزایش فشار خروجی توربین افت انتالپی در توربین کاهش یافته و در نتیجه توان خروجی توربین کاهش می‌یابد. برای ثابت ماندن شرایط ورودی و خروجی کمپرسور، توان کمپرسور ثابت نگه داشته می‌شود. با افزایش فشار

داده شده است. با افزایش فشار ورودی توربین، توان خروجی توربین و توان ورودی کمپرسور افزایش می‌یابد که به دلیل افزایش نسبت فشار توربین و کمپرسور می‌باشد. همچنین با افزایش فشار ورودی توربین، گرمای حاصل از سیکل کاهش یافته که به دلیل کاهش دمای خروجی از توربین می‌باشد. ظرفیت سرمایشی سیکل نیز افزایش می‌یابد که آن نیز به دلیل افزایش دمای خروجی از کمپرسور می‌باشد. در نهایت با افزایش فشار ورودی توربین بازده

جدول ۵. مساحت سطح انتقال حرارت از مبدل‌های حرارتی

Table 5. Heat transfer Area of heat exchangers

مبدل حرارتی	سطح انتقال حرارت (مترمربع)
اوپراتور	۰/۶۷۷
خنک کن گاز	۱/۰۷
گرمکن گاز	۱/۲۴۵
گرمکن	۰/۵۳۳
مجموع	۳/۵۲۵



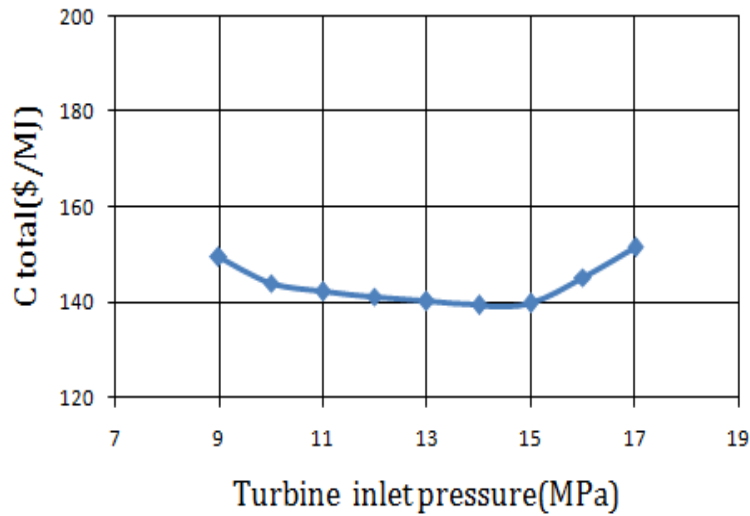
شکل ۷. اثر فشار ورودی توربین بر مجموع مساحت مبدل‌ها

Fig. 7. Effect of turbine inlet pressure on sum of heat exchanger area

افزایش یافته که دلیل آن این است که با افزایش فشار، دمای ورودی بخار به توربین نیز افزایش یافته و برای داشتن نرخ انتقال گرمای بیشتر با توجه به دمای بالاتر، نیاز به سطح تبادل حرارتی بیشتر خواهد بود. بر این اساس با افزایش دما می‌تواند دبی جرمی دی اکسید کربن افزایش یابد تا نرخ صعودی تولید گرما بیشتر گردد. به عبارتی دیگر، با افزایش فشار، دمای سیال عامل نیز افزایش می‌یابد. افزایش دما در سیال عامل دی اکسید کربن با افزایش نرخ انتقال گرما اتفاق می‌افتد. در نتیجه برای افزایش نرخ انتقال گرما، نیاز به سطح انتقال حرارت بزرگتری برای تمامی مبدل‌هایی موجود در سیکل می‌باشد. همان طور که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، هزینه بر واحد کار خالص خروجی ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. با افزایش فشار ورودی توربین کار خالص خروجی در ابتدا افزایش و سپس کاهش یافته و از طرفی با افزایش ورودی توربین دبی جرمی سیال کاری کاهش یافته که خود سبب کاهش هزینه توربین می‌گردد. در نتیجه با افزایش فشار ورودی توربین،

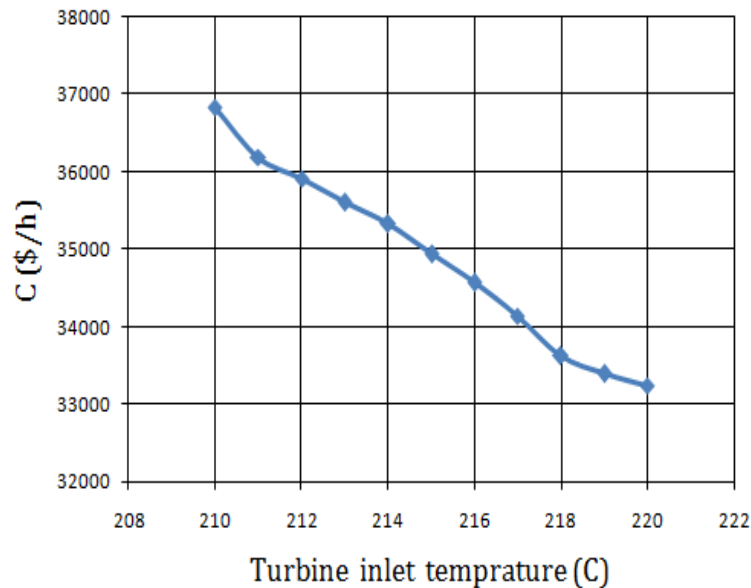
خروجی توربین، دمای خروجی از آن افزایش یافته و در نتیجه گرمای حاصل از گرمکن سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش فشار خروجی توربین، فشار جریان اولیه ورودی به جت پمپ افزایش یافته و در نتیجه سرعت جریان در خروجی نازل جت پمپ، افزایش می‌یابد. این امر به مکش جریان ثانویه جت پمپ کمک کرده و کیفیت دی اکسید کربن که جت پمپ را ترک می‌کند، کاهش می‌دهد. همچنین، دبی جرمی بخار اشباع ورودی به اوپراتور را کاهش داده و باعث کاهش کیفیت دی اکسید کربن ورودی به اوپراتور می‌شود. بنابراین اختلاف انتالی در اوپراتور افزایش یافته و سرمایه‌های حاصل از اوپراتور، بازده گرمایی و آگزرژی افزایش می‌یابد. در جدول ۵ مساحت هر یک از مبدل‌های حرارتی تحت شرایط شبیه سازی مطابق با جدول ۳ آورده شده است.

همان طور که در شکل ۷ مشاهده می‌شود با افزایش فشار ورودی توربین، مجموع سطح انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی به طور یکنواخت



شکل ۸. اثر فشار ورودی توربین بر مقادیر هزینه بر واحد توان

Fig. 8. Effect of turbine inlet pressure on cost



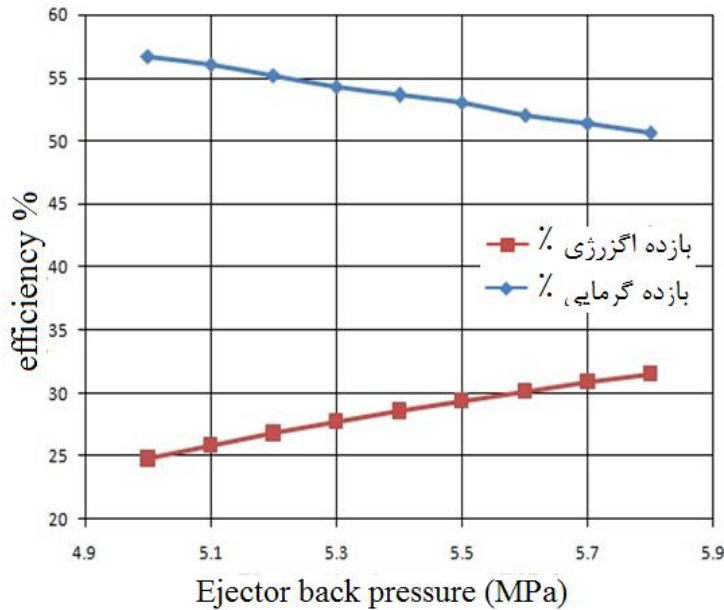
شکل ۹. اثر دمای ورودی توربین بر نرخ هزینه تخریب انرژی

Fig. 9. Effect of turbine inlet temperature on rate of exergy destruction rate

ورودی و خروجی آن کاهش یافته که این کاهش اختلاف دما سبب کاهش نرخ تخریب انرژی و در نتیجه کاهش نرخ هزینه تخریب انرژی می‌گردد. در شکل ۱۰ اثر فشار خروجی توربین بر عملکرد سیستم نشان داده شده است. با افزایش فشار خروجی توربین افت آنتالپی در توربین کاهش یافته و در نتیجه کار خروجی توربین کاهش می‌یابد. برای ثابت ماندن شرایط ورودی

هزینه بر واحد کار خالص خروجی در ابتدا کاهش یافته که به دلیل کاهش هزینه و افزایش کار خالص خروجی می‌باشد و سپس افزایش یافته که به دلیل کاهش هزینه و کاهش کار خالص خروجی خواهد بود.

شکل ۹ تغییرات نرخ هزینه تخریب انرژی بر حسب دمای ورودی توربین را نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی توربین، اختلاف دمای



شکل ۱۰. اثر فشار خروجی توربین بر عملکرد سیستم

Fig. 10. Effect of ejector back pressure on efficiency

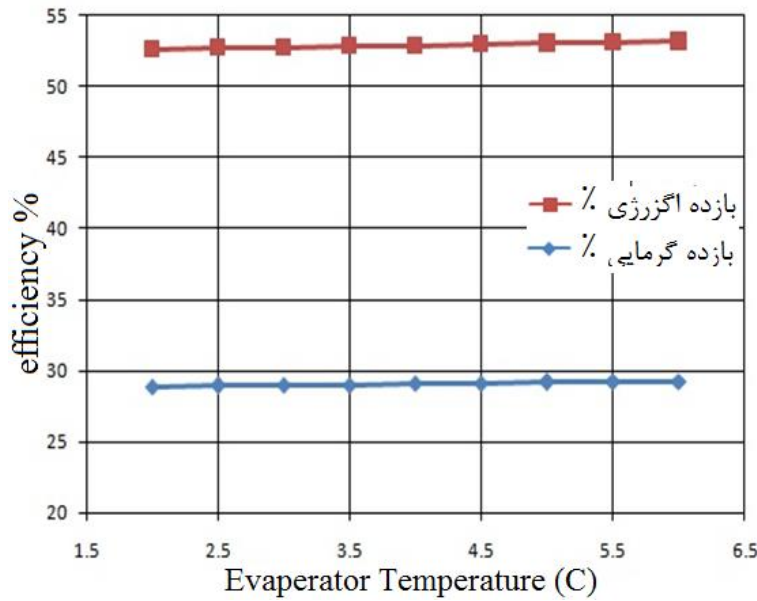
و همچنین دبی جرمی جریان اولیه ثابت و دبی جرمی جریان ثانویه افزایش می‌یابد، ظرفیت سرمایی سیستم بالا می‌رود. بخاطر وجود همزمان اثر اختلاف انتالپی و اثر دبی جرمی در اواپراتور، سرمایش حاصل از سیستم به مقدار اندکی افزایش می‌یابد که این امر سبب افزایش اندک بازده گرمایی و انرژی در سیستم می‌شود.

۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه به بررسی یک سیکل پایدار برای تون و تبرید گذر بحرانی دی اکسید کربن همراه با جت پمپ با استفاده از انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرما پرداخته شده است. با افزایش فشار خروجی توربین، فشار جریان اولیه ورودی به جت پمپ و سرعت جریان در خروجی نازل جت پمپ، افزایش می‌یابد. این امر به مکش جریان ثانویه جت پمپ کمک کرده و کیفیت دی اکسید کربن که جت پمپ را ترک می‌کند، کاهش می‌دهد. همچنین، دبی جرمی بخار اشباع ورودی به اواپراتور را کاهش داده و باعث کاهش کیفیت دی اکسید کربن ورودی به اواپراتور می‌شود. بنابراین اختلاف انتالپی در اواپراتور افزایش یافته و سرمایش حاصل از اواپراتور و بازده گرمایی و انرژی افزایش می‌یابد. افزایش فشار خروجی توربین، فشار جریان اولیه ورودی به جت پمپ افزایش یافته و در نتیجه سرعت جریان نازل جت پمپ را ترک می‌کند، افزایش می‌یابد. این امر به مکش جریان

و خروجی کمپرسور، کار کمپرسور ثابت نگه داشته می‌شود. با افزایش فشار خروجی توربین، دمای خروجی از آن افزایش یافته و در نتیجه گرمای حاصل از گرمکن سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش فشار خروجی توربین، فشار جریان اولیه ورودی به جت پمپ افزایش یافته و در نتیجه سرعت جریان که نازل جت پمپ را ترک می‌کند، افزایش می‌یابد. این امر به مکش جریان ثانویه جت پمپ کمک کرده و کیفیت دی اکسید کربن که جت پمپ را ترک می‌کند، کاهش می‌یابد. همچنین، دبی جرمی بخار اشباع ورودی به اواپراتور را کاهش داده که منجر به کاهش کیفیت دی اکسید کربن ورودی به اواپراتور می‌شود. بنابراین اختلاف انتالپی در اواپراتور افزایش یافته و سرمایش حاصل از اواپراتور و بازده گرمایی و انرژی افزایش می‌یابد.

در شکل ۱۱ اثر دمای اواپراتور بر عملکرد سیستم بررسی شده است. دمای اواپراتور بر کار توربین و کار کمپرسور و گرمای حاصل از سیستم، اثرگذار نمی‌باشد. با افزایش دمای اواپراتور سرمایش حاصل به مقدار اندکی افزایش و گرمای نهان کاهش می‌یابد، که به دلیل افزایش فشار اواپراتور می‌باشد و از طرفی کیفیت دی اکسید کربن که جت پمپ را ترک می‌کند بالا رفته که دبی جرمی بخار اشباع که به اواپراتور برگشت داده می‌شود، را افزایش می‌دهد و همچنین کیفیت دی اکسید کربن ورودی به اواپراتور، افزایش می‌یابد. در نتیجه، اختلاف انتالپی در اواپراتور کاهش یافته که سبب کاهش سرمایش تولید شده در سیستم می‌گردد. به عبارت دیگر، چون فشار



شکل ۱۱. اثر دمای اواپراتور بر عملکرد سیستم

Fig. 11. Effect of evaporator temperature on efficiency

۵- فهرست علائم

سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی	A_{HEX}
ضرایب ثابت	$B_{\nu, HEX}$
	$B_{\tau, HEX}$
نرخ هزینه توان خروجی از اجزای سیستم	$\dot{C}_{w, k}$
نرخ انرژی گرمایی ورودی به اجزا	$\dot{C}_{q, k}$
ظرفیت گرمایی ویژه	C
هزینه اولیه مبدل‌های حرارتی	C_{HEX}
بردار ضرایب \dot{Z}_k (بدست آمده از تحلیل اقتصادی)	$[\dot{C}_k]$
بردار هزینه انرژی	$[c_k]$
ضریب بازگشت سرمایه	CRF
ماتریس نرخ انرژی	$[\dot{E}x_k]$
انرژی	E
نرخ تخریب انرژی	\dot{E}
ضریب مواد مبدل	$F_{M, HEX}$
ضریب فشار	$F_{P, HEX}$
ضریب اضافی مربوط به مواد، لوله‌های اضافه، بار	F_S
آنتالپی	h
نرخ سود سالیانه	i
فشار طراحی مبدل حرارتی	P_{HEX}

ثانویه جت پمپ کمک کرده و کیفیت دی اکسید کربن که جت پمپ را ترک می‌کند، کاهش می‌یابد. همچنین، دبی جرمی بخار اشباع ورودی به اواپراتور را کاهش داده که منجر به کاهش کیفیت دی اکسید کربن ورودی به اواپراتور را سبب می‌شود. بنابراین اختلاف آنتالپی در اواپراتور افزایش یافته و سرمایش حاصل از اواپراتور و بازده گرمایی و انرژی افزایش می‌یابد. همچنین، نتایج نشان می‌دهد که تانک ذخیره بیشترین نرخ تخریب انرژی را در میان اجزای سیستم به دلیل اختلاف دمای زیاد دارد که مقدار آن حدود ۲۹٪ کل نرخ تخریب می‌باشد و با افزایش فشار ورودی توربین از ۹ تا ۱۷ مگا پاسکال بازده انرژی به مقدار ۶/۹۲٪ و بازده گرمایی به مقدار ۵/۸۱٪ کاهش می‌یابد، با افزایش فشار خروجی توربین از ۷/۴ تا ۸ مگا پاسکال، بازده انرژی به مقدار ۰/۶۱٪ و بازده گرمایی سیستم به مقدار ۱۷/۶۵٪ افزایش می‌یابد. افزایش دمای اواپراتور اثر بسیار ناچیزی بر بازده گرمایی و بازده انرژی داشته و با افزایش فشار ورودی توربین از ۸ تا ۱۸ مگا پاسکال، هزینه بر واحد توان ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. بیشترین هزینه بر واحد توان مربوط به سرمایش خروجی از سیکل همزمان بوده به طوری که مقدار آن حدود ۵۳٪ مقدار کل هزینه‌ها است. برای تولید برودت نیاز به ۵۳ درصد مجموع هزینه انرژی صرف شده بوده، در صورتی که برای تولید توان گرمایشی و توان مکانیکی فقط به ۴۷ درصد مجموع کل هزینه‌ها نیاز می‌باشد.

52(9) (2019) 2369-2386.

- [7] h.M.K. rabiei R, zoghi M, yari M., Energy and Exergoeconomic analysis of combined cogeneration Gas Turbine-Modular Helium Reactor, Kalina cycle and absorption refrigeration cycle, Modares Mechanical Engineering, 18(8) (2018) 113-121.
- [8] H.R. Hadi Ghaebi, Mohammad ebadollahi, Energetic and Exergetic Analysis of a Novel Combined Cooling and Power System by the Integration of Organic Rankine Cycle (ORC) and Ejector Refrigeration System, Energy: Engineering & Managment, 6(2) (2016) 60-73.
- [9] S. Varga, Lebre, P.S., Oliveira, A.C., Readdressing Working Fluid Selection with a View to Designing a Variable Geometry Ejector, International Journal of Low-Carbon Technologies, 10(3) (2013) 205-215.
- [10] K. Smierciew, Gagan, J., Butrymowicz, D., Karwacki, J., Experimental Investigations of Solar Driven Ejector Air-conditioning System, Energy& Buildings, 80 (2014) 260-267.
- [11] S. Safarian, Aramoun, F., Energy and Exergy Assessments of Modified Organic Rankine Cycles (ORCs), Energy Report, 1 (2015) 1-7.
- [12] E. Afshari, Jahantigh, N., Laali, R., Jafari, M., Numerical Study on Performance of Refrigeration Cycle with Double Stage Ejector, Energy Engineering & Management, 4(3) (2014) 20-29.
- [13] J. Wang, Song, Y., Dai, Y., Zhou, E., Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂ power cycle driven by solar energy with liquefied natural gas as its heat sink, Journal of Applied Energy 92 (2012) 194-203.
- [14] K., Javaherdeh, M., Zoghi, Exergoeconomic performance analysis of ammonia-water regenerative Rankine cycle driven by solar energy and LNG as its heat sink, Modares Mechanical Engineering, 16(12) (2017) 733-744.
- [15] B. Liu, Rivière, P., Coquelet, C., Gicquel, R., David, F., Investigation of a two stage Rankine cycle for electric power plants, Applied Energy, 100(1) (2012) 285-294.
- [16] Z.G. Haochen Liu, Yujiong Gu, Ziyuan Mo, Zhiwen Yu,

شار جرمی	\dot{m}
تعداد سال‌های عملکرد مفید دستگاه	n
حرارت	Q
آنتروپی	S
انرژی داخلی	U
توان	W
کیفیت	x
نرخ‌های هزینه جریان انرژی	\dot{Z}_k
علایم یونانی	
بازده انرژی	η_{exg}
ساعات کارکرد سالانه	τ
ضرایب مربوط به هزینه‌های عملکرد	γ_k
ضرایب مربوط نگهداری ثابت و متغیر	ω_k

منابع

- [1] L.D. Leonardo S. Vieira, Manuel E. Cruz, Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator, Energy Conversion and Management 50 (2009) 1955-1967.
- [2] A.G. I. Vaja, Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycle (ORC), Journal of Energy 35(2) (2010) 1048-1093.
- [3] K.R. A. Khaliq, Thermodynamic performance assessment of combustion gas turbine trigeneration system for combined heat cold and power production, ASME Transactions Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 130 (2008) 1-4.
- [4] R.P. H. Wang, K. Harada, E. Miller, R. Ingram-Goble, I. Fisher, Performance of a combined organic rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling, Journal of Energy, 36(1) (2011) 447-458.
- [5] J.a.M. Pirkandi, M. and Khodaparast, Sh., Modeling and analysis of a combined power generation system performance equipped with three electrical energy generators, Amirkabir University of Technology, 49(1) (2017) 185-202.
- [6] O.a.J. Mahdavi keshavar, Ali and Deldar, Saber, Study of Natural Circulation Heat Recovery Steam Generator Transient Behavior Using One Dimensional Model for Evaporator Loop, Amirkabir University of Technology,

- [22] C. Borgnakke, Sonntag, R.E., Fundamentals of Thermodynamics, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2009.
- [23] Q.L. Xi Chen, Jianghai Xu, Yao Chen, Wenbin Li, Zhenyue Yuan, Zhongmin Wan, Xiaodong Wang, Thermodynamic study of a hybrid PEMFC-solar energy multi-generation system combined with SOEC and dual Rankine cycle, Energy Conversion and Management, 226 (2020).
- [24] T.A.B. Fidelis I. Abam, Ogheneruona E. Diemuodeke, Ekwe B. Ekwe, Keneth N. Ujoatuonu, John Isaac, M.C. Ndukwu,, Thermodynamic and economic analysis of a Kalina system with integrated lithium-bromide-absorption cycle for power and cooling production, Energy Reports, 6 (2020) 1992-2005.
- [25] M.Y. Leyli Ariyanfar, Ebrahim Abdi Aghdam, Energy, exergy, economic, environmental (4E) analyses of a solar organic Rankine cycle to produce combined heat and power Modares Mechanical Engineering, 16(10) (2016) 229-240.
- [26]. A., Aliabadi, M., Zendani, Cost and energy management using cogeneration systems, The Iranian Journal of Mechanical Engineering, 12(2) (2011)1-6.
- [27] K. Javaherdeh, M. Zoghi, Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source, Modares Mechanical Engineering, 16(7) (2016) 308-316.
- Xuehao He, Shuyin Lu, , A regional integrated energy system with a coal-fired CHP plant, screw turbine and solar thermal utilization: Scenarios for China, Energy Conversion and Management, 212 (2020) 112812.
- [17] Z.G. A.H. Mosaffa, L. Garousi Farshi, Thermo economic assessment of a novel integrated CHP system incorporating solar energy based biogas-steam reformer with methanol and hydrogen production, Solar Energy, 178 (2019) 1-16.
- [18] P.Z. J. Wang, X. Niu, Y. Dai, Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO₂ driven by solar energy, Journal of Applied Energy 94 (2012) 58-64.
- [19]. A., Aramesh, J., Jahanshahi, M., Ameri, Thermodynamic and Thermo-Economic Analysis of the Absorption Heat Transformer, Organic Rankine Cycle, and Reverse Osmosis Desalination Combined System, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53 (2021) 639-654. (In persian)
- [20]. M., Abdolalipouradl, M., Rostami, S., Khalilarya, Thermodynamic analysis and comparison of two new tri-generation (hydrogen, power, heating) systems using geothermal energy, Amirkabir Journal of Mechanical Engineering, 53 (2021) 14-14. (In persian)
- [21] M. Li, Wang, J., Li, S., Wang, X., He, W., Dai, Y. , Thermo-economic analysis and comparison of a CO₂ transcritical power cycle and an organic Rankine cycle, Geothermic, 50 (2014) 101-111.

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

K. Javaherdeh, H. Karimi, Thermodynamic and Exergy Economic Analysis Combined Heat Power and Cooling in a Combined Cycle with Ejector Using Solar Energy, Amirkabir J. Mech Eng., 54(3) (2022) 547-566.

DOI: 10.22060/mej.2022.19975.7151



