مجله مهندسی مکانیک مدرس، اسفند1396، دوره 17، شماره 12، ص‌ص 361-372

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

طراحی و تحلیل سیستم جدید سیکل رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز SGT-400 مطالعه موردی: منطقه نار- کنگان(جنوب ایران)

حسین باروتکوب[1]، کاوه حنیفی میانگفشه[2*]، مرتضی یاری[3]

1- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد لشت نشاء- زیباکنار، لشت نشاء

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد لشت نشاء- زیباکنار، لشت نشاء

3- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

*رشت، لشت نشاء، صندوق پستی:013-4113، kaveh.hanifi@lziau.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 11 شهریور 1396

پذیرش: 17 آبان 1396

ارائه در سایت: 24 آذر 1396

کلید واژگان:

اگزرژی- اقتصادی

اگزرژی- زیست محیطی

سیکل رنکین آلی

توربین گاز

گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن

چکیده

در این تحقیق، طراحی و تحلیل یک سیستم تولید همزمان با سیال عامل‌های مختلف از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی مورد مطالعه قرارگرفته است. از مدل اگزرژی- اقتصادی و اگزرژی- زیست محیطی برای بررسی سیستم با تکیه بر هزینه محصولات، استفاده شده است. طراحی سیستم جدید برپایه سیکل رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز جهت برآورده نمودن اهداف موردنیاز ایستگاه تقویت فشار منطقه نار- کنگان می‌باشد. این اهداف عبارتند از: تولید الکتریسیته، توان سرمایش و هزینه‌های تولید. با استفاده از آنالیز حساسیت، پارامترهای دمای ورودی به توربین، دیگ بخار و چگالش و فشار ورودی به توربین مورد مطالعه قرار گرفته است. نتایج نشان می‌دهد که دی‌کلروتری فلورواتان و تولوئن عملکرد بهتری در تولید الکتریسیته (1.612 مگاوات) و تولید سرمایش (6.282 مگاوات) دارند. در حالی‌که دی‌اکسیدکربن از نظر اقتصادی (103.5 دلار بر مگاژول) عملکرد بهتری دارد. با افزایش دما و فشار ورودی به توربین توان سرمایشی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی‌اکسیدکربن که سبب افزایش توان سرمایشی می‌گردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به ترتیب کاهش و افزایش پیدا می‌کند. مجموع هزینه محصولات برای همه سیال عامل‌ها با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد. در حالی‌که برای دی‌اکسیدکربن، در یک فشار بهینه، هزینه به مینیمم مقدار خود می‌رسد. محفظه احتراق و دیگ بخار به دلیل بازگشت ناپذیری‌ها بیشترین نرخ تخریب را در اجزای سیستم دارند.

A novel design and analysis of organic Rankine cycle using gas turbine prime mover Case study: Nar-Kangan (south of Iran)

Hossein Barootkoob[1], Kaveh Hanifi Miangafsheh[1*], Mortaza Yari[2]

1- Department of Mechanical Engineering, Lashtenesha-Zibakenar Branch Islamic Azad University, Lashtenesha, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran
*P.O.B. 013– 4113, Lashtenesha, Rasht, Iran, kaveh.hanifi@lziau.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 02 September 2017
Accepted 08 November 2017
Available Online 15 December 2017

Keywords:
Exergoeconomic
Exergoenvironmental
ORC
Gas turbine
CO_2 transcritical

ABSTRACT

In this paper, the performance of a new design cogeneration cycle with various working fluids is investigated. Exergoeconomic and exergoenvironmental approach are developed to study the thermodynamic performance of the cycle and to assess the total cost of products. The naval design is based on organic Rankine cycle by using the gas turbine prime mover for fulfilling of the main goals of gas comperessor station of Nar-Kangan zone (South of Iran). These goals as follows: production of electricity and refrigeration power (cooling requirement) and total cost of products. According to recent parametric studies, boiler, turbine and condensation temperature and turbine inlet pressure significantly affect the three goals. The results show that dichlorotrifluoroethane (R-123) and toluene have a better performance in producing electricity (1.612MW) and refrigeration power (6.282MW) among other working fluids, while, the carbon dioxide has a better operation to reduce of products cost (103.5$/MJ). So, when the condensation temperature increases the refrigeration power decreases and boiler inlet temperature increases, the refrigeration power decreases. The results reveal that the refrigeration power decreases as the turbine temperatures and pressure increase and condensation temperature decreases; however, there is an optimum turbine inlet pressure (12MPa) in the carbon dioxide cycle for a minimum cost of products. The combustion chamber and boiler have a maximum destruction exergy rate for irreversibility and temperature difference among of system components.

1- مقدمه

با توجه به اهمیت روزافزون مصرف بهینه انرژی و کاهش آلاینده‌های زیست محیطی، روشی که امروزه توجه بیشتری را به دلیل بهره‌وری بالا به خود معطوف کرده، تولید مشترک برق و حرارت[1] است که عبارتست از تولید همزمان

[1] Combined Heat & Power

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

H. Barootkoob, K. Hanifi Miangafsheh, M. Yari, A novel design and analysis of organic Rankine cycle using gas turbine prime mover Case study: Nar-Kangan (south of Iran), *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 361-372, 2018 (in Persian)

برق و حرارت مفید توسط یک سیستم. این فناوری برای اولین بار در نیروگاه‌های سیکل بخار به‌کار گرفته شد و از بخار استخراج شده از سیکل برای مصارف گرمایشی کارخانه و واحدهای اطراف آن استفاده گردید. این ایده تنها به نیروگاه‌های بخار محدود نشد و در طی این سال‌ها، به سایر مولدهای تولید قدرت نیز گسترش داده شد و مطالعات گسترده‌ای در زمینه به‌کارگیری انواع سیکل‌های ترمودینامیکی، به‌صورت همزمان انجام گرفت. احمدی و دینچر[1] [1] با استفاده از تحلیل اگزرژی- زیست محیطی در یک سیستم تولید همزمان بر پایه محرک توربین گاز، نشان دادند که توان خالص خروجی سیستم به ازای افزایش نرخ هزینه ویژه سوخت، نسبت فشار کمپرسور، بازده کمپرسور، بازده توربین و دمای ورودی به توربین افزایش می‌یابد. احمدی و همکاران [2] مدل‌سازی کامل یک سیستم تولید سه‌گانه شامل سیکل توربین گاز، رنکین آلی، چیلر جذبی تک اثره و گرمکن آب خانگی را ارائه دادند. نتایج مدل‌سازی نشان داد که انتشار دی‌اکسیدکربن برای سیستم تولید سه‌گانه نسبت به سیستم‌های رایج کمتر می‌باشد. وانگ و همکاران [3] در یک سیستم پیشنهادی به‌صورت ترکیبی از سیکل رنکین بخار و سیکل تبرید جذبی با مخلوط دوگانه آب- آمونیاک نشان دادند که پارامترهای عملکردی دمای منبع انرژی، دمای محیط، دمای سرمایش، دما و فشار ورودی به توربین و همچنین غلظت آمونیاک محلول اثر بسیار مهمی برروی بازده اگزرژی سیستم دارند. چهار طاقی و بابایی [4] جهت بازیابی حرارت اتلافی در دمای پایین با هدف بررسی تاثیر استفاده از سیالات دو جزئی بر روی سیکل رنکین آلی نشان دادند که بازده حرارتی و اگزرژی افزایش می‌یابد. سان و همکاران [5] با مدل‌سازی یک سیکل گذربحرانی دی‌اکسیدکربن با استفاده از انرژی خورشیدی برای تولید هیدروژن، نشان دادند که با افزایش دمای ورودی توربین و دیگ بخار راندمان اگزرژی سیکل افزایش می‌یابد. حنیفی و همکاران [6]، عملکرد یک سیستم تولید همزمان تحت مدل دینامیکی تابش خورشیدی را با روش اگزرژی- اقتصادی مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که دی‌اکسیدکربن و ان اکتان عملکرد بهتری به ترتیب در میزان تولید هیدروژن و سرمایش دارند. ال- سلیمان[2] و همکاران [7] در یک سیستم جدید تولید توان، حرارت و برودت براساس سیکل رنکین آلی از کلکتورهای استوانه‌ای توخالی به عنوان جمع‌کننده‌های انرژی خورشید و یک تانک ذخیره گرمایی استفاده نمودند که شامل سه حالت عملکردی می‌باشد که عبارتند از: 1- انرژی خورشیدی، 2- انرژی خورشیدی و ذخیره‌سازی آن و 3- ذخیره‌سازی. در این مطالعه نشان داده شد که حداکثر کارایی الکتریکی در سه حالت اشاره شده به ترتیب 15%، 7% و 6.5% می‌باشد. همچنین حنیفی و همکاران [8] سه پیکربندی مختلف از یک سیکل رنکین آلی همراه با منبع خورشیدی، زیست توده و خورشیدی- زیست توده را مورد مطالعه قرار دادند. آن‌ها نشان دادند که سیستم سیکل رنکین آلی با منبع انرژی زیست توده در شرایط عملکردی یکسان، از نظر اقتصادی مقرون به صرفه‌تر می‌باشد.

در این تحقیق طراحی و تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی یک سیکل رنکین آلی گذر بحرانی با محرک توربین گاز SGT-400، جهت تولید توان الکتریکی، گرمایش سوخت و سرمایش گاز متان به عنوان اهداف اصلی متناسب با نیاز ایستگاه تقویت فشار طراحی می‌شود. بدین منظور چهار سیال عامل دی‌اکسیدکربن (حالت پایه)، دی‌کلروتری فلوئوراتان (R-123)، تولوئن و پروپان به کارگیری شده که با استفاده از آنالیز حساسیت، اثر تغییر پارامترهای طراحی فشار و دمای ورودی به توربین، دمای چگالش و دمای ورودی به دیگ بخار بر روی پارامترهای عملکردی سیکل مورد تحلیل قرار گرفته است. همچنین علاوه بر بررسی ترمودینامیکی، تاثیر پارامترهای مذکور بر روی هزینه بر واحد اگزرژی (اگزرژی- اقتصادی) و میزان آلایندگی زیست محیط (اگزرژی- زیست محیطی) در اثر گازهای حاصل از احتراق نیز مورد توجه بوده است. همچنین تاثیر دمای آدیاباتیک شعله نیز بر روی میزان آلاینده‌ها بررسی می‌گردد.

2- تحلیل ترمودینامیکی

"شکل 1"، شماتیک سیکل رنکین آلی طراحی شده با محرک توربین گاز را نشان می‌دهد. تحلیل ترمودینامیکی هریک از اجزای سیستم براساس سه معادله اساسی قانون بقای جرم، قانون اول ترمودینامیک و قانون دوم ترمودینامیک برای یک حجم کنترل در یک فرایند جریان پایدار انجام می‌شود که آن را می‌توان با صرف‌نظر کردن از مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل به‌دلیل ناچیز بودن تغییرات سرعت و ارتفاع، با استفاده از معادلات زیر نشان داد [9]:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_e \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e m_e h_e - \sum_i m_i h_i \quad (2)$$

تحلیل اگزرژی به چهار جزء تقسیم‌بندی می‌گردد که عبارتند از: 1- اگزرژی فیزیکی 2- اگزرژی شیمیایی 3- اگزرژی جنبشی 4- اگزرژی پتانسیل. در اکثر مدل‌سازی‌ها از اگزرژی جنبشی و پتانسیل به‌دلیل تغییرات بسیار کوچک ارتفاع و سرعت چشم‌پوشی می‌گردد [9]. اگزرژی شیمیایی مخصوصا برای سوخت‌ها به‌کار می‌رود. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، موازنه اگزرژی را می‌توان به‌صورت زیر در نظر گرفت [9]:

$$\dot{E}x_Q + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_W + \dot{E}x_D \quad (3)$$

به‌طوری‌که زیرنویس‌های i و e مشخص کننده اگزرژی ورودی و خروجی به داخل حجم کنترل می‌باشند. $\dot{E}x_D$ نیز نرخ تخریب اگزرژی می‌باشد. دیگر ترم‌ها نیز بدین صورت محاسبه می‌شوند [9]:

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex^{\mathrm{PH}} + ex^{\mathrm{CH}} \quad (6)$$

$$ex^{\mathrm{PH}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2 - {V_0}^2}{2} + g(z - z_0) \quad (7)$$

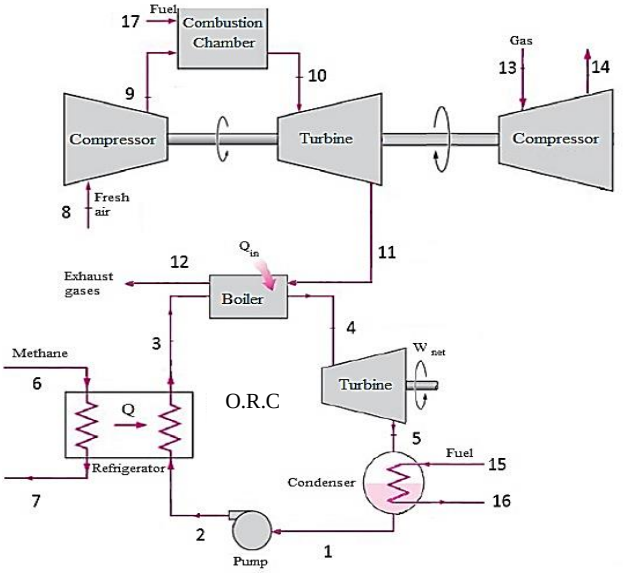

Fig.1 Schematic of organic Rankin cycle designed with SGT-400 gas turbine prime mover

شکل 1 شماتیک سیکل رنکین آلی طراحی شده با محرک توربین گاز SGT-400

[1] Dincer
[2] Al-suleiman

که $\dot{E}x_Q$ و $\dot{E}x_W$ به ترتیب میزان اگزرژی مربوط به انتقال حرارت و کار از میان مرزهای حجم کنترل می‌باشند. معمولا دما و فشار محیط $T_0 = 293\text{K}$ و $P_0 = 101.325\text{kPa}$ در نظر گرفته می‌شوند. جهت محاسبه اگزرژی شیمیایی کل گازهای حاصل از سوختن، ابتدا اگزرژی ترمومکانیکی براساس فرمول (7) و سپس اگزرژی شیمیایی گازها با استفاده از فرمول (9) به‌دست می‌آید [10]:

$$ex_{\text{tm}} = \sum_1^n y_i \left[\left(h_{i,t} - h_{i,t_0}\right) - \text{T}_0\left(s_{i,t}^0 - s_{i,t_0}^0\right) + RT\ln\frac{P}{P_0} \right] \quad (8)$$

$$ex_{\text{ch}} = RT_0 \sum_{i=1}^n N_i \left[\ln\frac{Y_i}{Y_{i,0}} \right] \quad (9)$$

$$ex_{\text{tot}}^{\text{CH}} = ex_{\text{ch}} + ex_{\text{tm}} \quad (10)$$

که R ثابت جهانی گازها و Y_i درصد مولی هر یک از گازهای حاصل از احتراق را نشان می‌دهد. عباراتی که دارای اندیس صفر هستند معرف مقدار متغیر در شرایط محیط می‌باشند. ترکیبات سوخت و هوای محیط (به‌دست آمده از داده‌های واقعی ایستگاه تقویت فشار مورد مطالعه بوده و برگرفته از داده‌های مورد آزمایش توسط واحد آزمایشگاه منطقه مورد مطالعه می‌باشند) مطابق جداول 1 و 2 می‌باشد. بالانس معادله سوخت در هوای اضافی 317% و رطوبت نسبی 60% محاسبه گردیده است.

برای تعیین اگزرژی سوخت می‌توان از معادله زیر استفاده کرد[10]:

$$\zeta = \frac{Ex_{\text{F}}}{\text{LHV}_{\text{F}}} \quad (11)$$

که ζ نسبت اگزرژی شیمیایی به ارزش حرارتی پایین سوخت تعریف می‌شود که معمولا برای سوخت‌های گازی نزدیک مقدار 1 می‌باشد. برای سوخت‌های گازی عمومی با ترکیب $C_X H_Y$ از رابطه زیر تعیین می‌گردد [10]:

$$\zeta = 1.003 + 0.0169\frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x} \quad (12)$$

مقادیر نرخ تخریب اگزرژی و راندمان اگزرژی در اجزای سیستم را می‌توان براساس معادلات موجود در جدول 3 محاسبه نمود [11,10].

2-1- محاسبه سطح انتقال حرارت در مبدل های حرارتی

یکی از پارامترهای اساسی برای تحلیل اگزرژی- اقتصادی یک سیستم، تعیین سطوح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی آن می‌باشد زیرا تعیین هزینه این اجزا براساس مساحت سطح انتقال حرارت در آن‌ها برآورد می‌گردد. در این مطالعه از مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای[1] به دلیل کارایی بالا، ساختار فشرده و هزینه تعمیر و نگهداری پایین آن استفاده گردیده است [12,9]. در مبدل‌های حرارتی سطوح انتقال حرارت براساس جریان یک فازی و دو فازی تعیین می‌شود.

جدول 1 درصد مولی ترکیبات هوا در رطوبت 60 درصد و فشار 1 اتمسفر

Table 1 Composition of air in 60% relative humidity and 1atmosphere pressure (molecular percentage)

ترکیبات	درصد مولی (%)
O_2	0.2055
N_2	0.7662
H_2O	0.0188
CO_2	0.0003
دیگر عناصر	0.0092

جدول 2 درصد مولی ترکیبات گاز سوخت

Table 2 Composition of fuel gas (molecular percentage)

ترکیبات	درصد مولی (%)	ترکیبات	درصد مولی (%)
CH_4	0.8966	C_7H_{16}	0.0024
C_2H_6	0.0351	C_8H_{18}	0.0015
C_3H_8	0.0101	C_9H_{20}	0.0005
IC_4H_{10}	0.0022	$C_{10}H_{22}$	0.0001
NC_4H_{10}	0.0029	H_2O	0.0002
IC_5H_{12}	0.0014	N_2	0.028
NC_5H_{12}	0.001	CO_2	0.0133
C_6H_{14}	0.0017		

2-1-1- جریان تک فازی

انتقال حرارت در منطقه تک فازی از رابطه (11) تعیین می‌گردد [10]:

$$Q_{Sp} = U_{Sp} A_{Sp} \Delta T_m \quad (13)$$

که در آن Q_{sp} انتقال حرارت کل در مبدل حرارتی، U_{sp} ضریب انتقال حرارت کلی، A_{sp} مساحت سطح انتقال حرارت و ΔT_m نیز اختلاف دمای متوسط لگاریتمی بین سیال سرد و سیال گرم می‌باشد. ضریب کلی انتقال حرارت با چشم پوشی از مقاومت حرارتی مربوط به پوسته و اثر فولینگ از معادله (12) تعیین می‌گردد [10]:

$$\frac{1}{U_{Sp}} = \frac{1}{h_{hs}} + \frac{1}{h_{cs}} \quad (14)$$

که در آن h_{hs} و h_{cs} به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی طرف گرم و سرد می‌باشند. با استفاده از رابطه چیشولم و وانیاراچی[2] [13] می‌توان عدد نوسلت را به صورت تابع عدد رینولدز، عدد پرانتل و زاویه صفحه[3] به‌صورت زیر به‌دست آورد:

$$\text{Nu} = 0.724\left(\frac{6\beta}{\pi}\right)^{0.646} \text{Re}^{0.583} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \qquad \frac{\pi}{6} \le \beta \le \frac{4\pi}{6} \quad (15)$$

$$h = (\lambda \times \text{Nu})/\text{D}_h \quad (16)$$

$$\text{Re} = \frac{G \times D_h}{\eta} \quad (17)$$

که در آن G نشان‌دهنده سرعت جرمی عبوری از کانال‌های صفحه و D_h مشخص کننده قطر هیدرولیکی کانال جریان می‌باشد که از رابطه‌های (16) و (17) به‌دست می‌آیند [9,8]. که در آن b ارتفاع کانال، w عرض کانال و N_{ch} تعداد کانال می‌باشد.

$$G = \frac{m}{N_{\text{ch}} \times b \times w} \quad (18)$$

$$D_h = \frac{4A}{C} = \frac{4bw}{2(b+w)} \quad (19)$$

جدول 3 روابط حاکم بر نرخ تخریب و راندمان اگزرژی اجزای سیستم [8]

Table 3 Government equations of exergy destruction rate of system [8]

اجزا	نرخ تخریب اگزرژی	راندمان اگزرژی
کمپرسور هوا	$\dot{E}x_{D_{\text{AC}}} = \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9 + \dot{w}_{\text{ac}}$	$\eta_{\text{ac}} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{w}_{\text{AC}}}$
کمپرسور گازی	$\dot{E}x_{D_{\text{GC}}} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} + \dot{w}_{\text{gc}}$	$\eta_{\text{gc}} = \frac{\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}}{\dot{w}_{\text{GC}}}$
توربین گازی	$\dot{E}x_{D_{\text{GT}}} = \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{w}_{\text{gt}}$	$\eta_{\text{gt}} = \frac{\dot{w}_{GT}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}}$
محفظه احتراق	$\dot{E}x_{D_{\text{CC}}} = \dot{E}x_9 + \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{10}$	$\eta_{\text{CC}} = \frac{\dot{E}x_{10}}{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{17}}$
پمپ	$\dot{E}x_{D_{\text{P}}} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{w}_P$	$\eta_{\text{P}} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2}{\dot{w}_P}$
سرد کننده	$\dot{E}x_{D_{\text{ref}}} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$	$\eta_{\text{ref}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D\,\text{ref}}}{\dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12}}$
مبدل	$\dot{E}x_{D_{\text{hex}}} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\eta_{\text{hex}} = \frac{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_3}{\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9}$
توربین	$\dot{E}x_{D_{\text{tur}}} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_5 - \dot{w}_{\text{tur}}$	$\eta_{\text{tur}} = \frac{\dot{w}_{\text{tur}}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5}$
چگالنده	$\dot{E}x_{D_{\text{con}}} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_1 + \dot{E}x_6 - \dot{E}x_7$	$\eta_{\text{con}} = 1 - \frac{\dot{E}x_{D\,\text{con}}}{\dot{E}x_5 + \dot{E}x_6}$

[1] Plate Heat Exchanger (PHE)
[2] Chisholm and Wanniarachi correlation
[3] Chevron angle

عدد پرانتل و افت فشار در مبدل حرارتی نیز از روابط زیر به‌دست می‌آیند [9]:

$$\mathrm{Pr} = \frac{C_P\,\eta}{\lambda} \tag{20}$$

$$\Delta P = \frac{2 \times \mathrm{f} \times G^2}{D_h \times \rho} L \tag{21}$$

که در آن‌ها C_p گرمای ویژه، η ضریب لزجت، λ ضریب انتقال حرارت رسانایی، ρ چگالی، L طول کانال و f ضریب اصطکاک می‌باشد که از روابط ونتاس[1] [14] حاصل می‌گردد:

$$\mathrm{f} = 14.62\mathrm{Re}^{-0.514} \qquad \mathrm{Re} \geq 5 \tag{22}$$

$$\mathrm{f} = 2.21\mathrm{Re}^{-0.097} \qquad \mathrm{Re} \geq 180 \tag{23}$$

2-1-2- جریان دو فازی

این جریان مربوط می شود به حالتی که در آن خواص سیال عامل مانند چگالی، ضریب لزجت، گرمای ویژه و ضریب رسانایی با فرایند تغییر فاز سیال عامل در محدوده دما تغییر می‌کنند. استفاده از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی براساس این فرض بنیان شده است که خواص سیال عامل ثابت باقی بماند در نتیجه به دلیل تغییر خواص این روش کاربرد در این جریان ندارد. روش مورد استفاده در جریانات دو فازی روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی پیشرفته[2] می باشد. روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی پیشرفته تغییرات انتالپی سیال کلی را در هر دو طرف سرد و گرم به چند قسمت مساوی تقسیم می‌کند. خواص مربوط به سیال را می‌توان با استفاده از فشار و انتالپی مشخص در هر قسمت تعیین کرد که رابطه‌های آن به‌صورت زیر می‌باشد [9,8]:

$$Q_i = U_i A_i \Delta T_i \tag{24}$$

$$Q_i = m_{\mathrm{hs}}(h_{\mathrm{hs};\,i+1} - h_{\mathrm{hs};\,i}) \tag{25}$$

$$Q_i = m_{\mathrm{cs}}(h_{\mathrm{cs};\,i+1} - h_{\mathrm{cs};\,i}) \tag{26}$$

$$Q_i = U_i A_i \frac{(T_{\mathrm{hs};i+1} - T_{\mathrm{cs};i+1}) - (T_{\mathrm{hs};i} - T_{\mathrm{cs};i})}{\ln[\frac{(T_{\mathrm{hs};i+1} - T_{\mathrm{cs};i+1})}{(T_{\mathrm{hs};i} - T_{\mathrm{cs};i})}]} \tag{27}$$

بنابراین می‌توان سطح انتقال حرارت را برای هر قسمت با داشتن حاصل‌ضرب $U_i A_i$ به‌دست آورد. کل مساحت سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی نیز با جمع نمودن مساحت‌های جزئی در هر قسمت تعیین می‌گردد. ضریب انتقال حرارت چگالش[3] در طرف گرم هر قسمت از سیستم از رابطه (28) به‌دست می‌آید [16,15]. ضریب انتقال حرارت تبخیر[4] در طرف سرد هر قسمت از سیستم از رابطه (29) به‌دست می‌آید [17]:

$$\mathrm{Nu}_{i;\mathrm{hs}} = \frac{h_{\mathrm{hs};i} \times D_{\mathrm{h}}}{\lambda_i} = 4.118\,\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i}^{0.4}\mathrm{Pr}_i^{\frac{1}{3}} \tag{28}$$

$$\mathrm{Nu}_{i;\mathrm{cs}} = 1.9\,\mathrm{Pr}_i^{\frac{1}{3}}\mathrm{Bo}_{\mathrm{eq};i}^{0.3}\,\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i}^{0.5}\left[(1 - x_{m,i}) + x_{m,i}\left(\frac{\rho_{\mathrm{l}}}{\rho_{\mathrm{v}}}\right)^{0.5}\right] \tag{29}$$

که در آن Pr_i عدد پرانتل مایع اشباع برای سیال عامل، $x_{m,i}$ کیفیت بخار برای هر قسمت، $\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i}$ و $\mathrm{Bo}_{\mathrm{eq};i}$ به ترتیب عدد رینولدز و عدد جوشش برای هر قسمت می‌باشند که از رابطه‌های زیر تعیین می‌گردند [17]:

$$\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i} = \frac{G_{\mathrm{eq};i} \times D_h}{\eta_l} \tag{30}$$

$$\mathrm{Bo}_{\mathrm{eq};i} = \frac{q}{G_{\mathrm{eq};i} \times h_{\mathrm{fg}}} \tag{31}$$

$$G_{\mathrm{eq};i} = G\left[(1 - x_{m,i}) + x_{m,i}\left(\frac{\rho_{\mathrm{l}}}{\rho_{\mathrm{v}}}\right)^{0.5}\right] \tag{32}$$

که در این روابط q شار حرارتی میانگین دیواره، h_{fg} آنتالپی تبخیر، ρ چگالی، اندیس l و v نیز به ترتیب حالت‌های مایع و بخار اشباع می‌باشند. افت فشار در هر قسمت کندانسور و اواپراتور از رابطه مشابه با جریان تک فازی تعیین می‌گردد. ضریب اصطکاک مورد استفاده در کندانسور از رابطه کو[5] و در اواپراتور از رابطه هسیه[6] به‌دست می‌آید [18]:

$$\mathrm{f}_{\mathrm{con};i} = 21500 Bo_{\mathrm{eq};i}^{-0.085}\,\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i}^{-1.14} \tag{33}$$

$$\mathrm{f}_{\mathrm{eva};i} = 6100\,\mathrm{Re}_{\mathrm{eq};i}^{-1.25} \tag{34}$$

برای اعتبارسنجی مدل ترمودینامیکی ارائه شده، توان توربین و راندمان تولید هیدروژن با مقاله سان و همکاران [5] مقایسه شده است. "شکل‌های 2 و 3" مقایسه بین نتایج مدل‌سازی مطالعه حاضر را با نتایج سان و همکاران [5] نشان می‌دهد. خطای جذر میانگین مربعات در مقایسه بازده تولید هیدروژن حدود 2% می‌باشد. همچنین برای توان خروجی توربین مقدار 3.2% می‌باشد.

3- تحلیل اگزرژی – اقتصادی

تحلیل اگزرژی- اقتصادی یکی از شاخه‌های علوم مهندسی است که با ترکیب مناسب ارزیابی ترمودینامیکی هریک از اجزای سیستم بر پایه تحلیل اگزرژی و اصول اقتصادی در داده‌ها، روشی خاصی را برای طراحی و عملکرد سیستم‌های سرمایه- موثر[7] فراهم می‌نماید. بعضی پیشنهاد کردند هنگامی که هزینه‌های اگزرژی قابل اجرا نباشند، تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی برای مشخص کردن تحلیل اقتصادی و ترمودینامیکی مناسب‌تر می‌باشد [19]. براساس تعیین تابع هزینه که به پارامترهای مهم بهینه‌سازی وابسته است، هزینه اجزای مخصوص به‌صورت یک تابع از پارامترهای طراحی ترمودینامیکی توضیح داده می‌شود. در تحلیل‌های اقتصادی مرسوم، معادله موازنه هزینه برای کل سیستم که در حالت پایدار عمل می‌کند، بدین صورت فرمول‌بندی

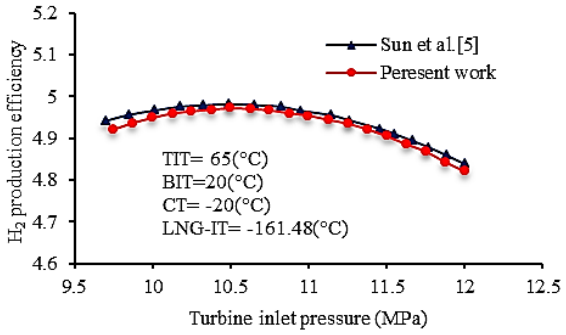

Fig. 2 Validation of hydrogen production efficiency with Sun et al. [5]

شکل 2 اعتبارسنجی راندمان تولید هیدروژن با نتایج سان و همکاران [5]

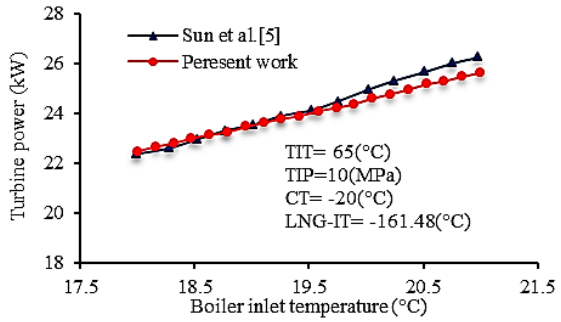

Fig. 3 Validation of turbine power with Sun et al [5]

شکل 3 اعتبارسنجی مقادیر توان خروجی توربین با نتایج سان و همکاران [5]

[1] Ventas correlation
[2] Enhanced LMTD method
[3] Condensation heat transfer coefficient
[4] Evaporation heat transfer coefficient
[5] Kuo correlation
[6] Hsieh correlation
[7] Cost-effective system

می‌گردد [19,10]:

$$\dot{C}_{P,\mathrm{tot}} = \dot{C}_{F,\mathrm{tot}} + \dot{Z}^{CI}_{\mathrm{tot}} + \dot{Z}^{\mathrm{OM}}_{\mathrm{tot}} \quad (35)$$

در این معادله $\dot{C}$ مشخص کننده نرخ هزینه مرتبط با جریان اگزرژی[1] (جریان مواد، انتقال حرارت یا توان) و $\dot{Z}$ مشخص‌کننده تمام هزینه‌های باقیمانده می‌باشد که آن را تابع هزینه می‌نامند. این معادله بیان می‌کند که کل نرخ هزینه‌های محصول یک سیستم $\dot{C}_P$، برابر است با کل نرخ هزینه‌های مربوط به ساخت و تولید محصول $\dot{C}_F$ و نرخ هزینه‌های مربوط به هزینه سرمایه‌گذاری[2] $\dot{Z}^{\mathrm{CI}}_{\mathrm{tot}}$ و هزینه‌های تعمیر و نگهداری $\dot{Z}^{\mathrm{OM}}_{\mathrm{tot}}$ [19,10].

3-1- هزینه اگزرژی (موازنه هزینه)

برای یک سیستم در حالت جریان پایدار، ممکن است چندین جریان ورودی و خروجی همانند کار و حرارت، تحت اندرکنش با محیط وجود داشته باشد. این انتقال انرژی و مواد باعث انتقال اگزرژی به سیستم می‌گردد و همچنین تخریب اگزرژی[3] نیز می‌تواند به واسطه بازگشت ناپذیری‌ها در سیستم بوجود آید. در هزینه اگزرژی، هزینه می‌تواند مرتبط با هر جریان اگزرژی باشد. بنابراین، برای جریان‌های ورودی و خروجی مرتبط با مواد، کار و یا انتقال حرارت می‌توان نرخ اگزرژی را به‌صورت زیر نوشت [19]:

$$\dot{C}_i = C_i \times \dot{E}x_i = C_i(\dot{m}_i ex_i) \quad (36)$$

$$\dot{C}_e = C_e \times \dot{E}x_e = C_e(\dot{m}_e ex_e) \quad (37)$$

$$\dot{C}_w = C_w \times \dot{W} \quad (38)$$

$$\dot{C}_q = C_q \times \dot{E}x_q \quad (39)$$

که در آن $\dot{C}_i$، $\dot{C}_e$، $\dot{C}_w$ و $\dot{C}_q$ به ترتیب مشخص کننده هزینه بر واحد اگزرژی ورودی، خروجی، توان و انتقال حرارت می‌باشند. که واحد آن‌ها دلار بر گیگاژول ($/GJ) است. برای هر یک از اجزای سیستم با دریافت انتقال حرارت و تولید توان می‌توان نوشت [19]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum_i \dot{C}_{i,k} + \dot{z}_k = \sum_e \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k} \quad (40)$$

این معادله به سادگی توضیح می‌دهد که هزینه کل جریان اگزرژی خروجی از سیستم مساوی با کل هزینه‌های انجام شده برای به‌دست آمدن آن‌ها (جریان اگزرژی ورودی به سیستم + هزینه سرمایه‌گذاری و دیگر هزینه ها) است. توجه کنید که هرگاه یک سیستم توان دریافت نماید (مانند پمپ و کمپرسور) ترم $\dot{C}_{w,k}$ با علامت مثبت به طرف دوم معادله منتقل می‌شود و ترم $\dot{C}_{q,k}$ با علامت مثبت به طرف چپ معادله منتقل می‌گردند؛ زیرا معادلات موازنه‌های هزینه معمولا طوری نوشته می‌شوند، که تمامی عبارت‌ها مثبت باشند. با استفاده از معادله‌های (36) تا (39) معادله (40) را می‌توان به صورت زیر بازنویسی نمود [19]:

$$\sum (C_e \dot{E}x_e)_k + C_{w,k}\dot{W}_k = C_{q,k}\dot{E}x_{q,k} + \sum (C_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (41)$$

$$\dot{C}_j = C_j \times \dot{E}x_j \quad (42)$$

در این تحلیل، اگزرژی سوخت و محصول به‌عنوان اگزرژی ورودی و خروجی به سیستم از طریق تحلیل اگزرژی مشخص می‌گردند. در فرمول موازنه هزینه، معادله (40)، هیچ ترم هزینه‌ای که به‌طور مستقیم با تخریب اگزرژی هریک از اجزا مرتبط باشد، وجود ندارد. بر این اساس، هزینه مرتبط با تخریب اگزرژی در اجزا و فرآیندهای سیستم به‌صورت هزینه مخفی است. با ترکیب موازنه‌های اگزرژی و اگزرژی- اقتصادی می‌توان نوشت [20]:

$$\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{P,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (43)$$

[1] Cost rate of exergy stream
[2] Capital Investment (CI)
[3] Exergy destruction

ترم $\dot{Z}_k$ در معادله (39) نرخ هزینه کل مرتبط با هزینه سرمایه‌گذاری $\dot{Z}^{\mathrm{CI}}_k$ و تعمیر و نگهداری $\dot{Z}^{\mathrm{OM}}_k$ برای جزء kام می‌باشد که از رابطه زیر به‌دست می‌آید [20]:

$$\dot{Z}_K = \dot{Z}^{\mathrm{CI}}_K + \dot{Z}^{\mathrm{OM}}_K \quad (44)$$

علاوه بر این، برای توضیح هزینه قیمت خریداری دستگاه‌ها در ترم‌های پارامترهای طراحی، روش‌های دیگری نیز پیشنهاد شده است که استفاده از تابع هزینه اصلاح شده به تناسب شرایط در کشورهای مختلف و میزان تورم در آن‌ها می‌باشد. نرخ هزینه سرمایه‌گذاری سالیانه جزء kام از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [22,21]:

$$\dot{Z}^{\mathrm{CI}}_K = \frac{CRF \times \varphi}{\tau} Z_K \quad (45)$$

که در این رابطه Z_k قیمت خریداری اجزای k ام در سال برآورد هزینه، τ تعداد ساعت‌های عملکرد سالانه، φ ضریب نگهداری و CRF ضریب بازگشت سرمایه[4] محسوب می‌گردد که به نرخ سود و عمر مفید دستگاه‌ها وابسته است و به‌صورت زیر محاسبه می‌شود [22,21]:

$$CRF = \frac{i \times (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (46)$$

به‌طوری‌که i نشان‌دهنده نرخ سود و n کل زمان عملکرد سیستم در طول سال می‌باشد. نرخ هزینه تعمیرات و نگهداری سالیانه جزء k ام از رابطه زیر تعیین می‌گردد [22,21]:

$$\dot{Z}^{OM}_k = \gamma_k Z_k + \dot{E}x_{P,K} \times \omega_k + \dot{R}_k \quad (47)$$

که در آن γ و ω_k به ترتیب هزینه تعمیرات و نگهداری ثابت و متغیر مرتبط با جزء kام می‌باشد. $\dot{R}_K$ نیز شامل هزینه‌های تعمیر و نگهداری مستقل از هزینه سرمایه‌گذاری و اگزرژی محصولات می‌باشد. به دلیل کوچک بودن دو ترم آخر سمت راست معادله (47) را نسبت به ترم اول، این ترم‌ها در معادله توسط محققین زیادی چشم‌پوشی شده است [24,23].

3-2- تابع هزینه اجزای سیستم

برای تعیین ماتریس نرخ اگزرژی برای یک فرایند، تعیین هزینه هریک از اجزای سیستم یک پارامتر اساسی می‌باشد. روابط حاکم بر تعیین هزینه سرمایه‌گذاری اجزای سیکل رنکین و سیکل گازی و همچنین مقادیر پارامترهای مربوط به آن‌ها مطابق با جداول 4، 5، 6 و 7 می‌باشد.

قیمت در حقیقت چیزی جز همان ضریب تورم نیست که مربوط به استهلاک اجزا، مواد، کار انجام شده می‌باشد. شاخص قیمت را می‌توان از مراجع مختلف به‌دست آورد که عبارتند از: مجله شاخص هزینه اجزا مارشال و سوئیفت[5]، مجله ماهیانه شاخص قیمت نیروگاه‌های مهندسی شیمی[6]، در این

جدول 4 روابط حاکم بر محاسبه هزینه سرمایه گذاری اجزای سیکل رنکین [19,8]

Table 4 Government equation of capital investment of Rankine cycle [8,19]

اجزا	روابط هزینه سرمایه گذاری
مبدل	$Z_{\mathrm{hex}} = \frac{527.7}{397}(B_{1,\mathrm{hex}} + B_{2,\mathrm{hex}}F_{M,\mathrm{hex}}\ F_{P,\mathrm{hex}})F_S Z^0_{\mathrm{hex}}$
حرارتی	$\log Z^0_{\mathrm{hex}} = K_{1,\mathrm{hex}} + K_{2,\mathrm{hex}}\log A_{\mathrm{hex}} + K_{3,\mathrm{hex}}(\log A_{\mathrm{hex}})^2$ $\log F^0_{P,\mathrm{hex}} = C_{1,\mathrm{hex}} + C_{2,\mathrm{hex}}\log P_{\mathrm{hex}} + C_{3,\mathrm{hex}}(\log P_{\mathrm{hex}})^2$
توربین	$Z_{\mathrm{tur}} = \frac{527.7}{397}\ F_{MP,\mathrm{tur}}F_S Z^0_{\mathrm{tur}}$ $\log Z^0_{\mathrm{tur}} = K_{1,\mathrm{tur}} + K_{2,\mathrm{tur}}\log W_{\mathrm{tur}} + K_{3,\mathrm{tur}}(\log W_{\mathrm{tur}})^2$
پمپ	$Z_{\mathrm{P}} = \frac{527.7}{397}(B_{1,\mathrm{P}} + B_{2,\mathrm{P}}F_{M,\mathrm{P}}\ F_{P,\mathrm{P}})F_S Z^0_{\mathrm{P}}$ $\log Z^0_{\mathrm{P}} = K_{1,\mathrm{P}} + K_{2,\mathrm{P}}\log W_{\mathrm{P}} + K_{3,\mathrm{P}}(\log W_{\mathrm{P}})^2$ $\log F_{P,\mathrm{P}} = C_{1,\mathrm{P}} + C_{2,\mathrm{P}}\log P_{\mathrm{P}} + C_{3,\mathrm{P}}(\log P_{\mathrm{P}})^2$

[4] Capital Recovery Factor (CRF)
[5] Marshall and Swift (M&S) Equipment Cost Index
[6] Chemical Engineering Plant Cost Index

جدول 5 مقادیر پارامترهای مربوط به هزینه سرمایه گذاری سیکل رنکین[8, 19]

Table 5 Parameters values of capital investment of Rankine cycle [8, 19]

متغیر	مقدار	متغیر	مقدار	متغیر	مقدار	متغیر	مقدار
$B_{1,\mathrm{hex}}$	0.96	$F_{M,\mathrm{P}}$	2.2	$K_{3,\mathrm{hex}}$	0.155	$C_{3,\mathrm{P}}$	-0.0023
$B_{2,\mathrm{hex}}$	1.21	$K_{1,\mathrm{P}}$	3.389	$C_{1,\mathrm{hex}}$	0	$F_{MP,\mathrm{tur}}$	3.5
$F_{M,\mathrm{hex}}$	2.4	$K_{2,\mathrm{P}}$	0.054	$C_{2,\mathrm{hex}}$	0	$K_{1,\mathrm{tur}}$	2.2659
F_S	1.7	$K_{3,\mathrm{P}}$	0.154	$C_{3,\mathrm{hex}}$	0	$K_{2,\mathrm{tur}}$	1.4398
$K_{1,\mathrm{hex}}$	4.6656	$C_{1,\mathrm{P}}$	-0.394	$B_{1,\mathrm{P}}$	1.89	$K_{3,\mathrm{tur}}$	-0.1776
$K_{2,\mathrm{hex}}$	-0.1557	$C_{2,\mathrm{P}}$	0.396	$B_{2,\mathrm{P}}$	1.35		

جدول 6 روابط مربوط به هزینه سرمایه گذاری سیکل توربین گاز[25]

Table 6 Government equations of capital investment of gas cycle [25]

تجهیزات	روابط هزینه سرمایه گذاری
کمپرسور	$Z_{\mathrm{AC}}=\left(\frac{C_{11}\,\dot{m}_a}{C_{12}-\eta_{\mathrm{AC}}}\right)\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$
محفظه احتراق	$Z_{\mathrm{CC}}=\left(\frac{C_{21}\,\dot{m}_a}{C_{22}-\frac{P_4}{P_3}}\right)(1+\mathrm{e}^{(c_{23}T_4-c_{24})})$
توربین گاز	$Z_{\mathrm{GT}}=\left(\frac{C_{31}\,\dot{m}_a}{C_{32}-\eta_{\mathrm{GT}}}\right)\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)(1+\mathrm{e}^{(c_{33}T_4-c_{34})})$

جدول7 مقادیر پارامترهای مربوط به اجزای سیکل توربین گاز [25]

Table 7 Parameters values of capital investment of gas turbine cycle [25]

$C_{11}=71.1\$\mathrm{kg}^{-1}s^{-1}$	$C_{12}=0.09$	$C_{23}=0.018(\mathrm{K}^{-1})$
$C_{21}=46.08\$\mathrm{kg}^{-1}s^{-1}$	$C_{22}=0.995$	$C_{33}=0.036(\mathrm{K}^{-1})$
$C_{31}=479.34\$\mathrm{kg}^{-1}s^{-1}$	$C_{24}=26.4$	$C_{32}=0.92$ $C_{34}=54.4$

مطالعه این شاخص مقدار 527.7/397 در نظر گرفته شده است [10].

3-3- معادلات بالانس هزینه

برای تخمین زدن نرخ هزینه اگزرژی یا هزینه در واحد اگزرژی در هریک از اجزای سیستم، ابتدا باید تابع موازنه هزینه (هزینه اگزرژی) برای هریک از اجزا نوشته شود. تابع موازنه هزینه اجزا در صورتی که فقط یک جریان خروجی محصول وجود داشته باشد یک تابع معین می‌باشد و می توان برای تعیین نرخ هزینه اگزرژی $\dot{C}_k$ یا هزینه در واحد اگزرژی c_k استفاده نمود. اگر بیش از یک جریان خروجی محصول برای بعضی از اجزا وجود داشته باشد در این حالت، باید از معادلات کمکی[1] برای حل معادلات استفاده کرد. تعداد این معادلات به تعداد پارامترها در جریان خروجی اجزا وابسته است. این معادلات برای هریک از اجزا، براساس نقش و هدفی که جزء موردنظر در سیستم ایفا می‌کند، نوشته می‌شوند. برای اجرای معادله (41) هریک از اجزا به همراه معادلات کمکی سیستم معادلات خطی می‌توان از ماتریس نرخ اگزرژی استفاده نمود.

$$[\dot{E}x_k]\times[\dot{C}_K]=[\dot{Z}_k] \tag{48}$$

که در آن $[\dot{E}x_k]$،$[\dot{C}_K]$ و$[\dot{Z}_K]$ به ترتیب ماتریس نرخ اگزرژی (به‌دست آمده از آنالیز اگزرژی)، بردار هزینه اگزرژی (محاسبه شده) و بردار ضرایب $\dot{Z}_k$ (بدست آمده از تحلیل اقتصادی) می‌باشد. معادلات بالانس هزینه و معادلات کمکی مربوطه برای هر یک از اجزای سیستم با توجه به معادله موجود در جدول 8 نشان داده شده است.

برای اعتبارسازی مدل‌سازی اگزرژی- اقتصادی به‌دست آمده در این مقاله راندمان حرارتی، مجموع مساحت انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی و نرخ هزینه بر واحد توان یک سیکل ساده گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن شبیه‌سازی گردید. "شکل‌های 4، 5 و 6" مقایسه مقادیر مدل‌سازی به‌دست آمده در این مقاله با مقادیر آن در مقاله مرجع [15] را نشان می‌دهد. در "شکل 4" مقدار

[1] Auxiliary equations

جدول 8 روابط حاکم بر معادلات بالانس هزینه اجزای سیستم

Table 8 Government equation of cost balance of system components

اجزا	معادلات کمکی	معادلات بالانس
پمپ	$\frac{\dot{C}_{W_{\mathrm{p}}}}{\dot{W}_{\mathrm{p}}}=\frac{\dot{C}_{W_{\mathrm{tur}}}}{\dot{W}_{\mathrm{tur}}}$	$\dot{C}_2=\dot{C}_1+\dot{C}_{W_{\mathrm{p}}}+\dot{Z}_{\mathrm{p}}$
سرد کننده	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_3+\dot{C}_7=\dot{C}_2+\dot{C}_6+\dot{Z}_{\mathrm{ref}}$
مبدل حرارتی	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_4+\dot{C}_{12}=\dot{C}_3+\dot{C}_{11}+\dot{Z}_{\mathrm{hex}}$
توربین	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_5+\dot{C}_{W_{\mathrm{tur}}}=\dot{C}_4+\dot{Z}_{\mathrm{tur}}$
چگالنده	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_1+\dot{C}_{16}=\dot{C}_5+\dot{C}_{15}+\dot{Z}_{\mathrm{Con}}$
کمپرسور هوا	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_9=\dot{C}_8+\dot{C}_{W_{ac}}+\dot{Z}_{\mathrm{ac}}$
محفظه احتراق		$\dot{C}_{10}=\dot{C}_9+\dot{C}_{17}+\dot{C}_{\mathrm{env}}+\dot{Z}_{\mathrm{cc}}$
توربین گاز	$\frac{\dot{C}_2}{\dot{E}x_2}=\frac{\dot{C}_3}{\dot{E}x_3}$	$\dot{C}_{11}+\dot{C}_{W_{\mathrm{gt}}}=\dot{C}_{10}+\dot{Z}_{\mathrm{gt}}$
کمپرسور گاز	$\frac{\dot{C}_{W_{\mathrm{ac}}}}{\dot{W}_{\mathrm{ac}}}=\frac{\dot{C}_{W_{\mathrm{gc}}}}{\dot{W}_{\mathrm{gc}}}=\frac{\dot{C}_{W_{\mathrm{gt}}}}{\dot{W}_{\mathrm{gt}}}$	$\dot{C}_{14}=\dot{C}_{13}+\dot{C}_{W_{\mathrm{gc}}}+\dot{Z}_{\mathrm{gc}}$

درصد خطای جذر میانگین مربعات برای مقدار راندمان حرارتی2% و در "شکل‌های 5 و 6" مقادیر این خطا به ترتیب 5.2% و 6.9% می‌باشد. همچنین در "شکل‌های 5 و 6" نشان داده می‌شود که در دماهای پایین ورودی توربین اختلاف بین مقادیر مدل شده و نتایج لی و همکاران [15] بیشتر است. دلیل اصلی این اختلاف مربوط به شرایط سیال مورد استفاده در مبدل حرارتی صفحه‌ای می‌باشد. این نوع مبدل‌ها دارای محدودیت عملکرد در بازه‌های دما و فشار متفاوت می‌باشند. به‌طوری‌که این مبدل‌ها در اختلاف فشارهای کمتر از 2.5 MPa بین سیالات مورد استفاده در طرفین مبدل، عمکرد خوبی دارند [5]. در حالی‌که برای اعتبارسنجی عملکرد این سیستم، اختلاف فشار موجود در ورودی و خروجی مبدل حرارتی بیشتر از این مقدار است. از طرف دیگر این اختلاف به‌دلیل استفاده از مراجع ترمودینامیکی مختلف مربوط به خواص مواد در نرم‌افزار مورد استفاده برای شبیه‌سازی مذکور می‌باشد. (در مقاله لی و همکاران [15] از مرجع نرم افزار رفپراپ[2] استفاده شده است و در مطالعه حاضر از مرجع نرم‌افزار ایز[3]) [12].

4-تحلیل اگزرژی- زیست محیطی

گازهای دی‌اکسیدکربن، مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن به عنوان مهمترین

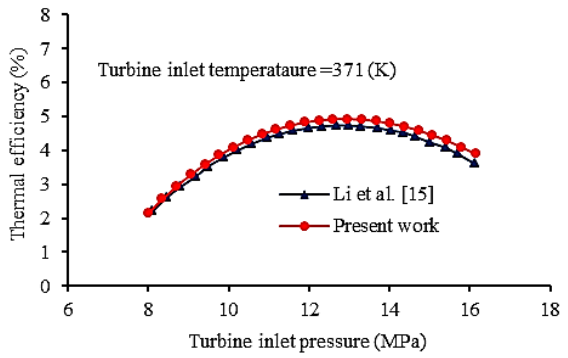

Fig. 4 Validation of thermal efficiency with Li et al. [15]

شکل 4 اعتبارسنجی مقادیر راندمان حرارتی با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

[2] REFPROP
[3] EES

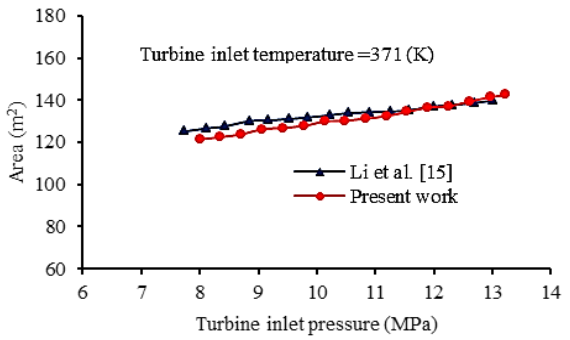

Fig. 5 Validation of heat transfer surfaces with Li et al [15]

شکل 5 اعتبارسنجی مقادیر سطوح انتقال حرارت با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

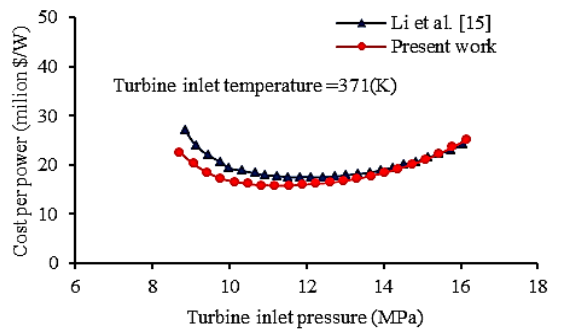

Fig. 6 Validation of the cost per power with Li et al [15]

شکل 6 اعتبارسنجی مقادیر هزینه بر واحد توان با مقادیر مقاله لی و همکاران [15]

گازهای موثر در تغییرات آب و هوا، کاربرد چندانی در صنایع ندارد و نمی‌توان آن‌ها را همچون گاز متان به‌عنوان خوراک نیروگاه‌ها به‌کار برد. بنابراین علاوه بر جمع‌آوری آن‌ها از قسمت‌های مختلف تاسیسات صنعتی با صرف هزینه زیاد، باید آن را در محلی نگهداری نموده و از ورود آن‌ها به جو زمین جلوگیری کرد. در سال‌های اخیر، تمرکز خاصی بر روی آزادسازی دی‌اکسیدکربن شده است. زیرا این گاز سهم عمده‌ای از گازهای گلخانه‌ای را به خود اختصاص داده است و بهینه‌سازی سیستم‌های حرارتی بر پایه جلوگیری از انتشار این گاز امروزه بیشترین توجه را به خود اختصاص داده است. در اکثر مطالعات، بیشترین توجه به اثرات زیست محیطی با تمرکز بر روی تولید گازهای آلاینده مانند: مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن برای بهینه‌سازی نیروگاه‌های تولید توان شده است. مطالعات مربوط به تحلیل اگزرژی- اقتصادی بر روی هزینه‌های مصرف شده برای جلوگیری از انتشار آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن در احتراق سوخت‌ها انجام می‌گیرد. این هزینه‌ها به‌صورت یک پارامتر تحت نام $\dot{C}_{\mathrm{env}}$ در معادلات بالانس هزینه وارد می‌شوند و باعث افزایش هزینه سیستم می‌گردند. در حقیقت این ترم، مقدار هزینه‌ای می‌باشد که برای جلوگیری از انتشار این آلاینده‌ها در نظر گرفته می‌شود. در مطالعه حاضر نیز اثر این دو گاز به‌عنوان گازهای آلاینده محیط زیست در نظر گرفته شده است. مقدار $\dot{C}_{\mathrm{env}}$ از رابطه زیر تعیین می‌گردد [25,10]:

$$\dot{C}_{\mathrm{env}} = \dot{m}_{\mathrm{co}} \cdot c_{\mathrm{co}} + \dot{m}_{\mathrm{NOx}} \cdot c_{\mathrm{NOx}} \tag{49}$$

به‌طوری‌که در این معادله $\dot{m}_{\mathrm{co}}$ و $\dot{m}_{\mathrm{Nox}}$ به ترتیب مقدار دبی جرمی انتشار آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسیدنیتروژن حاصل از احتراق یک سوخت می‌باشند $c_{\mathrm{co}} = 0.02086\,\$/\mathrm{kg_{CO}}$ و $c_{\mathrm{Nox}} = 6.853\,\$/\mathrm{kg_{Nox}}$ به ترتیب هزینه از بین بردن آلایندگی بر واحد جرم برای مونوکسیدکربن و اکسید نیتروژن می‌باشند [1]. برای تعیین مقدار دبی جرمی انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق نیاز به تعیین دمای شعله آدیاباتیک می‌باشد [25].

دمای شعله آدیاباتیک در منطقه اولیه محفظه احتراق با استفاده از رابطه زیر تعیین می‌گردد [27,26]:

$$T_{\mathrm{PZ}} = A\sigma^{\alpha} e^{(\beta(\sigma+\lambda)^2)} \pi^{X^*} \theta^{Y^*} \psi^{Z^*} \tag{50}$$

که در آن π نسبت فشار بی‌بعد P/P_{REF}، θ نسبت دمای بی‌بعد T/T_{REF}، ψ نسبت اتمی هیدروژن به کربن H/C، که مقدار σ اگر $\emptyset \leq 1$ باشد آن‌گاه $\sigma = \emptyset$ و اگر $\emptyset \geq 1$ باشد آن‌گاه $\sigma = \emptyset - 0.7$ خواهد بود که $\emptyset$ نسبت مولی یا جرمی است. مقادیر مربوط به متغیرهای X^*، Y^* و Z^* نیز توابع مرتبه دوم از σ می‌باشند که از روابط زیر پیروی می‌کنند [26,10]:

$$X^* = a_1 + \delta b_1 + c_1\delta^2 \tag{51}$$

$$Y^* = a_2 + \delta b_2 + c_2\delta^2 \tag{52}$$

$$Z^* = a_3 + \delta b_3 + c_3\delta^2 \tag{53}$$

در معادلات (50-53) پارامترها $\alpha, \mathrm{A}, \beta, \lambda, a_{\mathrm{i}}, b_{\mathrm{i}}, c_{\mathrm{i}}$ که همگی دارای مقداری ثابت بوده که مطابق جدول 9 می‌باشند [1].

مطابق آنچه گفته شد مقدار CO و $\mathrm{NO_x}$ تولید شده در محفظه احتراق و واکنش احتراق با دمای شعله آدیاباتیک در منطقه اولیه احتراق تغییر می‌کند. مقدار انتشار آلودگی (در هر گرم به ازای هر کیلوگرم سوخت) با توجه به معادلات زیر حاصل می‌شود [10]:

$$\dot{m}_{\mathrm{co}} = \frac{0.179 \times 10^9 \times \exp(\frac{7800}{T_{\mathrm{PZ}}})}{P_{i,c}^2 \times \tau \times (\frac{\Delta P_{i,c}}{P_{i,c}})^{0.5}} \tag{54}$$

$$\dot{m}_{\mathrm{Nox}} = \frac{0.15 \times 10^{16} \times \tau^{0.5} \times \exp(\frac{-71100}{T_{\mathrm{PZ}}})}{P_{i,c}^{0.05} \times (\frac{\Delta P_{i,c}}{P_{i,c}})^{0.5}} \tag{55}$$

که در آن τ زمان احتراق است که مقدار آن ثابت و برابر با $\tau = 0.002(\mathrm{s})$ در نظر گرفته شده است. $P_{i,c}$ فشار ورودی احتراق و $\Delta P_{i,c}/P_{i,c}$ نیز نسبت افت فشار بی‌بعد در محفظه احتراق می‌باشد که مقدار آن در این مطالعه 10% در نظر گرفته شده است [10].

5-نتایج و بحث

در این مطالعه، انرژی الکتریکی موردنیاز جهت خودکفایی ایستگاه تقویت فشار منطقه نار- کنگان که در شمال استان بوشهر واقع است و در زمان قطع برق حدود

جدول 9 ثابت های مورد استفاده در معادلات (53-50)

Table 9 Constants for equation (50-53)

ثابت ها	$0.3 \leq \varphi \leq 1$		$1 \leq \varphi \leq 1.6$	
	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	$2 \leq \theta \leq 3.2$
A	2361.7644	2315.752	916.8261	1246.1778
α	0.1157	-0.0493	0.2885	0.3819
β	-0.9489	-1.1141	0.1456	0.3479
λ	-1.0976	-1.1807	-3.2771	-2.0356
a_1	0.0143	0.0106	0.0311	0.0361
b_1	-0.0553	-0.045	-0.078	-0.085
c_1	0.0526	0.0482	0.0497	0.0517
a_2	0.3955	0.5688	0.0254	0.0097
b_2	-0.4417	-0.55	0.2602	0.502
c_2	0.141	0.1319	-0.1318	-0.2471
a_3	0.0052	0.0108	0.0042	0.017
b_3	-0.1289	-0.1291	-0.1781	-0.1894
c_3	0.0827	0.0848	0.098	0.1037

1.5 مگاوات است و مقدار گرمای موردنیاز جهت پیش گرمایش سوخت توربین‌ها از کندانسور تا دمای 60 درجه سلسیوس و همچنین سرمایش مطلوب نیز در جهت تفکیک مایعات سنگین همراه گاز در سرد کننده حدود 6 مگاوات می‌باشد. با استفاده از آنالیز حساسیت، اثر متغیرهای طراحی دما و فشار ورودی به توربین، دمای ورودی به دیگ بخار و دمای خروجی از کندانسور (دمای چگالش) بر روی پارامترهای عملکردی سیستم مانند میزان تولید الکتریسیته (توان خالص خروجی)، میزان توان سرمایش و گرمایش تولید شده و همچنین مجموع هزینه‌های واحد اگزرژی محصولات مورد بررسی قرار گرفت. مطالعه پایه بر روی سیکل گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن انجام شده است و سپس اثر سیال عامل های دیگر نیز مورد مطالعه قرار می‌گیرد. هزینه سوخت مصرفی نیز از رابطه $\dot{C}_F = \dot{m}_F \times c_F \times \mathrm{LHV}$ محاسبه می‌شود که c_F معرف هزینه واحد سوخت و LHV ارزش حرارتی پایین سوخت باشد. هزینه واحد سوخت مصرفی متغیر بوده و در این‌جا $c_F = 0.004(\$/\mathrm{MJ})$ در نظر گرفته شده است و ارزش حرارتی پایین سوخت $\mathrm{LHV} = 45740(\mathrm{kJ/kg})$ با توجه به ترکیبات سوخت مشخص شده درجدول 2 تعیین گردیده است. سیستم خطی معادلات حاکم بر آنالیز اقتصادی اشاره شده در این مقاله، شامل 17 متغیر (مجهول) می‌باشد، که عبارتند از: $[X] = \{\dot{C}_1, \dot{C}_2, \dot{C}_3, \dots, \dot{C}_{\mathrm{env}}\}$. با توجه به این حقیقت که هزینه واحد اگزرژی هوای ورودی به کمپرسور قابل چشم‌پوشی، $c_8 = 0$ می‌باشد و هزینه واحد اگزرژی گرمای هدر رفته از سیستم $c_{\mathrm{Qhlst}} = 0$ صفر فرض می‌گردد، [10]. در نتیجه هزینه واحد اگزرژی کل جریان سیستم را می‌توان با حل نمودن سیستم معادلات خطی با 17 معادله و 17 مجهول به‌دست آورد. فرضیات اولیه و پارامترهای ورودی مورد استفاده در این تحقیق در جدول 10 نشان داده شده است. مراحل انجام کار در این مطالعه شامل گام‌های زیر می‌باشد:

1- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم تولید همزمان (تعیین دما، فشار، آنتالپی، انتروپی، اگزرژی و جرم عبوری نقاط مختلف سیستم) و تعیین مساحت سطح انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی با توجه به نوع رژیم جریان در آن‌ها.

2- تعیین قیمت هر یک از اجزای سیستم براساس پارامترهای ترمودینامیکی سیستم (برای پمپ و توربین براساس تغییرات فشار و توان مصرفی و برای مبدل های حرارتی براساس سطوح انتقال حرارت و افت فشار).

3- مدل‌سازی اگزرژی- اقتصادی و اگزرژی- زیست محیطی فرایندها و اجزای سیستم با استفاده از روابط بالانس هزینه.

جداول 11 خواص ترمو دینامیکی- اقتصادی جریان هزینه را برای نقاط مختلف سیکل در حالت پایه برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن نشان می‌دهد. اثر دمای و فشار ورودی به توربین بر روی توان خالص خروجی در "شکل‌های 7 و 8" نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دما، توان خالص خروجی، به دلیل افزایش آنتالپی برای همه سیال‌های عامل افزایش می‌یابد و دیده می‌شود که R-123 عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی در بین سیال عامل‌های دیگر دارد. علت این عملکرد بهتر، پایین بودن نقطه جوش سیال R-123 نسبت به دیگر سیال عامل‌ها می‌باشد. که منجر به سوپرهیت شدن بیشتر آن و در نتیجه افزایش توان تولیدی بهتر شده است. در "شکل 8" دیده می‌شود که بطور کلی با افزایش فشار ورودی به توربین، توان خالص خروجی کاهش پیدا می کند در حالی‌که برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن، در یک فشار بهینه (12 مگاپاسکال) بیشترین توان خالص خروجی حاصل می‌گردد و به دلیل خواص ترموفیزیکی آن با افزایش فشار از یک مقدار مشخص، آنتالپی سیستم افت کرده و دبی جرمی آن افزایش می‌یابد که منجر به کاهش کار خالص خروجی می‌شود.

"شکل 9" توان خالص خروجی سیستم را براساس تغییرات دمای چگالش

جدول 10 داده های ورودی فرض شده برای مدل‌سازی ترمودینامیکی- اقتصادی

Table 10 Input data for thermo-economic modeling

پارامترها	مقادیر
دمای محیط (درجه سلسیوس)	25
فشار محیط (مگا پاسکال)	0.1
دمای ورودی دیگ بخار (درجه سلسیوس)	20
دمای ورودی توربین (درجه سلسیوس)	65
فشار ورودی توربین (مگا پاسکال)	10
دمای چگالش (درجه سلسیوس)	-20
دمای خروجی اگزوز توربین (درجه سلسیوس)	495
دمای گاز ورودی به سرد کننده (درجه سلسیوس)	45
فشار گاز ورودی به سرد کننده (مگا پاسکال)	6.1
دمای گاز سوخت ورودی به کندانسور(درجه سلسیوس)	40
فشار خروجی کمپرسور هوا (مگا پاسکال)	1.2
فشار گاز سوخت توربین گاز (مگا پاسکال)	0.75
دمای گاز سوخت توربین گاز (درجه سلسیوس)	60
چگالی گاز سوخت توربین (گیلوگرم بر مترمکعب)	0.63
دبی جرمی گاز سوخت توربین گاز (گیلوگرم بر ثانیه)	0.35
بازده ایزنتروپیک کمپرسور (%)	85
راندمان ایزنتروپیک پمپ و توربین (%)	80
ساعت کارکرد (ساعت در سال)	7000
نرخ سود (%)	12
سال کارکرد اجزای سیستم	20

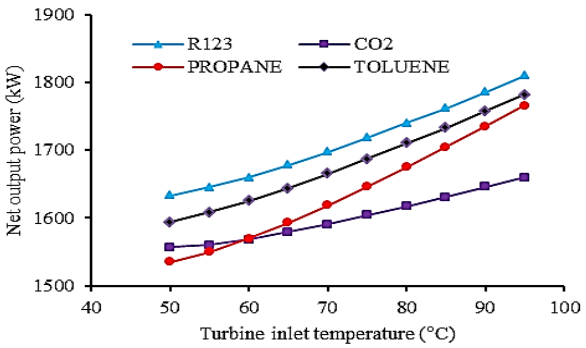

Fig. 7 the effect of turbine inlet temperature on net output power for different working fluids

شکل 7 اثر دمای ورودی به توربین روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

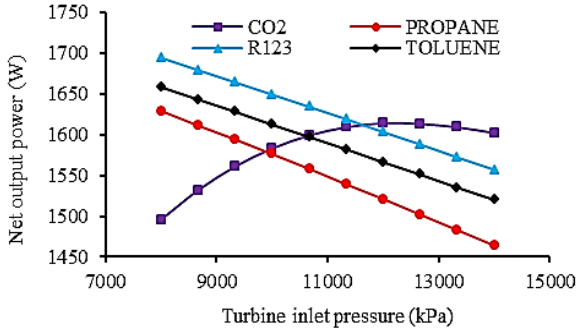

Fig. 8 The effect of turbine inlet pressure on net output power

شکل 8 اثر فشار ورودی به توربین روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

جدول 11 خواص ترمودینامیکی و هزینه جریان در حالت پایه برای سیستم گذربحرانی دی اکسید کربن

Table 11 Thermodynamic properties and cost flow rate of CO_2 transcritical system

جریان	دما (درجه سلسیوس)	فشار (کیلو پاسکال)	جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)	اگزرژی (کیلو ژول بر کیلوگرم)	هزینه	
					هزینه بر واحد اگزرژی($/GJ)	نرخ هزینه اگزرژی ($/h)
1	-20	1970	42.66	216.5	37.61	125
2	-14.69	10412	42.66	224.3	40.11	138.1
3	20	10204	42.66	217.8	40.11	134.1
4	65	10000	42.66	228.7	41.77	146.7
5	-20	1970	42.66	174	41.77	111.6
6	45	6100	124	619.8	0.0069	1.921
7	34.39	5978	124	615.6	0.0641	17.59
8	25	101.3	19.91	0	0	0
9	435	1200	19.91	371	0.675	17.96
10	1100	1140	20.26	920.7	0.271	18.24
11	495	101.3	20.26	212.7	0.271	4.214
12	100	101.3	20.26	23.44	0.271	0.4625
13	40	5870	58.33	613.7	0.001	0.1432
14	68.6	8010	58.33	663.4	0.033	4.628
15	40	2200	1.4	471.4	0.001	0.00264
16	60.1	2156	1.4	472.1	0.001	0.00264
17	60	750	0.35	4848.4	0.001	0.06404

نشان می‌دهد. با افزایش دمای چگالش، توان خالص خروجی کاهش می‌یابد زیرا دمای سیال عامل در خروجی پمپ افزایش یافته و کار پمپ افزایش یافته و در نتیجه توان خالص خروجی کاهش پیدا می‌کند. نتایج "نمودار 10" نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، کار خالص خروجی افزایش می‌یابد زیرا مقدار گرمای ورودی به سیکل کاهش یافته و در نتیجه راندمان حرارتی سیکل افزایش پیدا می‌کند. نتایج "نمودار 10" نشان می‌دهد که تمام سیال‌های عامل با افزایش دمای دیگ بخار تقریبا توان تولیدی یکسانی دارند.

"شکل 11" اثر دما ورودی به توربین را بر روی توان سرمایشی تولیدی نشان می‌دهد. دیده می‌شود که با افزایش دمای ورودی به توربین دمای ورودی به کندانسور و همچنین پمپ افزایش می‌یابد و در نتیجه توان سرمایشی تولید

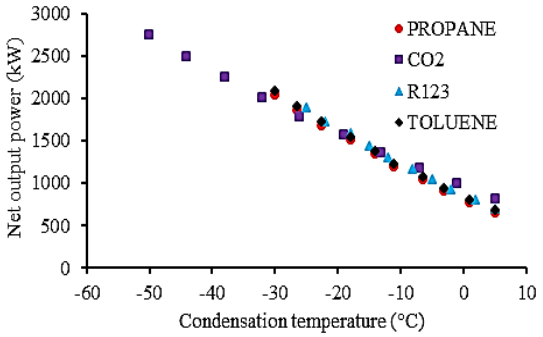

Fig.9 The effect of condensation temperature on net output power

شکل 9 اثر دمای چگالش بر روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

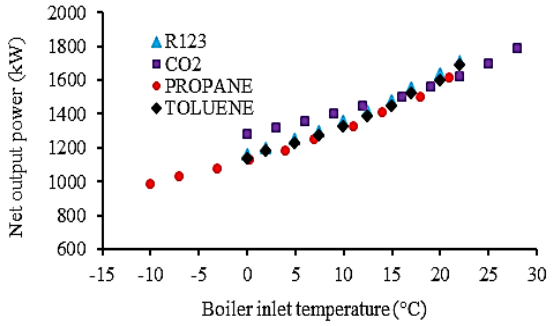

Fig.10 The effect of boiler inlet temperature on net output power

شکل 10 اثر دمای ورودی به دیگ بخار روی توان خالص در سیال عامل های مختلف

شده در سردکننده کاهش پیدا می‌کند. در "شکل 12" با افزایش فشار ورودی به توربین، توان سرمایشی با شیب کمی کاهش می‌یابد در حالی‌که به‌دلیل خواص ترموفیزیکی برای دی‌اکسیدکربن این روند صعودی می‌باشد. R-123 و تولوئن توان سرمایشی بیشتری نسبت به دیگر سیال‌های عامل تولید می‌کنند. علت رفتار مشابه این دو سیال عامل در تولید توان سرمایشی، به نزدیک بودن دمای انجماد R-123 و تولوئن نسبت به دیگر سیال عامل‌ها مربوط می‌گردد.

در "شکل 13" با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی افزایش یافته و همچنین در دماهای بالا اختلاف توان سرمایشی سیال دی‌اکسیدکربن بیشتر از دیگر سیالات می‌باشد. زیرا در دماهای بالا توان خالص سیکل دی‌اکسیدکربن بیشتر شده و توان سرمایشی تولید شده کاهش می‌یابد. در "شکل 14" دیده می‌شود که با تغییر دمای چگالش، توان سرمایشی سیالات با شیب زیاد کاهش می‌یابد زیرا دمای ورودی به پمپ زیاد شده و توان تولید شده کاهش پیدا می‌کند. همچنین باز R-123 و تولوئن توان سرمایشی بیشتری تولید می‌کنند.

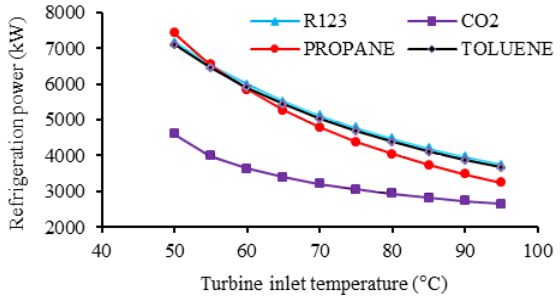

Fig.11 The refrigeration power according to turbine temperature variations.

شکل 11 اثر دمای ورودی به توربین بر روی توان سرمایشی تولید شده

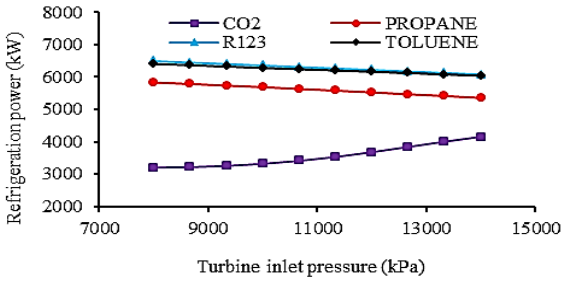

Fig.12 The refrigeration power according to turbine pressure variations

شکل 12 اثر فشار ورودی به توربین بر روی توان سرمایشی تولید شده

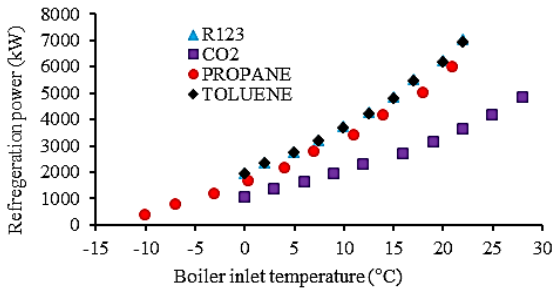

Fig.13 The refrigeration power according to boiler temperature variations

شکل 13 اثر تغییر دمای ورودی به دیگ بخار بر روی توان سرمایشی تولید شده

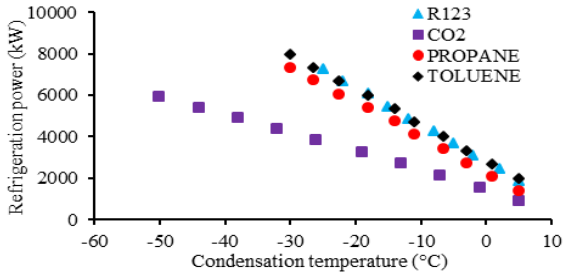

Fig. 14 The refrigeration power according to condensation temperature variations

شکل 14 اثر تغییر دمای چگالش به روی توان سرمایشی تولید شده

"نمودارهای 15 و 16" اثر تغییرات دما و فشار ورودی به توربین را بر روی هزینه کل واحد اگزرژی محصولات نشان می‌دهد. "شکل 15" نشان می‌دهد که با افزایش دمای ورودی به سیکل همان‌طور که انتظار می‌رود چون کار خالص خروجی افزایش می‌یابد ("شکل 6") و راندمان سیستم افزایش می‌یابد، هزینه اگزرژی محصولات نیز کاهش پیدا می‌کند. این اتفاق در "شکل 16" برعکس می‌باشد زیرا افزایش فشار کار خالص کاهش یافته و هزینه محصولات افزایش می‌یابد. همچنین در هر دو مشاهده می‌شود که

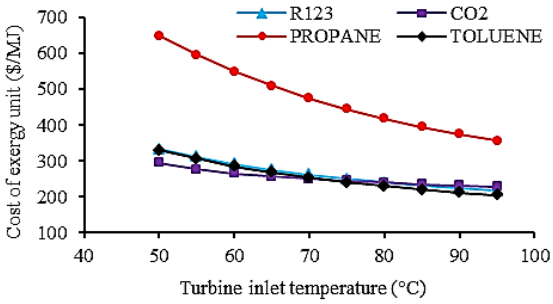

Fig.15 The effect of turbine temperature on total cost of products

شکل 15 اثر دمای ورودی توربین بر روی هزینه کل واحد اگزرژی محصولات

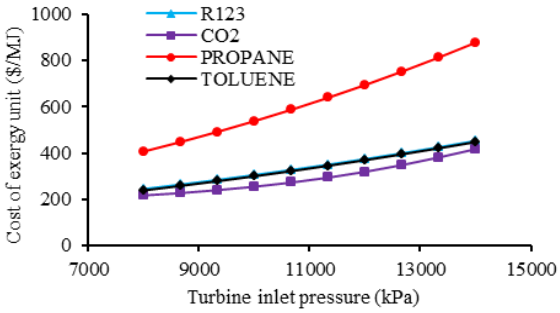

Fig.16 The effect of turbine inlet pressure on total cost of products

شکل 16 فشار ورودی به توربین بر روی هزینه کل واحد اگزرژی محصولات

تولوئن و دی اکسیدکربن هزینه کل واحد اگزرژی پایین‌تری نسبت به سیال عامل‌های دیگر دارند. در حالی‌که پروپان بیشترین هزینه را دارد.

نمودارهای" اشکال 17 و 18" نیز نشان می‌دهند که با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار کار خالص خروجی افزایش پیدا می‌کند (شکل 9) و هزینه‌های سیستم کاهش پیدا کرده و با افزایش دمای چگالش چون کار خالص خروجی کاهش پیدا کرده (شکل 8)، هزینه‌های سیستم افزایش پیدا می‌کند.

"شکل 19" مقادیر آلاینده‌های مونوکسیدکربن و اکسید نیتروژن را براساس دمای آدیاباتیک شعله نشان می‌دهد. در هر احتراق با توجه به نوع ترکیبات سوخت، فشار و دمای احتراق نقاطی وجود دارند که میزان این آلاینده‌ها در آن محدوده دارای کمترین مقدار خود می‌باشد. نقطه تلاقی این دو نمودار بهترین دما برای کمترین میزان آلاینده‌های تولید شده است.

" شکل 20" نمودار نرخ تخریب اگزرژی را در اجزای سیستم نشان می‌دهد. منبع اصلی تخریب اگزرژی در این سیستم محفظه احتراق بوده که دلیل آن برگشت‌ناپذیری‌های حاصل از احتراق می باشد. مبدل حرارتی (دیگ بخار) و کندانسور نیز به‌دلیل اختلاف دمای زیاد سیال در طرفین آن در جایگاه بعدی قرار

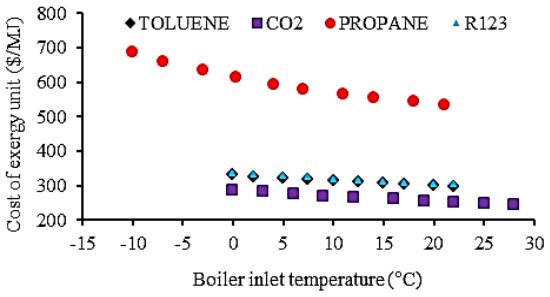

Fig. 17 The effect of boiler temperature on total cost of products

شکل 17 اثر دمای ورودی به دیگ بخار بر روی هزینه کل واحد اگزرژی محصولات

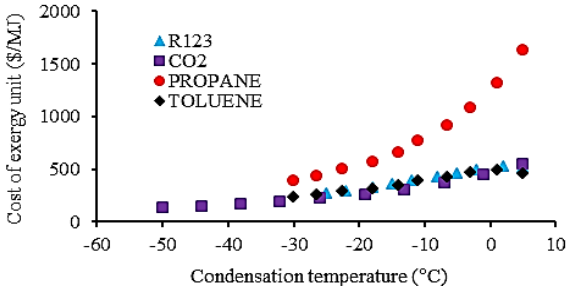

Fig.18 The effect of condensation temperature on total cost of products

شکل 18 اثر دمای ورودی کندانسور بر هزینه کل واحد اگزرژی محصولات

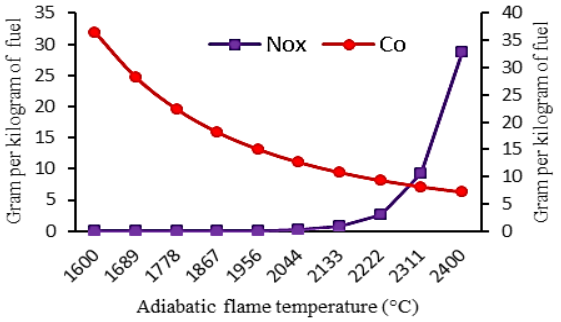

Fig.19 The production of environmental pollutants according to adiabatic flame temperature variations.

شکل 19 بررسی میزان تولید آلاینده های زیست محیطی براساس تغییر دمای شعله

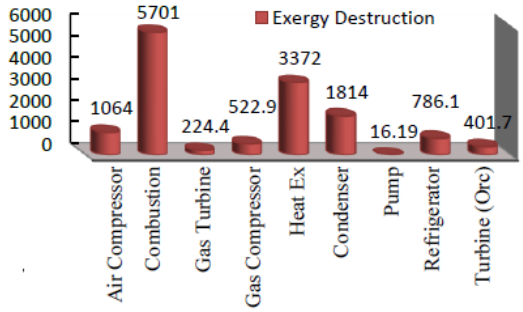

Fig. 20 the exergy destruction rate of system components

شکل 20 نرخ تخریب اگزرژی در اجزای سیستم

دارند. پمپ نیز کمترین سهم تخریب اگزرژی را به خود اختصاص می‌دهد.

6- نتیجه‌گیری

طراحی یک سیکل جدید رنکین آلی با محرک اولیه توربین گاز SGT-400 با توجه به نیازهای ایستگاه تقویت فشار منطقه نار- کنگان و همچنین تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی آن با چهار سیال عامل در این مطالعه انجام شد و نتایج زیر حاصل گردید:

1- محفظه احتراق، به‌دلیل برگشت‌ناپذیری حاصل از احتراق، و کندانسور و سرد کننده به‌دلیل اختلاف دمای بالا، به ترتیب بیشترین نرخ تخریب اگزرژی را بین اجزای سیستم دارند. در حالی‌که پمپ کمترین نرخ تخریب اگزرژی را دارا می‌باشد.

2- نتایج مدل‌سازی در حالت پایه (سیال دی‌اکسیدکربن) نشان می‌دهد که مقدار توان خالص خروجی مقدار 1.583 مگاوات، مقدار توان سرمایشی تولید شده 5.338مگاوات و مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات 103.5 دلار بر مگاژول می‌باشد. در حالی‌که برای سیال عامل‌های R-123 و تولوئن مقدار مشابه توان خالص خروجی مقدار 1.612 مگاوات، مقدار توان سرمایشی تولید شده 6.282 مگاوات و مجموع هزینه واحد اگزرژی محصولات 107.1 دلار بر مگاژول می‌باشد.

3- تاثیر متغیرهای طراحی نشان می‌دهد که برای سیال عامل‌های مختلف با افزایش دمای توربین توان تولیدی افزایش و با افزایش فشار ورودی توربین، توان تولیدی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی‌اکسیدکربن که توان خالص خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای چگالش مقدار توان خالص کاهش پیدا می‌کنند و با افزایش دمای ورودی دیگ بخار مقدار توان خالص افزایش می‌یابند.

4- نتایج مدل‌سازی برای سیال عامل‌های مختلف نشان می‌دهد که با افزایش دما و فشار ورودی به توربین بطورکلی توان سرمایشی کاهش می‌یابد به جز در سیال دی‌اکسیدکربن که افزایش فشار ورودی به توربین سبب افزایش توان سرمایشی می‌گردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به ترتیب کاهش و افزایش پیدا می‌کند.

5- نتایج نشان می‌دهد مقدار هزینه واحد اگزرژی محصولات نیز با افزایش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می‌یابد. باز هم یک مقدار بهینه فشار (12 مگاپاسکال) برای سیال عامل دی‌اکسیدکربن وجود دارد که در آن مقدار هزینه‌های سیستم حداقل می‌گردد. سیال پروپان با اختلاف زیاد دارای بیشترین نرخ هزینه و دی‌اکسیدکربن دارای کمترین نرخ هزینه می‌باشد.

6- نتایج نشان می‌دهد که R-123 و تولوئن عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی و توان سرمایشی دارند در حالی‌که هزینه کل واحد اگزرژی محصولات برای دی‌اکسیدکربن نسبت به سیال عامل‌های دیگر کمتر است.

7- با افزایش دمای ورودی به توربین دبی جرمی کاهش و با افزایش فشار ورودی افزایش می‌یابد. بیشترین مقدار دبی جرمی مربوط به سیال R-123 و کمترین مقدار متعلق به دی‌اکسیدکربن می‌باشد. در نتیجه هزینه کل واحد اگزرژی محصولات در دی اکسیدکربن کمتر می‌باشد.

7- فهرست علائم

$\dot{C}$	نرخ هزینه ($\$h^{-1}$)
c	هزینه بر واحد اگزرژی ($\$MJ^{-1}$)
e	اگزرژی مخصوص ($kJkg^{-1}$)
h	انتالپی مخصوص ($kJkg^{-1}$)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kgs^{-1})
P	فشار (MPa)
Q	نرخ انتقال حرارت (kW)
s	انتروپی مخصوص ($kJkg^{-1}K^{-1}$)
T	دما (°C یا K)
$\dot{Z}$	هزینه سرمایه‌گذاری اجزا ($)
z	نرخ هزینه سرمایه‌گذاری اجزا ($\$h^{-1}$)

علائم یونانی

β	زاویه چورون (°)
τ	زمان عملکرد دستگاه (hour)

بالا نویس‌ها

CI	هزینه سرمایه گذاری
OM	تعمیرات و نگهداری

زیرنویس‌ها

cc	محفظه احتراق
cs	طرف سرد
c	کمپرسور
con	کندانسور
e	خروجی
g	اجزای گازی
hex	مبدل حرارتی (دیگ بخار)
i	ورودی
k	اجزا
p	پمپ
ref	سرد کننده
tur	توربین

8- مراجع

[1] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.

[2] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Exergo-environmental analysis of an integrated organicRankine cycle for trigeneration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 64, pp. 447-453, 2012.

[3] J. Wang, P. Zhao, X. Niu, Y. Dai, Parametric analysis of a new combined cooling, heating and power system with transcritical CO_2 driven by solar energy, *Applied Energy*, Vol. 94, pp. 58-64, 2012.

[15] M. Li, J. Wang, S. Li, X. Wang, W. He, Y. Dai, Thermo-economic analysis and comparison of a CO_2 transcritical power cycle and an organic Rankine cycle, *Geothermics*, Vol. 50, pp. 101-111, 2014.

[16] Y. Y. Yan, H. C. Lio, T. F. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, No. 6, pp. 993-1006, 1999.

[17] Y. Y. Yan, T. F. Lin, Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Transactions-American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 118-127, 1999.

[18] W. Kuo, Y. Lie, Y. Hsieh, T. Lin, Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, No. 25, pp. 5205-5220, 2005.

[19] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal Design and Optimization*: John Wiley & Sons, pp. 243-247, 1996.

[20] R. Misra, P. Sahoo, A. Gupta, Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No. 1, pp. 47-59, 2006.

[21] H. Barzegar Avval, P. Ahmadi, A. Ghaffarizadeh, M. Saidi, Thermo-economic-environmental multiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm, *International Journal of Energy Research*, Vol. 35, No. 5, pp. 389-403, 2011.

[22] H. Sayyaadi, T. Sabzaligol, Exergoeconomic optimization of a 1000 MW light water reactor power generation system, *International Journal of Energy Research*, Vol. 33, No. 4, pp. 378-395, 2009.

[23] L. S. Vieira, J. L. Donatelli, M. E. Cruz, Exergoeconomic improvement of a complex cogeneration system integrated with a professional process simulator, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 1955-1967, 2009.

[24] R. Misra, P. Sahoo, S. Sahoo, A. Gupta, Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 2, pp. 158-169, 2003.

[25] M. Pourhasanzadeh, Thermo-economic-environmental optimization of a microturbine using genetic algorithm, *Thermal Science*, Vol. 19, No. 2, pp. 475-487, 2015.

[26] O. L. Gülder, Flame temperature estimation of conventional and future jet fuels, *Journal of Engineering for gas Turbines and Power*, Vol. 108, No. 2, pp. 376-380, 1986.

[27] H. Nami, S. Mahmoudi, A. Nemati, Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO_2 and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO_2), *Applied Thermal Engineering*, Vol. 110, pp. 1315-1330, 2017.

[4] M. Chahartaghi, M. Babaei, Energy and exergy analysis of Organic Rankine Cycle with using two-component working fluid in specified heat source conditions, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 145-156, 2014. (in Persianفارسی)

[5] Z. Sun, J. Wang, Y. Dai, J. Wang, Exergy analysis and optimization of a hydrogen production process by a solar-liquefied natural gas hybrid driven transcritical CO_2 power cycle, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 24, pp. 18731-18739, 2012.

[6] K. Hanifi Miangafsheh, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergy and Exergoeconomic analysis and optimization of cogeneration cycle under solar radiation dynamic model by using Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 15, No. 5, pp. 205-216, 2015. (in Persianفارسی)

[7] F. A. Al-Sulaiman, F. Hamdullahpur, I. Dincer, Performance assessment of a novel system using parabolic trough solar collectors for combined cooling, heating, and power production, *Renewable Energy*, Vol. 48, pp. 161-172, 2012.

[8] K. Hanifi, K. Javaherdeh, M. Yari, Exergoeconomic and exergoenvironmental analysis and optimisation of the three configurations of CO_2 transcritical cogeneration cycle using genetic algorithm, *International Journal of Exergy*, Vol. 19, No. 3, pp. 395-419, 2016.

[9] I. Dincer, Y. A. Cengel, Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering, *Entropy*, Vol. 3, No. 3, pp. 116-149, 2001.

[10] K. Hanifi Miangafsheh, *Exergoeconomic and Exergoenvironmental Analysis and Optimization of Polygeneration Cycle*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Gilan University, 2015. (in Persianفارسی)

[11] S. Li, Y. Dai, Thermo-economic comparison of Kalina and CO_2 transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 70, No. 1, pp. 139-152, 2014.

[12] R. Ventas, A. Lecuona, A. Zacarías, M. Venegas, Ammonia-lithium nitrate absorption chiller with an integrated low-pressure compression booster cycle for low driving temperatures, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 11, pp. 1351-1359, 2010.

[13] J. García-Cascales, F. Vera-García, J. Corberán-Salvador, J. Gonzálvez-Maciá, Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No. 6, pp. 1029-1041, 2007.

[14] A. Zacarías, R. Ventas, M. Venegas, A. Lecuona, Boiling heat transfer and pressure drop of ammonia-lithium nitrate solution in a plate generator, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 21, pp. 4768-4779, 2010.