ماهنامه علمى پژوهشى





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)

حسين باروتكوب¹، كاوه حنيفي ميانگفشه^{2*}، مرتضى يارى³

1- فارغ التحصيل كارشناسي ارشد، مهندسي مكانيك، دانشگاه أزاد اسلامي واحد لشت نشاء- زيباكنار، 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 پستى:kaveh.hanifi@lziau.ac.ir ،013-4113

اطلاعات مقاله	چکیدہ
مقاله پژوهشی کامل دریافت: 11 شهریور 1396 پذیرش: 17 آبان 1396 ارائه در سایت: 24 آذر 1396	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 -
کلید واژگان: اگزرژی – اقتصادی اگزرژی – زیست محیطی سیکل رنکین آلی توربین گاز گذر بحرانی دی اکسیدکربن	میباشد. این اهداف عبارتند از: تولید الکتریسیته، توان سرمایش و هزینههای تولید. با استفاده از انالیز 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 (282.6 مگاوات) دارند. در حالی که دیکلروتری فلورواتان و تولوئن (1.035 دلار بر مگاژول) عملکرد بهتری دارد. با افزایش دما و فشار ورودی به توربین توان سرمایشی کاهش میابد به جز در سیال دیکاسیدکرین که سبب افزایش توان سرمایشی میگردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به 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 میابد. در حالی که برای دی اکسیدکرین، 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 Barootkoob¹, Kaveh Hanifi Miangafsheh^{1*}, Mortaza Yari²

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 ABSTRACT In this paper, the performance of a new design cogeneration cycle with various working fluids is Original Research Paper Received 02 September 2017 investigated. Exergoeconomic and exergoenvironmental approach are developed to study the Accepted 08 November 2017 thermodynamic performance of the cycle and to assess the total cost of products. The naval design is Available Online 15 December 2017 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 Keywords: electricity and refrigeration power (cooling requirement) and total cost of products. According to recent Exergoeconomic Exergoenvironmental ORC 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 Gas turbine performance in producing electricity (1.612MW) and refrigeration power (6.282MW) among other CO2 transcritical 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.

محیطی، روشی که امروزه توجـه بیشـتری را بـه دلیـل بهـرهوری بـالا بـه خـود معطوف کرده، تولید مشترک برق و حرارت^۱ است که عبارتست از تولید همزمـان

با توجه به اهمیت روزافزون مصرف بهینه انرژی و کاهش آلایندههای زیست

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 به کار 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 به کارگیری انواع سیکلهای ترمودینامیکی، به صورت همزمان انجام گرفت. احمدی و دینچر [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 می یابد. احمدی و همکاران [2] مدلسازي كامل يك سيستم توليد سه گانه شامل سيكل توربين گاز، رنكين آلي، چیلر جذبی تک اثره و گرمکن آب خانگی را ارائه دادند. نتایج مدلسازی نشان داد که انتشار دی کسیدکربن برای سیستم تولید سه گانه نسبت به سیستمهای رایج کمتر میباشد. وانگ و همکاران [3] در یک سیستم پیشنهادی به صورت 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 رنگین آلی نشان دادند که بازده حرارتی و اگزرژی افزایش می یابد. سان و همکاران [5] با مدل سازی یک سیکل گذربحرانی دی اکسید کربن با استفاده از انرژی خورشیدی برای تولید هیدروژن، نشان دادند که با افزایش دمای ورودی توربین و دیگ بخار راندمان اگزرژی سیکل افزایش می یابد. حنیفی و همکاران [6]، عملکرد یک سیستم تولید همزمان تحت مدل دینامیکی تابش خورشیدی را با روش اگزرژی- اقتصادی مورد مطالعه قرار دادن. آنها نشان دادند که دی کسید کربن و ان اکتان عملکرد بهتری به ترتیب در میزان تولید هیدروژن و سرمایش دارنـد. ال- سـلیمان^۲ و همکاران [7] در یک يستم جديد توليد توان، حرارت و برودت براساس سيكل رنكين آلي از کلکتورهای استوانه ای توخالی به عنوان جمع کننده های 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 ترتيب 15%، 7% و 6.5% مى باشد. همچنين حنيفى و همکاران [8] سه پیکربندی مختلف از یک سیکل رنگین 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 انـرژی زیسـت تـوده در شرایط عملکردی یکسان، از نظر اقتصادی مقرون به صرفهتر میباشد.

در این تحقیق طراحی و تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی یک سیکل رنگین 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 می شود. بدین منظور چهار سیال عامل دیاکسیدکربن (حالت پایه)، دی کلروتری فلوئوراتان (123-R)، 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 می گردد.

2- تحليل ترموديناميكي

"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]:

$$\sum_{i} \dot{m}_{i} = \sum_{e} \dot{m}_{e} \tag{1}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{e} m_e h_e - \sum_{i} m_i h_i \tag{2}$$

تحلیل اگزرژی به چهار جزء تقسیم،بندی می گردد 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 می گردد [9]. اگزرژی شیمیایی مخصوصا برای سوختها بهکار می ود. با در نظر گرفتن قانون اول و دوم ترمودینامیک، موازنه اگزرژی را می توان به صورت زیر در نظر گرفت [9]:

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

بهطوریکه زیرنویسهای *i و 9* مشخص کننده اگزرژی ورودی و خروجی به داخل حجم کنترل میباشند. Ėx_D نیز نرخ تخریب اگزرژی میباشد. دیگر ترمها نیز بدین صورت محاسبه می شوند [9]:

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

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \tag{5}$$

$$ex = ex^{\rm PH} + ex^{\rm CH} \tag{6}$$

$$ex^{\rm PH} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2 - v_0}{2} + g(z - z_0)$$
⁽⁷⁾



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

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

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.45.7

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 $\dot{E}x_W$ $T_0 = 293 {
m K}$ ميان مرزهاي حجم كنترل ميباشند. معمولا دما و فشار محيط و $P_0 = 101.325$ kPa در نظر گرفته می شوند. جهت محاسبه اگزرژی $P_0 = 101.325$ kPa شیمیایی کل گازهای حاصل از سوختن، ابتدا اگزرژی ترمومکانیکی براساس فرمول (7) و سپس اگزرژی شیمیایی گازها با استفاده از فرمول (9) بهدست مىآيد [10]:

$$ex_{\rm tm} = \sum_{1}^{n} y_i \left[\left(h_{i,t} - h_{i,t_0} \right) - T_0 \left(s_{i,t}^0 - s_{i,t_0}^0 \right) + RT \ln \frac{P}{P_0} \right]$$
(8)
$$ex_{\rm tm} = RT \sum_{1}^{n} N_i \left[\ln \frac{Y_i}{Y_i} \right]$$
(9)

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{Y_{i,0}} \left[\prod_{i=1}^{n} \frac{1}{Y_{i,0}} \right]$$
(10)

$$x_{\rm tot}^{\rm an} = e x_{\rm ch} + e x_{\rm tm} \tag{10}$$

که R ثابت جهانی گازها و Y_i درصد مولی هر یک از گازهای حاصل از Rاحتراق را نشان میدهد. عباراتی که دارای اندیس صفر هستند معرف مقدار متغیر در شرایط محیط می باشند. 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 می باشند) مطابق جداول 1 و 2 می باشد. بالانس معادله سوخت در هوای اضافی %317 و رطوبت نسبى %60 محاسبه گرديده است.

برای تعیین اگزرژی سوخت میتوان از معادله زیر استفاده کرد]10[:
$$\xi = \frac{Ex_F}{LHV_E}$$
 (11)

که ζ نسبت اگزرژی شیمیایی به ارزش حرارتی پایین سوخت تعریف می شود که معمولا برای سوختهای گازی نزدیک مقدار 1 میباشد. برای سوختهای گازی عمومی با ترکیب $C_X H_Y$ از رابطه زیر تعیین می گردد [10]: $\zeta = 1.003 + 0.0169 \frac{y}{x} - \frac{0.0698}{x}$ (12)

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

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

یکی از پارامترهای اساسی برای تحلیل اگزرژی- اقتصادی یک سیستم، تعیین سطوح انتقال حرارت در مبدل های حرارتی آن میباشد زیرا تعیین هزینه این اجزا

جدول 1 درصد مولى تركيبات هوا در رطوبت 60 درصد و فشار 1 اتمسفر Table 1 Composition of air in 60% relative humidity and 1 atmosphere pressure

e (mo)	lecular percentage)	
	تركيبات	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 مولى تركيبات گاز سوخت

Table 2 Composition of fuel gas (molecular percentage)					
تركيبات	درصد مولی (%)	تركيبات	درصد مولی (%)		
CH_4	0.8966	C7H16	0.0024		
C_2H_6	0.0351	C8H18	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		
$C_{6}H_{14}$	0.0017				

براساس مساحت سطح انتقال حرارت در آنها برآورد می گردد. در این مطالعه از مبدل های حرارتی صفحه ای ۲ به دلیل کارایی بالا، ساختار فشرده و هزینه تعمیر و نگهداری پایین آن استفاده گردیده است [12,9]. در مبدل های حرارتی سطوح انتقال حرارت براساس جریان یک فازی و دو فازی تعیین میشود.

1-1-2- جریان تک فازی

انتقال حرارت در منطقه تک فازی از رابطه (11) تعیین می گردد [10]: $Q_{Sp} = U_{Sp}A_{Sp}\Delta T_m$ 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) تعيين ميگردد [10]:

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

که در آن h_{cs} و h_{cs} به ترتیب ضریب انتقال حرارت جابجایی طرف گرم و سرد مي باشند. با استفاده از رابطه چيشولم و وانياراچي [13] مي توان عدد نوسلت را به

صورت تابع عدد رینولدز، عدد پرانتل و زاویه صفحه^۲ بهصورت زیر بهدست آورد:
Nu = 0 724(
$$\frac{6\beta}{2}$$
)^{0.646} Re^{0.583}Pr $_{3}^{1}$ $\frac{\pi}{2} < \beta < \frac{4\pi}{2}$ (15)

$$h = (\lambda \times \text{Nu})/D_h$$
(16)

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

 D_h که در آن G نشان دهنده سرعت جرمی عبوری از کانال های صفحه و مشخص کننده قطر هیدرولیکی کانال جریان میباشد که از رابطههای (16) و $N_{\rm ch}$ بهدست می آیند [9,8]. که در آن b ارتفاع کانال، w عرض کانال و (17) تعداد کانال میباشد.

$$G = \frac{m}{N_{\rm ch} \times b \times w} \tag{18}$$

$$D_h = \frac{4A}{C} = \frac{4DW}{2(b+w)}$$
(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	$\vec{E}x_{D_{\rm AC}} = \vec{E}x_8 - \vec{E}x_9 + \dot{w}_{\rm ac}$	$\eta_{\rm ac} = \frac{\dot{E}x_9 - \dot{E}x_8}{\dot{W}_{\rm AC}}$
کمپرسور گازی	$\dot{Ex}_{D_{\rm GC}} = \dot{Ex}_{13} - \dot{Ex}_{14} + \dot{w}_{\rm gc}$	$\eta_{\rm gc} = \frac{\dot{Ex}_{14} - \dot{Ex}_{13}}{\dot{w}_{\rm GC}}$
توربین گازی	$\dot{Ex}_{D_{\text{GT}}} = \dot{Ex}_{10} - \dot{Ex}_{11} - \dot{w}_{\text{gt}}$	$\eta_{\rm gt} = \frac{\dot{w}_{GT}}{\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}}$
محفظه احتراق	$\dot{Ex}_{D_{\rm CC}} = \dot{Ex}_9 + \dot{Ex}_{17} - \dot{Ex}_{10}$	$\eta_{\rm CC} = \frac{\vec{E}x_{10}}{\vec{E}x_9 - \vec{E}x_{17}}$
پمپ	$\vec{E}x_{DP} = \vec{E}x_1 - \vec{E}x_2 + \dot{w}_P$	$\eta_{\rm P} = \frac{\dot{Ex}_1 - \dot{Ex}_2}{\dot{W}_P}$
سرد کننده Ex ₁₃	$\frac{1}{2} \vec{Ex}_{D_{\text{ref}}} = \vec{Ex}_2 - \vec{Ex}_3 + \vec{Ex}_{12} - \vec{Ex}_{12}$	$\eta_{\rm ref} = 1 - \frac{\dot{Ex}_{D\rm ref}}{\dot{Ex}_2 + \dot{Ex}}$
مبدل	$\vec{Ex}_{D_{\text{hex}}} = \vec{Ex}_3 - \vec{Ex}_4 + \vec{Ex}_8 - \vec{Ex}_9$	$\eta_{\rm hex} = \frac{\vec{E}x_4 - \vec{E}x_3}{\vec{E}x_8 - \vec{E}x_9}$
توربين	$\vec{Ex}_{D_{\text{tur}}} = \vec{Ex}_4 - \vec{Ex}_5 - \dot{w}_{\text{tur}}$	$\eta_{\rm tur} = \frac{\dot{w}_{\rm tur}}{\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5}$
چگالنده x ₇	$- \vec{Ex}_{D_{\text{con}}} = \vec{Ex}_5 - \vec{Ex}_1 + \vec{Ex}_6 - \vec{E}$	$\eta_{\rm con} = 1 - \frac{\dot{E} x_{D \rm con}}{\dot{E} x_{D \rm con}}$

¹ Plate Heat Exchanger (PHE)

 $\vec{E}x_5 + \vec{E}x_6$

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.45.7

Chisholm and Wanniarachi correlation

³ Chevron angle

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

$$r = \frac{1}{\lambda}$$
(20)
$$r = \frac{2 \times f \times G^2}{2 \times f \times G^2}$$
(21)

$$\Delta P = \frac{1}{D_h \times \rho} L$$
 (21)
که در آنها C_p گرمای ویژه، η ضریب لزجت، λ ضریب انتقال حرارت

رسانایی، *م* چگالی، *L* طول کانال و f ضریب اصطکاک میباشد که از روابط ونتاس۱[14] حاصل میگردد:

$$f = 14.62 \text{Re}^{-0.514} \qquad \text{Re} \ge 5 \tag{22}$$

$$f = 2.21 \text{Re}^{-0.097} \qquad \text{Re} \ge 180 \tag{23}$$

2-1-2- جريان دو فازى

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^۲ 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 به صورت زیر میباشد [9,8]:

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

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

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

$$Q_{i} = U_{i}A_{i} \frac{(T_{\text{hs};i+1} - T_{\text{cs};i+1}) - (T_{\text{hs};i} - T_{\text{cs};i})}{\ln[\frac{(T_{\text{hs};i+1} - T_{\text{cs};i+1})}{(T_{\text{hs};i} - T_{\text{cs};i})}]}$$
(27)

بنابراین می توان سطح انتقال حرارت را برای هر قسمت با داشتن حاصل ضرب U_iA_i به دست آورد. کل مساحت سطح انتقال حرارت مبدل حرارتی نیز با جمع نمودن مساحتهای جزئی در هر قسمت تعیین می گردد. ضریب انتقال حرارت چگالش⁷ در طرف گرم هر قسمت از سیستم از رابطه (28) به دست می آید [16,15]. ضریب انتقال حرارت تبخیر⁴ در طرف سرد هر قسمت از سیستم از رابطه (29) به دست می آید [17]:

$$Nu_{i;hs} = \frac{h_{hs;i} \times D_{h}}{\lambda_{i}} = 4.118 \operatorname{Re}_{eq;i}^{0.4} \operatorname{Pr}_{i}^{\frac{1}{3}}$$
(28)

$$Nu_{i;cs} = 1.9 \operatorname{Pr}_{i}^{\frac{1}{3}} \operatorname{Bo}_{eq;i}^{0.3} \operatorname{Re}_{eq;i}^{0.5} \left| \left(1 - x_{m,i} \right) + x_{m,i} \left(\frac{\rho_{1}}{\rho_{v}} \right)^{0.5} \right|$$
(29)

که در ان Pr_i عدد پرانتل مایع اشباع برای سیال عامل، X_{m,i} کیفیت بخار برای هر قسمت، Re_{eqi}i و BO_{eqi}i به ترتیب عدد رینولدز و عدد جوشش برای هر قسمت می،اشند که از رابطههای زیر تعیین میگردند [17]:

$$\operatorname{Re}_{\operatorname{eq};i} = \frac{G_{\operatorname{eq};i} \times D_h}{\eta_l}$$
(30)

$$Bo_{eq;i} = \frac{q}{G_{eq;i} \times h_{fg}}$$
(31)

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

ho که در این روابط q شار حرارتی میانگین دیواره، $h_{
m fg}$ آنتالپی تبخیر، q

چگالی، اندیس I e 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 می گردد. ضریب اصطکاک مورد استفاده در کندانسور از رابطه کو⁴ و در اواپراتور از رابطه هسیه⁵ بهدست می آید [18]:

 $f_{\text{con};i} = 21500Bo_{\text{eq};i}^{-0.085} \operatorname{Re}_{\text{eq};i}^{-1.14}$ (33)

$$f_{eva;i} = 6100 \text{ Re}_{eq;i}^{-1.25}$$
 (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% می باشد. همچنین برای توان خروجی توربین مقدار %3.2 می باشد.

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^۷ فراهم مینماید. بعضی پیشنهاد کردند هنگامی که هزینههای اگزرژی قابل اجرا نباشند، تحلیل ترمودینامیکی- اقتصادی برای مشخص کردن تحلیل اقتصادی و ترمودینامیکی مناسب تر میباشد [19]. براساس تعیین تابع هزینه که به پارامترهای مهم بهینه سازی وابسته است، هزینه اجزای مخصوص به صورت 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 فرمول بندی



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



⁵ Kuo correlation

¹ Ventas correlation

² Enhanced LMTD method

³ Condensation heat transfer coefficient ⁴ Evaporation heat transfer coefficient

⁶ Hsieh correlation
⁷ Cost-effective system

میگردد [19,10]: (35)

$$\dot{C}_{P,\text{tot}} = \dot{C}_{F,\text{tot}} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{CI} + \dot{Z}_{\text{tot}}^{\text{OM}}$$

 $^{\circ}$ در این معادله \dot{C} مشخص کننده نرخ هزینه مرتبط با جریان اگزرژی (جریان مواد، انتقال حرارت یا توان) و Ż مشخص کننده 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 سرمایه گذاری^۲ Ż^{CI} و هزینه های تعمیر و نگهداری Ż^{OM}. [19,10].

1-3- هزينه اگزرژي (موازنه هزينه)

برای یک سیستم در حالت جریان پایدار، ممکن است چندین جریان ورودی و خروجي همانند كار و حرارت، تحت اندركنش با محيط وجود داشته باشد. اين انتقال انرژی و مواد باعث انتقال اگزرژی به سیستم میگردد و همچنین تخریب اگزرژی^۳ نیز می تواند 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 .[10]

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

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

$$\dot{C}_{\rm w} = C_{\rm w} \times \dot{W} \tag{38}$$

$$\dot{C}_a = C_a \times \dot{E} x_a \tag{39}$$

که در آن \dot{C}_{e} ، \dot{C}_{e} ، \dot{C}_{e} به ترتیب مشخص کننده هزینه بر واحد اگزرژی ورودی، خروجی، توان و انتقال حرارت می باشند. که واحد آنها دلار بر گیگاژول (J/GJ) است. برای هر یک از اجزای سیستم با دریافت انتقال حرارت و توليد توان مي توان نوشت [19]:

$$\dot{C}_{q,k} + \sum_{i} \dot{C}_{i,k} + \dot{z}_{k} = \sum_{e} \dot{C}_{e,k} + \dot{C}_{w,k}$$
(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 سرمایه گذاری 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 می شود و ترم $\dot{C}_{a,k}$ با علامت مثبت به طرف چپ معادله منتقل می گردند؛ زیرا معادلات موازنههای هزینه معمولا طوری نوشته میشوند، که تمامی عبارتها مثبت باشند. با استفاده از معادلههای (36) تا (39) معادله (40) را می توان به صورت زير بازنويسي نمود [19]:

$$\sum_{k=1}^{n} (C_e \vec{E} x_e)_k + C_{w,k} \dot{W}_k = C_{q,k} \vec{E} x_{q,k} + \sum_{k=1}^{n} (C_i \vec{E} x_i)_k + \dot{Z}_k$$
(41)
$$\dot{C}_j = C_j \times \dot{E} x_j$$
(42)

در این تحلیل، اگزرژی سوخت و محصول بهعنوان اگزرژی ورودی و خروجی به سیستم از طریق تحلیل اگزرژی مشخص می گردند. در فرمول موازنه هزينه، معادله (40)، هيچ ترم هزينهاى كه بهطور مستقيم با تخريب اگزرژی هریک از اجزا مرتبط باشد، وجود ندارد. بر این اساس، هزینه مرتبط با تخریب اگزرژی در اجزا و فرآیندهای سیستم به صورت هزینه مخفی است. با تركيب موازنه هاى اگزرژى و اگزرژى- اقتصادى مىتوان نوشت [20]: (43) $\dot{E}x_{F,k} = \dot{E}x_{P,k} + \dot{E}x_{D,k}$

$$\dot{Z}_K = \dot{Z}_K^{\text{CI}} + \dot{Z}_K^{\text{OM}} \tag{44}$$

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 سرمایه گذاری سالیانه جزء kام از رابطه زیر محاسبه می گردد [22,21]:

$$\dot{Z}_{K}^{\text{CI}} = \frac{CRF \times \varphi}{\tau} Z_{K} \tag{45}$$

 τ ،که در این رابطه Z_k قیمت خریداری اجزای k ام در سال برآورد هزینه z_k تعداد ساعتهای عملکرد سالانه، φ ضریب نگهداری و CRF ضریب بازگشت سرمایه^۴ محسوب می گردد که به نرخ سود و عمر مفید دستگاهها وابسته است و بهصورت زیر محاسبه می شود [22,21]:

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

بهطوری *که i* نشان دهنده 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]:

$$\dot{Z}_{k}^{OM} = \gamma_{k} Z_{k} + \dot{E} x_{P,K} \times \omega_{k} + \dot{R}_{k}$$

$$\tag{47}$$

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 سرمایه گذاری 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 چشم پوشی شده است [24,23].

3-2- تابع هزينه اجزاى سيستم

برای تعیین ماتریس نرخ اگزرژی برای یک فرایند، تعیین هزینه هریک از اجزای سیستم یک پارامتر اساسی میباشد. روابط حاکم بر تعیین هزینه سرمایه گذاری 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 سوئیفت⁴، مجله ماهیانه شاخص قیمت نیروگاههای مهندسی شیمی^{*}، در این

جدول 4 روابط حاكم بر محاسبه هزينه سرمايه گذاري اجزاي سيكل رنكين [19,8] Table 4 Government equation of capital investment of Rankine cycle [8,19]

روابط هزينه سرمايه گذارى	اجزا
$Z_{\text{hex}} = \frac{527.7}{397} (B_{1,\text{hex}} + B_{2,\text{hex}} F_{M,\text{hex}} \ F_{P,\text{hex}}) F_S Z_{\text{hex}}^0$ $\log Z_{\text{hex}}^0 = K_{1,\text{hex}} + K_{2,\text{hex}} \log A_{\text{hex}} + K_{3,\text{hex}} (\log A_{\text{hex}})^2$	مبدل حرارتی
$\log F_{P,\text{hex}}^{0} = C_{1,\text{hex}} + C_{2,\text{hex}} \log P_{\text{hex}} + C_{3,\text{hex}} (\log P_{\text{hex}})^{2}$ $Z_{\text{tur}} = \frac{527.7}{397} F_{MP,\text{tur}} F_{S} Z_{\text{tur}}^{0}$ $\log Z_{0\text{tur}}^{0} = K_{1,\text{tur}} + K_{2,\text{tur}} \log W_{\text{tur}} + K_{3,\text{tur}} (\log W_{\text{tur}})^{2}$	توربين
$Z_{\rm P} = \frac{527.7}{397} (B_{1,\rm P} + B_{2,\rm P} F_{M,\rm P} \ F_{P,\rm P}) F_S Z_{\rm P}^0$ $\log Z_{\rm P}^0 = K_{1,\rm P} + K_{2,\rm P} \log W_{\rm P} + K_{3,\rm P} (\log W_{\rm P})^2$ $\log F_{P,\rm P} = C_{1,\rm P} + C_{2,\rm P} \log P_{\rm P} + C_{3,\rm P} (\log P_{\rm P})^2$	پمپ

Capital Recovery Factor (CRF)

⁵ Marshall and Swift (M&S) Equipment Cost Index ⁶ Chemical Engineering Plant Cost Index

Cost rate of exergy stream

² Capital Investment (CI) ³ Exergy destruction

 $[\]dot{Z}_k^{ ext{CI}}$ ترم \dot{Z}_k در معادله (39) نرخ هزینه کل مرتبط با هزینه سرمایه گذاری $\dot{Z}_k^{ ext{CI}}$ و تعمیر و نگهداری $\dot{Z}^{\sf OM}_k$ برای جزءkام میباشد که از رابطه زیر بهدست مىآيد [20]:

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

جدول 8 روابط حاکم بر معادلات بالانس هزینه اجزای سیستم Table 8 Government equation of cost balance of system components

درصد خطای جذر میانگین مربعات برای مقدار راندمان حرارتی 2% و در "شکلهای 5 و 6" مقادیر این خطا به ترتیب %5.2 و %6.9 می باشد. همچنین در "شکلهای 5 و 6" نشان داده می شود 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. به طوری که این مبدل ها در اختلاف فشارهای کمتر از 2.5 MPa بین سیالات مورد استفاده در طرفین مبدل، عمکرد خوبی دارند [5]. در حالی که 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^۲ استفاده شده است و در مطالعه حاضر از مرجع نرمافزار ایز") [12].

4-تحليل اگزرژی-زيست محيطي

گازهای دیاکسیدکربن، مونوکسیدکربن و اکسیدهای نیتروژن به عنوان مهمترین



² REFPROP 3 EES

جدول 5 مقادير پارامترهای مربوط به هزينه سرمايه گذاری سيکل رنکين[8, 19] Table 5 Parameters values of capital investment of Rankine cycle [8, 19]

متغير	مقدار	متغير	مقدار	متغير	مقدار	متغير	مقدار
B _{1,hex}	0.96	$F_{M,P}$	2.2	K _{3,hex}	0.155	С _{з,Р}	-0.0023
$B_{2,hex}$	1.21	$K_{1,P}$	3.389	$C_{1,\text{hex}}$	0	$F_{MP,tur}$	3.5
$F_{M,hex}$	2.4	$K_{2,P}$	0.054	$C_{2,\text{hex}}$	0	$K_{1,tur}$	2.2659
F_{S}	1.7	$K_{3,P}$	0.154	$C_{3,\text{hex}}$	0	$K_{2,tur}$	1.4398
$K_{1,\text{hex}}$	4.6656	$C_{1,P}$	-0.394	$B_{1,P}$	1.89	K _{3,tur}	-0.1776
$K_{2,\rm hex}$	-0.1557	$C_{2,P}$	0.396	$B_{2,P}$	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]

روابط هزينه سرمايه گذاري	تجهيزات
$Z_{\rm AC} = \left(\frac{C_{11}\dot{m}_a}{C_{12} - \eta_{\rm AC}}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	کمپرسور
$Z_{\rm CC} = \left(\frac{C_{21}\dot{m}_a}{C_{22} - \frac{P_4}{P_3}}\right) (1 + e^{(c_{23}T_4 - c_{24})})$	محفظه احتراق
$Z_{\rm GT} = \left(\frac{C_{31} \dot{m}_a}{C_{32} - \eta_{\rm GT}}\right) \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) (1 + e^{(c_{33}T_4 - c_{34})})$	توربين گاز

جدول7 مقادير پارامترهای مربوط به اجزای سيکل توربين گاز [25]

Table 7 Parameters values of c	apital investment o	f gas turbine cycle [25]
$C_{11} = 71.1$ kg ⁻¹ s ⁻¹	$C_{12} = 0.09$	$C_{23} = 0.018(K^{-1})$
$C_{21} = 46.08 \text{kg}^{-1} s^{-1}$	$C_{22} = 0.995$	$C_{33} = 0.036(K^{-1})$
$C_{31} = 479.34$ 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 هزينه

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 می باشد و می توان برای تعیین نرخ هزينه اگزرژي \dot{C}_k يا هزينه در واحد اگزرژي c_k استفاده نمود. اگر بيش از يک جریان خروجی محصول برای بعضی از اجزا وجود داشته باشد در این حالت، باید از معادلات کمکی^۱ 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 می توان از ماتریس نرخ اگزرژی استفاده نمود. $[\dot{E}x_k] \times [\dot{C}_K] = [\dot{Z}_k]$ (48)

که در آن $[\dot{C}_{K}]_{*}[\dot{C}_{K}]_{*}$ به ترتیب ماتریس نرخ اگزرژی (بهدست Z_k آمده از آنالیز اگزرژی)، بردار هزینه اگزرژی (محاسبه شده) و بردار ضرایب (بدست آمده از تحلیل اقتصادی) می باشد. 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 مبدل های 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

DOR: 20.1001.1.10275940.1396.17.12.45.7

Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-05-17]

¹ Auxiliary equations



Fig. 5 Validation of heat transfer surfaces with Li et al [15] شكل 5 اعتبارسنجي مقادير سطوح انتقال حرارت با مقادير مقاله لي و همكاران [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 نمی توان آنها را همچون گاز متان بهعنوان خوراک نیروگاهها به کار 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 دی کسیدکربن 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 می گیرد. این هزینهها بهصورت یک پارامتر تحت نام $\dot{C}_{
m env}$ در معادلات بالانس هزینه وارد می شوند و باعث افزایش هزینه سیستم می گردند. در حقیقت این ترم، مقدار هزینهای میباشد که برای جلوگیری از انتشار این آلایندهها در نظر گرفته می شود. در مطالعه حاضر نیز اثر این دو گاز بهعنوان گازهای آلاینده محیط زیست در نظر گرفته شده است. مقدار Čenv از رابطه زیر تعیین می گردد [25,10]:

 $\dot{C}_{\rm env} = \dot{m}_{\rm co} \cdot c_{\rm co} + \dot{m}_{\rm NOx} \cdot c_{\rm NOx}$ (49)به ترتیب مقدار دبی جرمی $\dot{m}_{
m Nox}$ به ترتیب مقدار دبی جرمی $\dot{m}_{
m Nox}$ انتشار آلایندههای مونوکسیدکربن و اکسیدنیتروژن حاصل از احتراق یک $c_{
m Nox} = 6.853 \, {
m kg_{
m Nox}} \, {
m e}_{
m co} = 0.02086 \, {
m kg_{
m CO}}$ و $c_{
m co}$ به ترتیب هزینه از بین بردن آلایندگی بر واحد جرم برای مونوکسیدکربن و اكسيد نيتروژن ميباشند [1]. براي تعيين مقدار دبي جرمي انتشار آلایندههای حاصل از احتراق نیاز به تعیین دمای شعله آدیاباتیک میباشد

.[25]

دمای شعله ادیاباتیک در منطقه اولیه محفظه احتراق با استفاده از رابطه
زیر تعیین می گردد [27,26]:

$$T_{PZ} = A\sigma^{\alpha} e^{(\beta(\sigma+\lambda)^2)} \pi^{X^*} \theta^{Y^*} \psi^{Z^*}$$
 (50)
که در آن π نسبت فشار بی بعد P/P_{REF} نسبت دمای بی بعد
 $\emptyset \leq 1$ نسبت اتمی هیدروژن به کربن H/C که مقدار σ اگر $1 \geq \emptyset$
باشد آنگاه $\emptyset = \sigma$ و اگر $1 \leq \emptyset$ باشد آنگاه $0 = -0 = \sigma$ خواهد بود که
 ψ نسبت مولی یا جرمی است. مقادیر مربوط به متغیرهای * X^* و * Z^* نیز
 ψ نیز (26,10]:
 $\chi^* = a_1 + \delta b_1 + c_1 \delta^2$
 $Y^* = a_2 + \delta b_2 + c_2 \delta^2$

$$T = u_2 + 0b_2 + c_2 0$$

$$T^* = a_1 + b_2 + c_2 b_2$$
(52)

$$Z^* = a_3 + \delta b_3 + c_3 \delta^2$$
 (53)

در معادلات (53-50) یارامترها ۵, *A*, *B*, *λ*, *a*_i, *b*_i, *c*_i) یارامترها دارای مقداري ثابت بوده كه مطابق جدول 9 مي باشند [1].

مطابق آنچه گفته شد مقدار CO و NO_x تولید شده در محفظه احتراق و واكنش احتراق با دماى شعله آدياباتيك در منطقه اوليه احتراق تغيير مىكند. مقدار انتشار آلودگی (در هر گرم به ازای هر کیلوگرم سوخت) با توجه به معادلات زير حاصل می شود [10]:

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

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

 $au = 0.002(\mathrm{s}$) که در آن au زمان احتراق است که مقدار آن ثابت و برابر با 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-نتايج 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	$0.3 \le \varphi \le 1$ $1 \le \varphi \le 1.6$		≤1.6		
	$0.92 \le \theta \le 2$	$2 \le \theta \le 3.2$	$0.92 \leq \theta \leq 2$	2≤ θ ≤3.2	
А	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	
<i>a</i> ₁	0.0143	0.0106	0.0311	0.0361	
b_1	-0.0553	-0.045	-0.078	-0.085	
<i>c</i> ₁	0.0526	0.0482	0.0497	0.0517	
<i>a</i> ₂	0.3955	0.5688	0.0254	0.0097	
<i>b</i> ₂	-0.4417	-0.55	0.2602	0.502	
<i>c</i> ₂	0.141	0.1319	-0.1318	-0.2471	
<i>a</i> ₃	0.0052	0.0108	0.0042	0.017	
<i>b</i> ₃	-0.1289	-0.1291	-0.1781	-0.1894	
<i>C</i> 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 می باشد. 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 هزینه های واحد اگزرژی محصولات مورد بررسی قرار گرفت. مطالعه پایه بر روی سیکل گذر بحرانی دی کسیدکربن انجام شده است و سپس اثر سیال عامل های دیگر نیز مورد مطالعه قرار می گیرد. هزینه سوخت مصرفی نیز از رابطه محاسبه می شود که c_F معرف هزینه واحد سوخت و $\dot{C}_F = \dot{m}_F imes c_F imes ext{LHV}$ LHV ارزش حرارتي پايين سوخت باشد. هزينه واحد سوخت مصرفي متغير بوده و در اینجا ($c_F = 0.004 (\text{S/MJ})$ در نظر گرفته شده است و ارزش حرارتی پایین سوخت LHV = 45740(kJ/kg) با توجه به تركيبات 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: الزرژي [X] = $\{\dot{C}_1, \dot{C}_2, \dot{C}_3, \dots, \dot{C}_{env}\}$ هوای ورودی به کمپرسور قابل چشم_لوشی، $c_8=0$ میباشد و هزینه واحد اگزرژی گرمای هدر رفته از سیستم $c_{\mathrm{Qhlst}} = 0$ صفر فرض می گردد، [10]. در نتيجه هزينه واحد اگزرژي كل جريان سيستم را ميتوان با حل نمودن سيستم معادلات خطى با 17 معادله و 17 مجهول بهدست آورد. فرضيات اوليه و یارامترهای 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 می دهد. اثر دمای و فشار ورودی به توربین بر روی توان خالص خروجی در "شکلهای 7 و 8" نشان داده شده است. نتایج نشان می دهد که با افزایش دما، توان خالص خروجی، به دلیل افزایش آنتالپی برای همه سیالهای عامل افزایش می یابد و دیده می شود که 123-R عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی در بین سیال عاملهای دیگر دارد. علت این عملکرد بهتر، پایین بودن نقطه جوش سیال ۲23-R نسبت به دیگر سیال عاملها می باشد. که منجر به سوپرهیت شدن بیشتر آن و در نتیجه افزایش توان تولیدی بهتر شده است. در "شکل 8" دیده می شود که بطور کلی با افزایش قشار ورودی به توربین، توان خالص خروجی کاهش پیدا می کند در حالی که برای سیال عامل دی اکسیدکربن، در یک فشار بهینه (12 مگاپاسکال) بیشترین توان خالص خروجی حاصل می گردد و به دلیل خواص ترموفیزیکی آن با افزایش فشار از یک مقدار مشخص، آنتالپی سیستم افت کرده و دبی جرمی آن افزایش می یابد که منجر به کاهش کار خالص

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

خروجي مي شود.

جدول 10 داده های ورودی فرض شده برای مدلسازی ترمودینامیکی- اقتصادی Table 10Input data for thermo-economic modeling

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



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







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

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 CO2 transcritical system

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 \hat{m} with the constant of the constant of

شده در سردکننده کاهش پیدا می کند. در "شکل 12" با افزایش فشار ورودی به توربین، توان سرمایشی با شیب کمی کاهش می ابد در حالی که بهدلیل خواص ترموفیزیکی برای دی اکسید کربن این روند صعودی می باشد. 123-R و تولوئن توان سرمایشی بیشتری نسبت به دیگر سیال های عامل تولید می کنند. علت رفتار مشابه این دو سیال عامل در تولید توان سرمایشی، به نزدیک بودن دمای انجماد 123-R و تولوئن نسبت به دیگر سیال عامل ها مربوط می گردد.

در "شکل 13" با افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی افزایش یافته و همچنین در دماهای بالا اختلاف توان سرمایشی سیال دی اکسیدکربن بیشتر از دیگر سیالات می باشد. زیرا در دماهای بالا توان خالص سیکل دی اکسیدکربن بیشتر شده و توان سرمایشی تولید شده کاهش می یابد. در "شکل 14" دیده می شود که با تغییر دمای چگالش، توان سرمایشی سیالات با شیب زیاد کاهش می یابد زیرا دمای ورودی به پمپ زیاد شده و توان تولید شده کاهش می کند. می کند. همچنین باز 123-R و تولوئن توان سرمایشی بیشتری تولید می کنند.







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



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 هزينه كل واحد اگزرژي محصولات نشان ميدهد. "شكل 15" نشان ميدهد که با افزایش دمای ورودی به سیکل همانطور که انتظار میرود چون کار خالص خروجی افزایش می یابد ("شکل 6") و راندمان سیستم افزایش می یابد، هزینه اگزرژی محصولات نیز کاهش پیدا می کند. این اتفاق در "شكل 16" برعكس مىباشد زيرا افزايش فشار كار خالص كاهش يافته و هزینه محصولات افزایش می یابد. همچنین در هر دو مشاهده می شود که









تولوئن و دی اکسیدکربن هزینه کل واحد اگزرژی پایین تری نسبت به سیال عاملهای دیگر دارند. در حالی که 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 می کند.

"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 می باشد. 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.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

370



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- نتيجه گيري

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 حالی که پمپ کمترین نرخ تخریب اگزرژی را دارا میباشد.
- 2- نتایج مدلسازی در حالت یایه (سیال دی کسیدکربن) نشان می دهد که مقدار توان خالص خروجي مقدار 1.583 مگاوات، مقدار توان سرمايشي توليد شده 5.338مگاوات و مجموع هزينه واحد اگزرژی محصولات 103.5 دلار بر مگاژول می باشد. در حالی که برای سیال عامل های 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 دی کسیدکربن که توان خالص خروجی ابتدا افزایش و سپس کاهش می ابد. همچنین با افزایش دمای چگالش مقدار توان خالص کاهش پیدا میکنند و با افزایش دمای ورودی دیگ بخار مقدار توان خالص افزایش می یابند.
- 4- نتایج مدلسازی برای سیال عامل های مختلف نشان میدهد که با افزایش دما و فشار ورودی به توربین بطورکلی توان سرمایشی کاهش مییابد به جز در سیال دی کسیدکربن که افزایش فشار ورودی به توربین سبب افزایش توان سرمایشی می گردد. همچنین با افزایش دمای چگالش و افزایش دمای ورودی به دیگ بخار، توان سرمایشی به ترتیب کاهش و افزايش پيدا ميكند.
- 5- نتايج نشان مىدهد مقدار هزينه واحد اگزرژى محصولات نيز با افزايش دمای ورودی دیگ بخار و توربین و کاهش دمای چگالش، کاهش می یابد. باز هم یک مقدار بهینه فشار (12 مگاپاسکال) برای سیال عامل دیاکسیدکربن وجود دارد که در آن مقدار هزینههای سیستم حداقل می گردد. سیال پروپان با اختلاف زیاد دارای بیشترین نرخ هزینه و دی کسیدکربن دارای کمترین نرخ هزینه می باشد.

- 6- نتایج نشان میدهد که R-123 و تولوئن عملکرد بهتری در تولید توان خالص خروجی و توان سرمایشی دارند در حالی که هزینه کل واحد اگزرژی محصولات برای دیاکسیدکربن نسبت به سیال عاملهای دیگر كمتر است.
- 7- با افزایش دمای ورودی به توربین دبی جرمی کاهش و با افزایش فشار ورودی افزایش می یابد. بیشترین مقدار دبی جرمی مربوط به سیال -R 123 و كمترين مقدار متعلق به دىاكسيدكربن مىباشد. در نتيجه هزينه کل واحد اگزرژی محصولات در دی اکسیدکربن کمتر می باشد.

7- فهرست علائم

- نرخ هزينه (¹⁻\$h) Ċ
- هزينه بر واحد اگزرژي (MJ⁻¹\$) С
 - اگزرژی مخصوص (kJkg⁻¹) е
 - انتالپی مخصوص (kJkg⁻¹) h
 - دبی جرمی (kgs⁻¹) ṁ
 - فشار (MPa) Р
 - نرخ انتقال حرارت (kW) Q
- انترپی مخصوص (kJkg⁻¹K⁻¹) S
 - دما (C° یا K)
- هزينه سرمايه گذاري اجزا (\$) Ż
- نرخ هزینه سرمایه گذاری اجزا (¹-h) Ζ

علائم يونانى

Т

- زاويه چورون (°) β
- زمان عملکرد دستگاه (hour) τ

بالا نويسها

- هزينه سرمايه گذاري CI
- تعمیرات و نگهداری ОМ

زيرنويسها

- محفظه احتراق СС
 - طرف سرد CS
 - كمپرسور С
- كندانسور con
- خروجى е اجزای گازی
- g مبدل حرارتی (دیگ بخار) hex
 - ورودى
 - k اجزا
 - پمپ
 - pسرد کننده ref
 - tur نوربين

8- مراجع

i

- [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 CO₂ 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 CO₂ 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
- [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 CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂), *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 Persian فارسى)
- [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 CO₂ 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 Persian)
- [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 CO₂ 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 Persian, فارسي)
- [11] S. Li, Y. Dai, Thermo-economic comparison of Kalina and CO₂ 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.