

ارزیابی ترمودینامیکی یک سیستم تولید چندگانه بر مبنای انرژی خورشیدی و سوخت زیست‌گاز با استفاده از توربین گاز، چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید و آب شیرین کن چند اثره

آرش نوربخش سعداباد	دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
علی شریفی	دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
مهدی نامی خلیله ده	دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
سید کاظم یکانی	استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران
سید فرامرز رنجبر	استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در این مطالعه، ارزیابی یک چرخه تولید چندگانه مبتنی بر انرژی خورشیدی جدید برای تولید توان، آب شیرین و گرمایش انجام می‌شود. این مطالعه یک سیستم تولید چندگانه انرژی خورشیدی، آب شیرین کن تقطیر چند اثره، چرخه توربین گاز و چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید را ارائه می‌کند. در این سیستم، زیست‌گاز به عنوان سوخت تجدیدپذیر در چرخه توربین گاز استفاده می‌شود. نوآوری اصلی این تحقیق در ترکیب دو منبع انرژی تجدیدپذیر (خورشیدی و زیست‌گاز) برای ایجاد یک سیستم یکپارچه و بهینه است. برای شبیه‌سازی سیستم و ارزیابی عملکرد آن، از نرم‌افزار EES استفاده گردید. در ادامه بررسی اقتصادی و نیز تحلیل محیطی انجام شده است. در پایان به منظور درک رفتار معیارهای عملکرد سیستم با پارامترهای طراحی، مطالعه پارامتری جامعی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم تولید همزمان پیشنهادی می‌تواند ۲۴۲۰ کیلووات توان، ۱/۶۲۵ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین و ۱۰۶/۱ کیلووات گرمایش تولید کند. همچنین راندمان انرژی و انرژی کل سیستم تولید همزمان به ترتیب ۶۰/۹۲ و ۵۳/۴۲ درصد محاسبه شده است. همچنین آهنگ هزینه کلی و نرخ انتشار کربن دی اکسید به ترتیب برابر با ۳۸/۷۵ \$/kWh و ۱۷۰/۹ kg/MWh است. **واژه‌های کلیدی:** توربین گاز، تراکم مجدد کربن دی اکسید، آب شیرین کن چند اثره، گردآور خورشیدی، چرخه کالینا، زیست‌گاز

Thermodynamic evaluation of a multi-generation system based on solar energy and biogas fuel using gas turbine, carbon dioxide recompression cycle and multi-effect desalination

Arash Nourbakhsh Sadabad

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Ali Sharifi

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Mahdi Nami Khalilehdeh

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Seyyed Kazem Yekani

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Seyyed Faramarz Ranjbar

Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

In this study, the evaluation of a new solar energy-based multiple generation cycle for generating power, fresh water and heating is carried out. This study presents a multiple generation system of solar energy, multi-effect desalination, gas turbine cycle and carbon dioxide recondensation cycle. In this way, the performance of the system was investigated from the perspective of the first law of thermodynamics. Then, the second law of thermodynamics was used to determine the efficiency of each subsystem. Economic analysis and environmental analysis have also been carried out. In the end, in order to understand the behavior of system performance criteria with design parameters, a comprehensive parametric study has been done. The results show that the proposed cogeneration system can produce 2420 kW of power, 1.625 kg/s of fresh water and 106.1 kW of heating. Also, the energy efficiency and exergy of the whole simultaneous production system have been calculated as 60.92% and 53.42%, respectively. Also, the overall cost rate and carbon dioxide emission rate are 38.75 \$/kWh and 170.9 kg/MWh, respectively.

Keywords: Gas turbine, Carbon Dioxide Recompression, multi-effect desalination, solar collector, Kalina cycle, biogas.

دهد. امروزه سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر ترکیبی که از انرژی خورشیدی یا سوخت زیست‌گاز به عنوان منبع انرژی استفاده می‌کند، بطور اساسی مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از زیست‌گاز به عنوان جایگزین، انتشار متان و دی اکسید کربن را که از برجسته‌ترین گازهای گلخانه‌ای در سیاره ما است، کاهش می‌دهد. همچنین به لطف فناوری‌های توسعه‌یافته، انرژی خورشیدی می‌تواند برای نیازهای مختلف انرژی از جمله تولید آب گرم خانگی، گرمایش و سرمایش فضا در بخش ساختمان و همچنین در بخش صنعتی مورد استفاده قرار گیرد [۱]. در سال‌های اخیر، علاقه زیادی به افزایش کارایی چرخه

۱- مقدمه

رشد جمعیت و افزایش متناظر آن در تقاضای آب شیرین و مصرف انرژی، کمبود منابع آب شیرین و روند جهانی کاهش مصرف سوخت-های فسیلی مشکلاتی هستند که نیاز به راه‌حل‌های مناسب دارد. بنابراین، این مطالعه بر روی اعمال منابع انرژی تجدیدپذیر در نیروگاه‌های تولید همزمان با توجه به افزایش تقاضا برای برق، آب شیرین و گرمایش تمرکز دارد. مزیت اصلی سیستم‌های انرژی همزمان این است که می‌تواند چندین محصول ارزشمند را به طور همزمان ارائه

ترکیبی توربین‌های گازی وجود داشته است. این یک ایده نسبتاً جدید است که انرژی خورشیدی را در چرخه‌های توربین گاز استفاده کرد. هاشمیان و نورپور [۲] به بررسی بهینه سازی یک سیستم تولید چندانگانه مبتنی بر زیست توده و انرژی خورشیدی متشکل از یک واحد نمک زدایی چند اثره پرداختند. بر اساس نتایج بهینه‌سازی، راندمان انرژی و نرخ هزینه کل ۱۶/۵۳٪ و ۰/۷۱ دلار در ثانیه محاسبه شد. یک مطالعه پارامتری و بهینه سازی بر روی یک توربین گاز با کمک انرژی خورشیدی برای کاهش مصرف سوخت فسیلی توسط بلوز و همکاران [۳] انجام شد. نتیجه ثابت کرد که ۶۴ درصد از صرفه جویی در مصرف سوخت را می‌توان با تغییرات کوچک در توان خروجی به دست آورد. متکف و همکاران [۴] نشان داد که زیست‌گاز به عنوان سوخت برای موتورهای احتراق داخلی و دیگ‌های بخار برای تولید برق و نیز دمنده‌ها و پمپ‌های فاضلاب در نیروگاه‌های بزرگ عمل می‌کند. بسیاری از محققان بر این باورند که چرخه‌های تولید برق فوق بحرانی دی اکسید کربن می‌تواند جایگزین مناسبی برای چرخه‌های پایین دست برای استفاده بهینه از انرژی گرمایی تلف شده در تاسیسات و چرخه‌های بالادست باشد. وانگ و همکاران [۵] عملکرد دو سیستم فوق بحرانی CO₂ مورد استفاده برای گرفتن گرمای اتلاف از توربین‌های گاز را بررسی و مقایسه کرد. سونگ و همکاران [۶] از چرخه دی اکسید کربن برای بازیابی گرمای تلف شده از موتور دیزل استفاده کردند. نتایج تحقیقات آن‌ها نشان می‌دهد که حداکثر توان تولید سیستم پیشنهادی ۷/۴ درصد بیشتر از حالتی است که موتور دیزل به تنهایی استفاده می‌شود. آب شیرین در حال حاضر به عنوان یکی از بحرانی‌ترین مسائل پیش روی بشریت شناخته شده است. علاوه بر اینکه برای حفظ زندگی لازم است، برای آبیاری و کاربردهای تجاری نیز ضروری است. واحدهای تقطیر چند اثر (MED) بر مبنای تبخیر با استفاده از انرژی گرمایی عمل می‌کنند. عمده‌تأ واحدهای MED گرمایی با نیروگاه‌ها ادغام می‌شوند تا گرمای هدر رفته را بازیابی کنند [۷]. شکوری و همکاران [۸] امکان استفاده از توربین‌های گازی با MED را در خلیج فارس در نظر گرفت و با تعریف حالت‌های مختلف عملیاتی با کمک پتانسیل بازیافت گرمایی، هزینه‌ها را به حداقل رساند. هم‌رنگ و همکاران [۹] یک سیستم مبتنی بر توربین گاز برای تولید برق و آب شیرین ارائه کرد. آب شیرین در این سیستم توسط واحد MED تامین شد. نتایج نشان داد که میزان تولید آب و توان سیستم در نقطه بهینه به ترتیب ۱۱ کیلوگرم بر ثانیه و ۸/۳۴۷ مگاوات است.

در این مطالعه، نیازهای برق، گرمایش و آب شیرین جامعه با طراحی یک سیستم انرژی تولید چندانگانه منحصر به فرد با بهبود عملکرد زیست محیطی و در نتیجه کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای برآورده می‌شود. هدف ایجاد یک سیستم انرژی خورشیدی و سوخت پاک زیست‌گاز جدید می‌باشد. مطالعه این سیستم از نظر آنالیز انرژی و انرژی، اقتصادی و زیست محیطی و ارزیابی عملکرد کلی سیستم از طریق بازده انرژی و انرژی است. برخی از نوآوری‌های کلیدی مطالعه حاضر به شرح زیر است:

- استفاده از انرژی تجدیدپذیر خورشیدی در جهت تولید محصولات و کاهش انتشار گازهای مضر گلخانه‌ای به اتمسفر.
- استفاده از سوخت قابل تجدید زیست‌گاز مورد استفاده در

محفظه احتراق به منظور عدم استفاده از سوخت‌های فسیلی.

- با تولید برق، گرما و آب شیرین در عین حال به حداقل رساندن اتلافات (از جمله گرما)، یک سیستم تولید چندانگانه جدید برای سازگاری بهتر با محیط زیست طراحی شده است.

۲- توصیف سیستم

سیستم تولید چندانگانه پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. این زیرسیستم‌ها شامل گردآور خورشیدی، توربین گاز، چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید، آب شیرین کن تقطیر چند اثره و چرخه کالینا می‌باشد. انرژی خورشیدی نقش منبع انرژی را در چرخه کالینا ایفا می‌کند. در واقع، پس از جذب تابش خورشید توسط گردآور، این انرژی توسط سیال کاری (ترمینول-VP1) که در شبکه گردآورهای خورشیدی جریان دارد، به انرژی گرمایی تبدیل می‌شود. انرژی به هوا که قبلاً توسط کمپرسور فشرده شده است، از طریق پیش گرم کن خورشیدی اعمال می‌شود. پس از آن، هوای فشرده پیش گرم شده وارد مبادله‌کن می‌شود تا به دمای ورودی ژنراتور بخار زیرسیستم کالینا برسد. از طرفی در چرخه تراکم مجدد دی اکسید کربن هوا در کمپرسور توربین گاز فشرده می‌شود. به طوری که فشار و دمای آن به نسبت خاصی افزایش می‌یابد. برای احتراق بهتر، ابتدا هوا وارد مبادله‌کن پیش گرمکن هوا می‌شود. هنگامی که سوخت به داخل محفظه احتراق تزریق می‌شود، احتراق صورت می‌گیرد و دمای گاز خروجی را افزایش می‌دهد. گازهای خروجی از محفظه احتراق وارد توربین می‌شود. در توربین، انبساط آیزنتروپیک رخ می‌دهد و توان تولید می‌شود. گازهای خروجی توربین گاز در یک مرحله وارد مبادله‌کن پیش گرمکن شده و حرارت اضافی خود را در مبادله‌کن برای مرحله اول بازیابی حرارت از دست می‌دهند. سپس وارد مولد بخار چرخه تراکم مجدد می‌شود و دوباره حرارت خود را از دست می‌دهد و دمای خود را به سیال دی اکسید کربن می‌دهد. سیال وارد ریکاپراتور دما بالا (HTR) و ریکاپراتور دما پایین (LTR) می‌شود تا بخار ۲۵ و ۲۷ را پیش گرم کند. بخار ۱۶ توسط آب دریا خنک می‌شود و سپس توسط کمپرسور ۱ فشرده می‌شود و بخار ۱۴ توسط کمپرسور ۲ بدون فرآیند خنک کننده فشرده می‌شود. بخار فشرده ۲۴ ابتدا به سمت بازیاب دما پایین (LTR) جریان می‌یابد تا گرمای بخار ۱۲ را جذب کند، سپس با بخار فشرده ۱۵ مخلوط می‌شود. بخار مخلوط ۲۷ برای جذب گرما به دستگاه بازیابی دما بالا (HTR) جریان می‌یابد. بخار از پیش گرم شده ۲۸ به سمت مولد بخار جریان می‌یابد، به این معنی که کل چرخه فشرده سازی مجدد دی اکسید کربن برایوتن فوق بحرانی کامل شده است. پس از گرم کردن بخار ۱۰، دمای بخار ۷ همچنان بالا است تا بتوان از آن به عنوان منبع داغ چرخه بازسازی دی اکسید کربن فوق بحرانی استفاده کرد. بخار ۱۹ توسط بخار ۷ در مبادله‌کن گرمایی گرم می‌شود. بخار با دمای بالا ۲۰ در توربین ۲ منبسط می‌شود تا برای ژنراتور کار کند. سپس بخار منبسط شده ۲۱ وارد مبادله‌کن گرمایی میانی (IHx) می‌شود تا بخار ۱۸ را پیش گرم کند. بخار ۲۲ با بخار ۱۶ از چرخه فشرده سازی مجدد دی اکسید کربن فوق بحرانی مخلوط

ترکیب زیست‌گاز	۶۰٪ متان و ۴۰٪ دی‌اکسید کربن
نرخ تبدیل زیست‌گاز به انرژی	۸۰٪

کارایی مبادله‌کن‌ها	۸۰ درصد
آب شیرین کن چند اثره [۷]	
تفاوت دما بین اثرات، $\Delta T_{\text{effect}} (K)$	۳/۳
تعداد اثرات، N	۷
دمای اشباع خروجی از اثر اول، $T_{1st} (K)$	۳۴۸/۱۵
غلظت آب دریا، $X_{sw} (g/kg)$	۳۹
اختلاف دمای چگالنده، $\Delta T_{\text{cond}} (K)$	۱۰
گردآور خورشیدی [۱]	
سیال کاری	Therminol-VPI
قطر خارجی گیرنده، $D_{o,r}$	۰/۰۷
قطر داخلی گیرنده، $D_{i,r}$	۰/۰۶۶
عرض بشقاب خورشیدی، (w)	۵/۵۹
دمای خروجی گردآور، (K)	۳۹۰
چرخه کالینا [۱۳]	
بازده پمپ، (%)	۸۰
دمای ورودی توربین کالینا، $T_{72} (K)$	۴۱۳/۱۵
فشار ورودی توربین کالینا، $P_{72} (kPa)$	۱۰۰۰
بیو گاز [۱۱]	
انرژی محتوای زیست‌گاز (MJ/kg)	۲۰

۱-۳- تحلیل ترمودینامیکی

برای مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم ارائه شده، معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرژی برای هر جزء اعمال به صورت زیر می‌باشد [۱۲]:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (۱)$$

$$\dot{Q}_{c.v.} - \dot{W}_{c.v.} = \sum (\dot{m}h)_{out} - \sum (\dot{m}h)_{in} \quad (۲)$$

معادله اگزرژی سوخت را بر حسب اگزرژی محصولات، اگزرژی تخریب و اگزرژی اتلافی می‌توان به صورت زیر نوشت [۱۲]:

$$\dot{E}x_{Fu,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{L,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (۳)$$

در رابطه ذکر شده، $\dot{E}x_{Pr,k}$ ، $\dot{E}x_{L,k}$ ، $\dot{E}x_{D,k}$ به ترتیب اگزرژی محصولات، اگزرژی اتلافی و اگزرژی تخریب می‌باشد. با توجه به مفروضات ترمودینامیکی مذکور، با نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل، آهنگ اگزرژی نقاط را می‌توان به صورت زیر بیان کرد [۱۲]:

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_{ph,k} + \dot{E}x_{ch,k} \quad (۴)$$

در رابطه فوق، $\dot{E}x_{ph,k}$ و $\dot{E}x_{ch,k}$ اگزرژی فیزیکی و شیمیایی را بیان می‌کنند. مقادیر آن‌ها به شرح زیر است [۱۲]:

$$\dot{E}x_{ph,k} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (۵)$$

جدول ۲- معادلات موازنه انرژی و اگزرژی به دست آمده برای ارزیابی عملکرد سیستم ارائه شده [۵] [۹] [۱۲].		
اجزا سیستم	معادلات موازنه اگزرژی	معادلات موازنه انرژی
PTC cycle		
گردآور خورشیدی	$\dot{E}x_{D,PTC} = \dot{E}x_s - \dot{m}_1(\dot{E}x_{68} - \dot{E}x_{67})$ $\dot{E}x_s = A_{coll} \times G_t \times [1 + \frac{1}{3}(\frac{T_0}{T_s})^4 - \frac{4}{3}\frac{T_0}{T_s}]$	$\dot{Q}_{PTC} = \dot{m}_1 C_p (T_2 - T_1) = A_a F_R (S - \frac{A_a}{A_r}) U_L (T_1 - T_0)$
GT & CO2 cycle		
توربین	$\dot{E}x_{D,GT} = (\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) - \dot{W}_{GT}$	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_4 (h_4 - h_5)$ $\eta_{is,GT} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_{5s})$
کمپرسور	$\dot{E}x_{D,GTC} = \dot{W}_{GTC} - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$	$\dot{W}_{GTC} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$ $\eta_{is,GTC} = (h_1 - h_{2s}) / (h_1 - h_2)$

$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_6(h_5 - h_6)$ $\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_3(h_3 - h_2)$	$\dot{E}x_{D,AP} = (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) - (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2)$	پیش گرمکن
$-0.02\lambda LHV + h_a + \lambda h_f - (1 + \lambda)h_p = LHV \times \dot{m}_f / \dot{M}_f$	$\dot{E}x_{D,cc} = (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_4$	محفظه احتراق
$\dot{Q}_{VG1} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{VG1} = \dot{m}_{28}(h_{10} - h_{28})$	$\dot{E}x_{D,VG1} = (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7) - (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{28})$	ژنراتور بخار ۱
$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$ $\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{27}(h_{28} - h_{27})$	$\dot{E}x_{D,HTR} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) - (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27})$	ریکا پراتور دما بالا
$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$ $\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25})$	$\dot{E}x_{D,LTR} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25})$	ریکا پراتور دما پایین
$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22})$ $\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_{18}(h_{19} - h_{18})$	$\dot{E}x_{D,IHE} = (\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{22}) - (\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18})$	مبادله کن گرمایی
$\dot{W}_{Tur1} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$ $\eta_{is,Tur1} = (h_{11} - h_{10}) / (h_{11s} - h_{10})$	$\dot{E}x_{D,Tur1} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}) - \dot{W}_{Tur1}$	توربین ۱
$\dot{Q}_{cooler} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{23})$ $\dot{Q}_{cooler} = \dot{m}_{29}(h_{30} - h_{29})$	$\dot{E}x_{D,cooler} = (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{23}) - (\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{29})$	سردکن
Kalina cycle		
$\dot{Q}_{VG} = \dot{m}_{71}(h_{71} - h_{85}) = \dot{m}_{72}(h_{72} - h_{82})$	$\dot{E}x_{D,VG} = (\dot{E}71 - \dot{E}85) - (\dot{E}72 - \dot{E}82)$	ژنراتور بخار
$\dot{W}_{KT1} = \dot{m}_{72}(h_{72} - h_{73})$	$\dot{E}x_{D,KT1} = \dot{E}73 + \dot{W}_{KT1} - \dot{E}72$	توربین ۱
$\dot{m}_{73}h_{73} = \dot{m}_{74}h_{74} + \dot{m}_{76}h_{76}$ $\dot{m}_{73}X_{73} = \dot{m}_{74}X_{74} + \dot{m}_{76}X_{76}$	$\dot{E}x_{D,Sep} = \dot{E}73 - (\dot{E}76 - \dot{E}74)$	جداکننده
$\dot{m}_{79}h_{79} = \dot{m}_{75}h_{75} + \dot{m}_{78}h_{78}$ $\dot{m}_{79}X_{79} = \dot{m}_{75}X_{75} + \dot{m}_{78}X_{78}$	$\dot{E}x_{D,Mixer} = (\dot{E}75 + \dot{E}78) - \dot{E}79$	مخلوط کن
$\dot{Q}_{cond2} = \dot{m}_{79}(h_{79} - h_{80}) = \dot{m}_{83}(h_{84} - h_{83})$	$\dot{E}x_{D,Cond2} = (\dot{E}79 - \dot{E}80) - (\dot{E}84 - \dot{E}83)$	چگالنده
$\dot{W}_{Pu} = \dot{m}_{80}(h_{80} - h_{81})$	$\dot{E}x_{D,Pu} = \dot{W}_{Pu} - (\dot{E}81 - \dot{E}80)$	پمپ
MED cycle		
$T_{46} = T_{45} = T_{43} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{41} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}, \dot{m}_{45} + \dot{m}_{46} = \dot{m}_{41}, \dot{m}_{46}S_{46} = \dot{m}_{41}S_{41}$	$(\dot{E}x_{42} - \dot{E}x_{43}) - (\dot{E}x_{45} + \dot{E}x_{46} - \dot{E}x_{41})$	انتر ۱

$\dot{m}_{41}h_{41} + \dot{m}_{42}h_{42} = \dot{m}_{43}h_{43} + \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{m}_{46}h_{46}$ $T_{49} = T_{48} = T_{45} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{40} + \dot{m}_{46} = \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49},$ $\dot{m}_{46}S_{46} + \dot{m}_{40}S_{40} = \dot{m}_{49}S_{49}, \dot{m}_{40} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{45} - \dot{E}_{47}) - (\dot{E}_{48} + \dot{E}_{49} - \dot{E}_{40} - \dot{E}_{46})$	اثر ۲
$\dot{m}_{47}h_{47} + \dot{m}_{48}h_{48} + \dot{m}_{49}h_{49} = \dot{m}_{40}h_{40} + \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{m}_{46}h_{46}$ $T_{52} = T_{51} = T_{48} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{39} + \dot{m}_{49} = \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52}$ $\dot{m}_{39}S_{39} + \dot{m}_{49}S_{49} = \dot{m}_{52}S_{52}, \dot{m}_{39} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{48} - \dot{E}_{50}) - (\dot{E}_{51} + \dot{E}_{52} - \dot{E}_{48} - \dot{E}_{31})$	اثر ۳
$\dot{m}_{50}h_{50} + \dot{m}_{51}h_{51} + \dot{m}_{52}h_{52} = \dot{m}_{39}h_{39} + \dot{m}_{48}h_{48} + \dot{m}_{49}h_{49}$ $T_{55} = T_{54} = T_{51} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{54} + \dot{m}_{55} = \dot{m}_{38} + \dot{m}_{52}$ $\dot{m}_{38}S_{38} + \dot{m}_{52}S_{52} = \dot{m}_{55}S_{55}, \dot{m}_{38} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{51} - \dot{E}_{55}) - (\dot{E}_{54} + \dot{E}_{53} - \dot{E}_{38} - \dot{E}_{52})$	اثر ۴
$\dot{m}_{54}h_{54} + \dot{m}_{53}h_{53} + \dot{m}_{55}h_{55} = \dot{m}_{38}h_{38} + \dot{m}_{51}h_{51} + \dot{m}_{52}h_{52}$ $T_{58} = T_{57} = T_{54} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{57} + \dot{m}_{58} = \dot{m}_{38} + \dot{m}_{55}$ $\dot{m}_{37}S_{37} + \dot{m}_{55}S_{55} = \dot{m}_{58}S_{58}, \dot{m}_{37} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{54} - \dot{E}_{56}) - (\dot{E}_{57} + \dot{E}_{58} - \dot{E}_{37} - \dot{E}_{53})$	اثر ۵
$\dot{m}_{56}h_{56} + \dot{m}_{57}h_{57} + \dot{m}_{58}h_{58} = \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{54}h_{54} + \dot{m}_{55}h_{55}$ $T_{61} = T_{60} = T_{57} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{36} + \dot{m}_{58} = \dot{m}_{60} + \dot{m}_{61}$ $\dot{m}_{36}S_{36} + \dot{m}_{58}S_{58} = \dot{m}_{61}S_{61}, \dot{m}_{36} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{57} - \dot{E}_{59}) - (\dot{E}_{60} + \dot{E}_{61} - \dot{E}_{36} - \dot{E}_{58})$	اثر ۶
$T_{64} = T_{63} = T_{60} - \Delta T_{\text{Eff}}$ $\dot{m}_{64} + \dot{m}_{63} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{61}$ $\dot{m}_{35}S_{35} + \dot{m}_{61}S_{61} = \dot{m}_{64}S_{64}, \dot{m}_{35} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{\text{Eff}}}$	$(\dot{E}_{60} - \dot{E}_{62}) - (\dot{E}_{63} + \dot{E}_{64} - \dot{E}_{35} - \dot{E}_{61})$	اثر ۷
$\dot{Q}_{\text{cond1}} = \dot{m}_{63}(h_{63} - h_{65})$ $\dot{Q}_{\text{cond1}} = \dot{m}_{31}(h_{32} - h_{31}), \dot{m}_{63} = \dot{m}_{65}; \dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$	$(\dot{E}_{63} - \dot{E}_{65}) - (\dot{E}_{32} + \dot{E}_{31})$	چگالنده
$\dot{Q}_{\text{heater}} = \dot{m}_9(h_9 - h_{44})$ $\dot{Q}_{\text{heater}} = \dot{m}_{42}(h_{42} - h_{43}), \dot{m}_9 = \dot{m}_{44}; \dot{m}_{42} = \dot{m}_{49}$	$(\dot{E}_9 - \dot{E}_{44}) - (\dot{E}_{42} + \dot{E}_{43})$	هیتر

$$\dot{E}_{\text{ch},k} = \dot{m} \left(\sum_i y_i \text{ex}_i^{\text{ch},0} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \right)_k \quad (۶)$$

گرمایی	
محفظه احتراق	$Z_{cc} = \frac{46.08 \dot{m}_a}{0.995 - \frac{P_4}{P_3}} [1 + \exp(0.018 T_4 - 26.4)]$
توربین گاز	$Z_{GT} = \left(\frac{479.34 \dot{m}_4}{0.92 - \eta_{is,GT}} \right) \ln \left(\frac{P_4}{P_5} \right) [1 + \exp(0.036 T_4 - 54.4)]$
کمپرسور	$\log_{10} C_{p,com2}^0 = 5.0355 - 1.8002 \log_{10} \dot{W}_{com1} + 0.8253 \log_{10}^2 \dot{W}_{com1}$ $Z_{com1} = 2.5 \times C_{p,com1}^0$
ژنراتور بخار	$Z_{VG} = 130 \left(\frac{A_{VG1}}{0.093} \right)^{0.78}$
ریکاپراتور دما بالا	$Z_{HTR} = 2681 \times A_{HTR}^{0.59}$
ریکاپراتور دما پایین	$Z_{LTR} = 2681 \times A_{LTR}^{0.59}$
سردکن	$Z_{cooler} = 2143 \times A_{cooler}^{0.514}$
چرخه کالینا [۱۶]	
پمپ	$Z_{pump} = 1120 (\dot{W}_{pump})^{0.8}$
شیر انبساط	$Z_{EV} = 114.5 \dot{m}_{77}$
رژنراتور	$Z_{RG} = 12000 \left(\frac{A_{RG}}{100} \right)^{0.6}$
توربین	$Z_{KT1} = 4405 (\dot{W}_{KT1})^{0.7}$
مخلوطکن	$Z_{Mixer} = 0$
ژنراتور بخار	$Z_{VG} = 17500 \left(\frac{A_{VG}}{100} \right)^{0.6}$
جداکنده	$Z_{Sep} = 0$
چگالنده	$Z_{cond1} = 130 \left(\frac{A_{cond1}}{0.093} \right)^{0.78}$
چرخه اب شیرین کن چند اثره [۷]	
اثر ۱	$Z_{effect1} = 0.1622 \times Z_{MED}$ $Z_{MED} = 6291 D^{0.865} \left(1 - f_{HE} + f_{HE} \left(\frac{N}{N_{ref}} \right)^{1.277} \left(\frac{T_{ref}}{T_{CT}} \right)^{1.277} \right)$

۳-۲- تحلیل اقتصادی

آهنگ هزینه کلی اجزای سیستم به صورت رابطه زیر قابل محاسبه می‌باشد [۱۳]:

$$\dot{Z}_k = CRF \times \frac{\varphi_r \times 365 \times 24}{\tau} \times Z_k \quad (7)$$

در رابطه فوق، Z_k هزینه ثابت خرید هریک از اجزای سیستم می‌باشد، که با استفاده از روابط موجود در جدول قابل محاسبه است. N ساعت کارکرد سالانه هر جزء و برابر با ۷۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است. φ ضریب تعمیرات و برابر ۱/۰۶ و هزینه بازگشت سرمایه از رابطه زیر قابل محاسبه است [۱۳]:

$$CRF = \frac{I_r(1 + I_r)^{n_r}}{(1 + I_r)^{n_r} - 1} \quad (8)$$

در رابطه فوق، K نرخ بهره و برابر ۰/۱۵ و n_r عمر مورد انتظار برای اجزای سیستم پیشنهادی می‌باشد و برابر ۲۰ سال در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ زیر هزینه خریداری هر یک از اجزای سیستم ارائه شده است. هزینه خرید تجهیزات اصلی سیستم شامل توربین گاز به مبلغ ۱.۵ میلیون دلار، کمپرسورها به مبلغ ۴۰۰ هزار دلار، مبادله‌کن های گرمایی به مبلغ ۲۵۰ هزار دلار، سیستم‌های بازیابی حرارت به مبلغ ۲۰۰ هزار دلار، و آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره به مبلغ ۳۰۰ هزار دلار می‌باشد. هزینه‌های نگهداری سالانه این تجهیزات به صورت تقریبی ۵۰ هزار دلار برای توربین گاز، ۲۰ هزار دلار برای کمپرسورها و مبادله‌کن‌ها، و ۲۵ هزار دلار برای سیستم‌های بازیابی حرارت و تراکم چند اثره برآورد شده است. هزینه سوخت زیست‌گاز به ازای هر MWh تولید توان حدود ۴۰ دلار بوده و مصرف سالانه سوخت زیست‌گاز ۱۵۰۰ MWh است. همچنین، نرخ بهره ۱۵٪ همانطور که در بالا نیز اشاره شد و دوره بازگشت سرمایه برای سیستم ۷ سال برآورد شده است. در نهایت، هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه کل سیستم معادل ۴/۳ میلیون دلار می‌باشد.

۳-۳- تحلیل محیطی

انتشار CO_2 به عنوان یک متغیر کمی نشان داده می‌شود که با تقسیم نرخ جریان جرم CO_2 بر نرخ انرژی محصول محاسبه می‌شود [۱۴]:

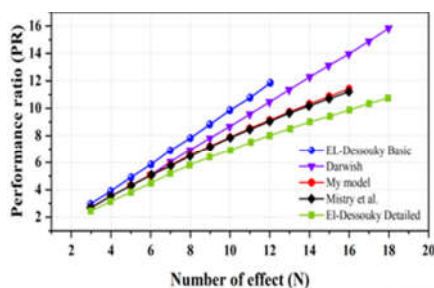
$$CDER = \frac{\dot{m}_{CO_2, out}}{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{DW} h_{fg, DW} + Q_{Heating}} \times 100 \quad (9)$$

جدول ۳- هزینه خریداری هر یک از اجزای سیستم

اجزا	تابع هزینه خرید
	چرخه توربین گاز و کربن دی اکسید [۱۵]
کمپرسور	$Z_{GTC} = (71.1 \dot{m}_1 / (0.9 - \eta_{is, GTC})) (P_2 / P_1) \ln(P_2 / P_1)$
پیش گرمکن	$\dot{Z}_{AP} = 4122 \times (\dot{m}_g (h_5 - h_6) / U \Delta T_{lm, ap})^{0.6}$
مبادله‌کن	$\dot{Z}_{IHE} = 1.3 \times (190 + 310 A_{IHE})$

۴-۱- اعتبارسنجی

در این بخش از مقاله، به منظور امکان‌سنجی و بررسی معایب و مزایای سیستم پیشنهادی، شروع به بررسی نتایج شبیه‌سازی سیستم از عملکرد اجزای سیستم‌ها با مطالعات مشابه می‌پردازیم. بنابراین به منظور صحت‌سنجی مدل‌سازی سیستم ارائه شده در محیط نرم‌افزار به بررسی اعتبارسنجی آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره می‌پردازیم. بررسی دقت شبیه‌سازی واحد نم‌زدایی چند اثره با مطالعات مختلف توسط محققان معتبری مانند دسوکا و همکاران [۱۷]، درویش و همکاران [۱۸] و میستری و همکاران [۱۹] در شکل ۲ نشان داده شده است. مدل شبیه‌سازی در این تحقیق از مدل میستری و همکاران گرفته شده است، بنابراین شباهت بین نتایج حاضر و میستری بسیار زیاد است که نشان‌دهنده دقت و صحت کد نوشته شده برای واحد آب شیرین‌کن چند اثره است. علاوه بر این، چرخه کالینا در این مطالعه با استفاده از داده‌های موجود در مقاله [۱۳] اعتبارسنجی شده است و نتایج شبیه‌سازی چرخه زیست‌گاز نیز با مقاله [۱۱] مقایسه و تایید گردیده است. این مقایسه‌ها به اعتبار نتایج شبیه‌سازی سیستم کمک کرده و دقت مدل‌سازی را افزایش داده است.



شکل ۲- اعتبارسنجی آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره

۴-۲- مطالعه پارامتری

در این بخش از پژوهش به منظور نشان دادن تاثیر برخی از پارامترهای طراحی بر رفتار محصولات تولیدی و بازده انرژی و آگزروی سیستم تولید همزمان مطالعه پارامتری جامعی انجام شده است. شکل ۳ تاثیر افزایش دمای گاز خروجی محفظه احتراق را بر روی پارامترهای عملکردی سیستم یعنی کار خالص خروجی، آب شیرین‌کن تولیدی، بازده قانون اول و دوم و آهنگ هزینه کلی نشان می‌دهد. افزایش دمای محصولات احتراق از ۱۲۰۰ به ۱۹۰۰ کلون باعث بهبود عملکرد زیرسیستم‌ها شده است. به طوری که در چرخه تولید توان CO_2 توان تولیدی توربین‌های ۱ و ۲ (به دلیل افزایش دمای ورودی) افزایش یافته و کار کمپرسورها (به دلیل کاهش جرم سیال عبوری) کاهش یافته است. بنابراین با افزایش دمای کاری توربین گاز در محدوده مذکور، توان خالص تولید سیستم از ۲۳۵۲ کیلووات به ۲۴۶۶ کیلووات افزایش یافته است. همچنین افزایش دمای کار توربین گاز باعث شده بخار بیشتری در هر اثر تولید شود و در نتیجه نرخ جریان آب شیرین‌کن ۱/۹۲ کیلوگرم بر ثانیه به ۲/۱۰۸ کیلوگرم بر ثانیه افزایش یابد. در نهایت افزایش محصولات تولیدی سیستم باعث شده است که بازده قانون اول و دوم سیستم به میزان قابل توجهی افزایش یابد. به دلیل افزایش کار خالص تولیدی، آهنگ هزینه کلی کاهش داشته است. شکل

$f_{HE} = 0.4, N_{ref} = 8, T_{ref} = 70^\circ C$	
$Z_{effect} = 0.1352$	اثر ۷-۲
$Z_{cond2} = 130 \left(\frac{A_{cond2}}{0.093} \right)^{0.78}$	چگالنده
$Z_{heater} = 130 \left(\frac{A_{heater}}{0.093} \right)^{0.78}$	گرمکن

۴-۳- پارامترهای عملکردی چرخه پیشنهادی

این تحلیل‌ها و بررسی‌ها به این منظور انجام شدند تا پارامترهایی معرفی شود که میزان کارآمدی سیستم را از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک ارائه دهد. پارامتر مهم اول توان خالص تولیدی است که توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net,CO2} + \dot{W}_{net,kalina} + \dot{W}_{net,GT} \quad (10)$$

بازده قانون اول و دوم برای سیستم تولید چندگانه برحسب روابط زیر قابل تعریف می‌باشد:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{66} \times h_{fg66} + \dot{Q}_{Heating}}{\dot{Q}_{CC} + \dot{Q}_{coll}} \times 100 \quad (11)$$

در رابطه فوق، $\dot{Q}_{coll}$ ، گرمای تولیدی گردآور خورشیدی، $\dot{Q}_{CC}$ ، گرمای محفظه احتراق می‌باشد.

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{66} + \dot{E}x_{86}}{\dot{E}x_s + \dot{E}x_g} \times 100 \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)، $\dot{E}x_s$ آگزروی گردآور و $\dot{E}x_g$ مربوط به آگزروی سوخت زیست‌گاز می‌باشد.

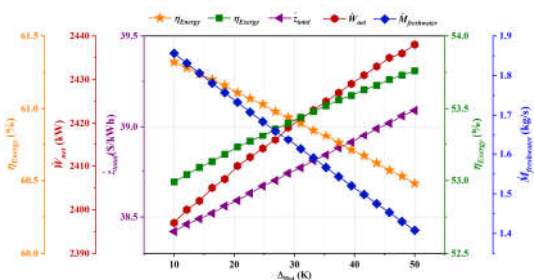
نرخ کل هزینه سرمایه‌گذاری را می‌توان با استفاده از معادله (۱۳) محاسبه کرد:

$$\dot{Z}_{total} = \sum_{k=1}^n \dot{Z}_{k,PY} \quad (13)$$

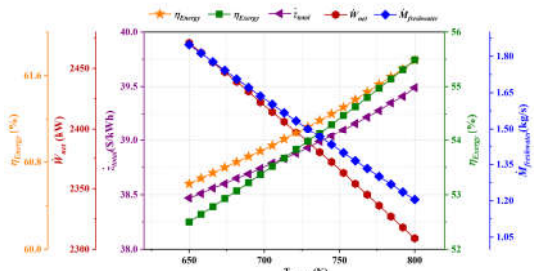
۴-۴- نتایج مدل‌سازی

برخی از نتایج مهم سیستم تولید چندگانه به شرح زیر می‌باشد. از ۲۴۲۰ کیلووات توان تولیدی توسط کل سیستم، ۸۱۶ کیلووات چرخه کالینا، ۱۰۰۰ کیلووات توسط توربین گاز و ۶۰۴ کیلووات توسط چرخه فوق بحرانی کربن دی اکسید تولید می‌شود. آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره ۱/۶۲۵ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین تولید می‌کند. تمامی محصولات ذکر شده در نهایت منجر به دستیابی ۶۰/۹۲٪ و ۵۳/۴۲٪ بازده انرژی و آگزروی شده است.

شکل ۳- تأثیر افزایش دمای خروجی محفظه احتراق بر پارامترهای عملکردی سیستم تولید چندانگانه



شکل ۴- تأثیر اختلاف دمای انتهایی ژنراتورهای بخار چرخه CO₂ بر توان خالص تولیدی، بازده انرژی و اگزرژی، نرخ تولید آب شیرین و هزینه ویژه سیستم



شکل ۵- اثر افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق بر پارامترهای عملکردی سیستم تولید چندانگانه

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق از ۱۲۰۰ به ۱۹۰۰ کلین، توان تولیدی سیستم از ۲۳۵۲ کیلووات به ۲۴۶۶ کیلووات افزایش یافت، که در نتیجه آن راندمان انرژی کل از ۶۰/۹۲٪ به ۶۱/۵٪ افزایش یافته است. همچنین با افزایش اختلاف دمای ژنراتورهای بخار چرخه CO₂، راندمان انرژی از ۶۰/۹۲٪ به ۶۱/۷٪ افزایش پیدا کرد. این تغییرات نشان‌دهنده تأثیر دماهای ورودی و خروجی سیستم بر عملکرد کلی آن و بهبود راندمان انرژی در شرایط مختلف است. علاوه بر این، تغییرات راندمان اگزرژی نیز در سیستم‌های مختلف تحلیل شده و نتایج نشان می‌دهند که با بهینه‌سازی شرایط کاری، راندمان اگزرژی سیستم نیز به میزان قابل توجهی بهبود یافته است.

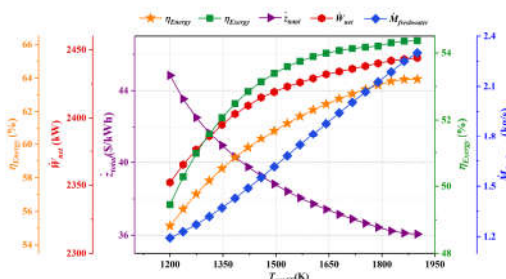
در مبادله‌کن‌های گرمایی سیستم با دمای ۱۵۰ کلین، نرخ انتقال انرژی برابر با ۷۵ کیلووات است. در توربین گاز با دمای ۱۰۰۰ کلین، نرخ انتقال انرژی ۱۲۰۰ کیلووات محاسبه شده است. همچنین در چرخه تراکم مجدد CO₂ با دمای ۶۰۰ کلین، انتقال انرژی ۸۵۰ کیلووات است. در آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره با دمای ۳۴۸ کلین، انتقال انرژی ۶۰۰ کیلووات است و در نهایت، گردآور خورشیدی با دمای ۳۹۰ کلین، آهنگ انتقال انرژی ۵۰۰ کیلووات دارد. این اطلاعات نشان‌دهنده تأثیر دماهای مختلف بر آهنگ انتقال انرژی در سیستم است.

۴ اثر افزایش اختلاف دمای انتهایی ژنراتورهای بخار چرخه CO₂ را بر توان خالص تولیدی، ظرفیت تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی و آهنگ هزینه کلی سیستم نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش اختلاف دمای انتهایی مولدهای بخار چرخه CO₂ موجب افزایش جریان عبوری از ژنراتورها شده است. این امر منجر به افزایش توان تولیدی توربین‌های ۱ و ۲ و همچنین افزایش انرژی مصرفی کمپرسورهای ۱ و ۲ شده است. با این حال، افزایش توان تولیدی توربین‌ها نسبت به افزایش توان مصرفی کمپرسورها بیشتر بوده و در نتیجه، توان خالص تولیدی سیستم از ۲۳۹۷ کیلووات به ۲۴۳۸ کیلووات افزایش یافته است.

از سوی دیگر، افزایش اختلاف دمای انتهایی مولدهای بخار منجر به کاهش دمای گازهای خروجی از این مولدها شده است. در نتیجه، حرارت کمتری به اولین اثر آب‌شیرین‌کن چندانر منتقل شده و میزان بخار تولیدی در مراحل مختلف فرآیند نمک‌زدایی کاهش یافته است. به همین دلیل، ظرفیت تولید آب شیرین کاهش محسوسی را تجربه کرده است.

در نهایت، افزایش اختلاف دمای انتهایی مولدهای بخار، هزینه ویژه سیستم را افزایش داده است. این افزایش ناشی از کاهش تولید آب شیرین و کاهش بهره‌وری برخی از اجزای سیستم است. به طور مشخص، آهنگ هزینه کلی از ۴۲/۳۸ دلار به ازای هر کیلووات ساعت به ۳۹/۰۹ دلار به ازای هر کیلووات ساعت افزایش یافته است.

شکل ۵ اثر افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق را بر توان خالص تولید، ظرفیت تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی و آهنگ هزینه کلی سیستم تولید همزمان نشان می‌دهد. اگر دمای هوای پیش گرم شده خروجی از مبادله‌کن از ۶۵۰ به ۸۰۰ کلین افزایش یابد، دمای گازهای خروجی خنک شده از مبادله‌کن گرمایی پیش گرم هوا به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. این امر باعث شده تا گرمای کمتری توسط زیرسیستم تولید برق و نمک‌زدایی جذب شود. به طوری که در چرخه CO₂ دمای سیال ورودی به توربین‌ها و در نتیجه دبی توربین‌ها کاهش می‌یابد که این امر باعث کاهش توان تولید از ۲۴۷۱ کیلووات به ۲۳۰۹ کیلووات شده است. همچنین افزایش دمای هوای خروجی پیش گرمکن باعث شده تا سوخت زیست‌گاز کمتری به محفظه احتراق تزریق شود و در نتیجه میزان انرژی ورودی به سیستم کاهش چشمگیری داشته باشد. بنابراین بازده انرژی از ۶۰/۶٪ به ۶۱/۷۴٪ افزایش یافته است. قانون دوم که بیشتر به کیفیت انرژی مربوط می‌شود، یعنی کاهش ورودی اگزرژی به سیستم، بر کاهش نرخ اگزرژی محصولات غلبه دارد و از ۵۲/۵٪ به ۵۵/۴۹٪ درصد افزایش یافته است. آهنگ هزینه کلی نیز از ۳۸/۴۷ تا ۳۹/۴۹ دلار بر کیلووات ساعت افزایش را تجربه کرده است.



۵- نتیجه گیری

در این مطالعه یک سیستم ترکیبی نوین شامل گردآور خورشیدی، چرخه توربین گاز، چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید، آب شیرین کن تقطیر چند اثره و چرخه کالینا به منظور تولید همزمان توان، گرمایش و آب شیرین مورد بررسی قرار گرفت. در سیستم مورد مطالعه انرژی گرمایی لازم برای تولید آب شیرین از طریق چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید تامین می شود. همچنین بخشی از تولید توان خالص خروجی توسط سوخت زیست گاز و بخشی از آن توسط انرژی خورشیدی تامین می شود که از نظر زیست محیطی سیستم بسیار مورد قبول می باشد. در این پژوهش مدل سازی جامع ترمودینامیکی سیستم مورد نظر با کد نویسی در نرم افزار EES صورت گرفته است. در ادامه سیستم پیشنهادی از دیدگاه های قانون اول و دوم ترمودینامیکی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. خلاصه نتایج مهم به دست آمده از شبیه سازی سیستم به شرح زیر می باشد:

- سیستم پیشنهادی قادر به تولید ۲۴۲۰ کیلو وات توان تولید خالص، ۱/۶۲۵ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین، بازده انرژی و انرژی به ترتیب ۶۰/۹۲ و ۵۳/۴۲ درصد می باشد. همچنین آهنگ هزینه کلی ۳۸/۷۵ kg/MWh است.
- با افزایش دمای محصولات احتراقی از ۱۲۰۰ تا ۱۹۰۰ کلوین، توان خالص تولید سیستم از ۲۳۵۲ کیلووات به ۲۴۶۶ کیلووات و دبی آب شیرین تولیدی از ۱/۱۹۲ کیلوگرم بر ثانیه به ۲/۱۰۸ کیلوگرم بر ثانیه افزایش یافت.
- با افزایش اختلاف دمای ترمینال ژنراتورهای بخار چرخه CO₂ توان خالص تولیدی سیستم از ۲۳۹۷ کیلووات به ۲۴۳۸ کیلووات افزایش داشت، اما ظرفیت آب شیرین تولیدی و در نتیجه بازده انرژی به شدت کاهش می یابد.
- با افزایش دمای هوای پیش گرم شده خروجی از مبادله کن حرارتی پیش گرم کن از ۶۵۰ تا ۸۰۰ کلوین، توان تولیدی از ۲۴۷۱ کیلووات به ۲۳۰۹ کیلووات، ظرفیت آب شیرین تولیدی از ۱/۸۴۸ کیلوگرم بر ثانیه به ۱/۲۰۵ کیلوگرم بر ثانیه کاهش یافته است. در مقابل آهنگ انرژی از ۵۲/۵٪ به ۵۵/۴۹٪ درصد افزایش یافته است.

نتایج حاصل از این مطالعه نشان می دهد که استفاده از سیستم های انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و زیست گاز در مقایسه با سیستم های مبتنی بر سوخت های فسیلی، کاهش قابل توجهی در انتشار CO₂ به همراه دارد. انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع پاک و بدون انتشار گازهای گلخانه ای، و زیست گاز به عنوان سوختی تجدیدپذیر، باعث کاهش انتشار CO₂ می شوند. بر اساس نتایج این تحقیق، سیستم ترکیبی خورشیدی و زیست گاز نرخ انتشار CO₂ برابر با ۱۷۰/۹ کیلوگرم CO₂ به ازای هر MWh انرژی تولیدی دارد. این مقدار به مراتب کمتر از انتشار CO₂ در سیستم های مبتنی بر سوخت های فسیلی است و نشان دهنده پتانسیل بالای این سیستم ها برای کاهش آلودگی های زیست محیطی و بهبود پایداری انرژی است.

در تحقیق حاضر، از چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید به دلیل مزایای ویژه آن نسبت به سایر چرخه های مشابه استفاده شده است. این چرخه به دلیل ویژگی های خاص خود در بازیابی حرارت و افزایش

کارایی، در سیستم های تولید همزمان انرژی بسیار مؤثر است. با توجه به مرجع [20]، نتایج تحلیل های انرژی نشان می دهد که چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید دارای حداقل تخریب انرژی و بیشترین پتانسیل برای بهینه سازی عملکرد در مقایسه با سایر چرخه ها مانند چرخه های پیش فشرده و دوگانه است. این ویژگی باعث می شود که چرخه تراکم مجدد برای سیستم هایی که نیاز به استفاده مؤثر از حرارت اضافی دارند، انتخاب مناسبی باشد. به علاوه، این چرخه از نظر کارایی بالا در بهبود تولید توان و کاهش هزینه های اجرایی نسبت به سایر گزینه ها، مزیت های قابل توجهی دارد. در نتیجه، انتخاب این چرخه به عنوان بخش کلیدی در سیستم پیشنهادی، به دلیل توانایی آن در کاهش تخریب انرژی و افزایش بازده انرژی، کاملاً توجیه پذیر است

۶- مراجع:

- [1] مهاجر، محمد، فلاح، محسن، رحمانپور، مرتضی. ارزیابی انرژی و انرژی چرخه جدید تولید همزمان توان، گرمایش، سرمایش و آب شیرین کن به روش تقطیر چند مرحله ای و اسمز معکوس. مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، ۱۴۰۱، ۵۲، ش ۲، ص ۱۴۲-۱۳۳.
- [2] Hashemian N, Noorpoor A. Assessment and multi-criteria optimization of a solar and biomass-based multi-generation system: Thermodynamic, exergoeconomic and exergoenvironmental aspects. *Energy Conversion and Management*. 2019;195:788-97.
- [3] Bellos E, Tzivanidis C, Antonopoulos KA. Parametric analysis and optimization of a solar assisted gas turbine. *Energy Conversion and Management*. 2017;139:151-65.
- [4] Metcalf L, Eddy HP, Tchobanoglous G. Wastewater engineering: treatment, disposal, and reuse. Vol. 4. New York: McGraw-Hill; 1991.
- [5] Wang S-s, Wu C, Li J. Exergoeconomic analysis and optimization of single-pressure single-stage and multi-stage CO₂ transcritical power cycles for engine waste heat recovery: A comparative study. *Energy*. 2018;142:559-77.
- [6] Song J, Li X-s, Ren X-d, Gu C-w. Performance improvement of a preheating supercritical CO₂ (S-CO₂) cycle based system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2018;161:225-33.
- [7] علوی، سید محمود ابوالحسن، نوری، فاطمه، شکیب، سید احسان، غفوریان، محمد مصطفی. تحلیل ترمودینامیکی و انرژی ترکیب های مختلف چرخه توربین گازی و آب شیرین کن تخییری چند مرحله ای مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز. ۱۳۹۷، ۴۸، ش ۴، ص ۳۷-۲۹.
- [8] Shakouri M, Ghadami H, Mohammadpour BF. Feasibility Study of Integrating Multi Effect Desalination and Gas Turbine Systems for Lavan Island Oil Refinery. 2012.
- [9] Hamrang F, Mahmoudi SS, Rosen MA. A novel electricity and freshwater production system: performance analysis from reliability and exergoeconomic viewpoints with multi-objective optimization. *Sustainability*. 2021;13:6448.
- [10] Gholizadeh T, Vajdi M, Mohammadkhani F. Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas. *Energy Conversion and Management*. 2019;181:463-75.
- [11] Chen H, Ahmed OA, Singh PK, Abdullaeva BS, Alhadrawi M, Elmasry Y, et al. Coupling a thermoelectric-based heat recovery and hydrogen production unit with a SOFC-powered multi-generation structure; an in-depth economic machine learning-driven analysis. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024;61:105046.

- [12] Liu Z, Su Z, Abed AM, Chaturvedi R, Feyzbaxsh M, Kiani Salavat A. A comparative thermodynamic and exergoeconomic scrutiny of four geothermal systems with various configurations of TEG and HDH unit implementations. *Applied Thermal Engineering*. 2022;216:119094.
- [13] Du G, Wei H, Singh PK, Dutta AK, Abdullaeva BS, Fouad Y, et al. Thermal/economic/environmental considerations in a multi-generation layout with a heat recovery process; A multi-attitude optimization based on ANN approach. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024;55:104170.
- [14] Oyekale J, Petrollese M, Cocco D, Cau G. Annualized exergoenvironmental comparison of solar-only and hybrid solar-biomass heat interactions with an organic Rankine cycle power plant. *Energy Conversion and Management*: X. 2022;15:100229.
- [15] Liu Z, Liu Z, Yang X, Zhai H, Yang X. Advanced exergy and exergoeconomic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system. *Energy Conversion and Management*. 2020;205:112391.
- [16] Singh SK, Tiwari AK, Paliwal H. Thermo-economic assessment of hybrid Kalina cycle and organic Rankine cycle system using a parabolic trough collector solar field. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2023;46:102132. H. T. El-Dessouky and H. M. Ettouney, *Fundamentals of salt water desalination*: Elsevier, 2002.
- [17] Darwish M, Abdulrahim HK. Feed water arrangements in a multi-effect desalting system. *Desalination*. 2008;228:30-54. K. H. Mistry, M. A. Antar, and J. H. Lienhard V, *An improved model for multiple effect distillation*, *Desalination and Water Treatment*, vol. 51, pp. 807-821, 2013.
- [18] Mohammadi Z, Fallah M. Comparative investigation of six layouts of S-CO₂ cycles based on advanced exergy analysis. *Energy Conversion and Management*. 2023;282:116720.