

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

دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، a\_nourbakhsh@tabrizu.ac.ir  
 دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، ali.sharifi@tabrizu.ac.ir  
 دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mahdi.nami@tabrizu.ac.ir  
 استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.k.yekani@tabrizu.ac.ir  
 استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

آرش نوربخش سعدآباد  
 علی شریفی  
 مهدی نامی خلیله ده  
 سید کاظم یکانی  
 سید فرامرز رنجبر\*

## 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 دی‌اکسید 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 دی‌اکسید به ترتیب برابر با ۳۸/۷۵ \$/kWh و ۱۷۰/۹ kg/MWh است. **واژه‌های کلیدی:** توربین گاز، تراکم مجدد کربن دی‌اکسید، 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

<b>A. Nourbakhsh Sadabad</b>	Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
<b>A. Sharifi</b>	Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
<b>M. Nami Khalilehdeh</b>	Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
<b>S. K. Yekani</b>	Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
<b>S. F. Ranjbar</b>	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.

شیرین و گرمایش تمرکز دارد. مزیت اصلی سیستم‌های انرژی همزمان این است که می‌تواند چندین محصول ارزشمند را به طور همزمان ارائه 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 دی‌اکسید کربن را که از برجسته‌ترین گازهای گلخانه‌ای در سیاره ما است، کاهش می‌دهد. همچنین به لطف

### ۱- مقدمه

رشد جمعیت و افزایش متناظر آن در تقاضای آب شیرین و مصرف انرژی، کمبود منابع آب شیرین و روند جهانی کاهش مصرف سوخت‌های 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

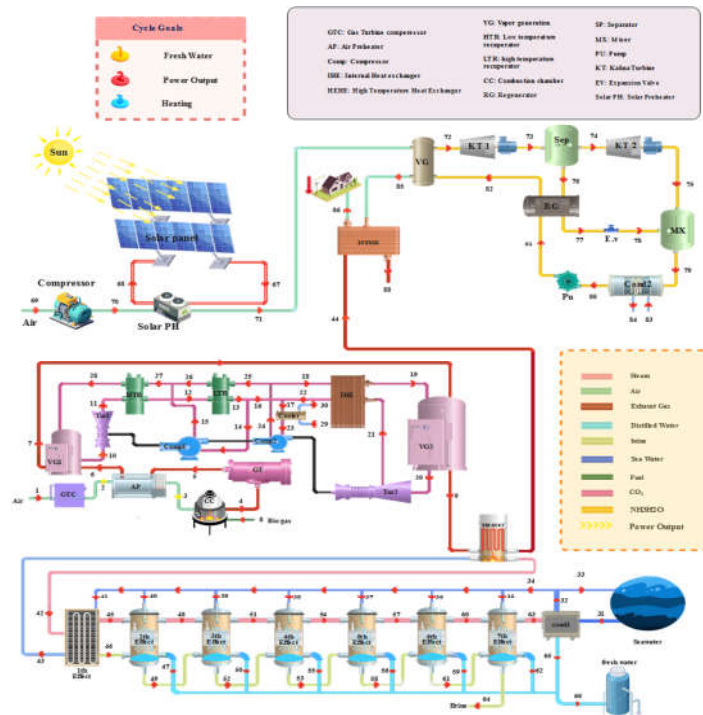
- استفاده از انرژی تجدیدپذیر خورشیدی در جهت تولید محصولات و کاهش انتشار گازهای مضر گلخانه‌ای به اتمسفر.
- استفاده از سوخت قابل تجدید زیست‌گاز مورد استفاده در محفظه احتراق به منظور عدم استفاده از سوخت‌های فسیلی.
- با تولید برق، گرما و آب شیرین در عین حال به حداقل رساندن اتلافات (از جمله گرما)، یک سیستم تولید چندگانه جدید برای سازگاری بهتر با محیط زیست طراحی شده است.

## ۲- توصیف سیستم

سیستم تولید چندگانه پیشنهادی در شکل ۱ نشان داده شده است. این زیرسیستم‌ها شامل گردآور خورشیدی، توربین گاز، چرخه تراکم مجدد کربن دی‌اکسید، 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 دی‌اکسید 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 دی‌اکسید 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 دی‌اکسید کربن برای تون 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 دی‌اکسید کربن فوق بحرانی استفاده کرد. بخار ۱۹ توسط بخار ۷ در مبادله‌کن گرمایی

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 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 چندگانه 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 ۰/۷۱٪ و ۰/۱۶/۵۳ 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. متفک 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 دی‌اکسید 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 CO<sub>2</sub> مورد استفاده برای گرفتن گرمای اتلاف از توربین‌های گاز را بررسی و مقایسه کرد. سونگ و همکاران [۶] از چرخه دی‌اکسید 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. عمدتاً 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 چندگانه 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 و انرژی است. برخی از نوآوری‌های کلیدی مطالعه حاضر به شرح زیر است:



شکل ۱- طرحواره سیستم تولید چندگانه بر مبنای انرژی خورشیدی و سوخت زیست‌گاز

آدیباتیک است) [۱۰].

- بازده آیزنتروپیک فرایندهای انبساط و تراکم ثابت در نظر گرفته شده است [۱۱].
- از انرژی جنبشی و پتانسیل صرفه نظر شده است [۱۱].
- خروجی جریان‌ها از تبخیرکننده‌ها و چگالنده‌ها به صورت مایع اشباع (کیفیت صفر) در نظر گرفته شده است [۱۱].
- بیشینه دمای آب شور خروجی از مرحله اول ۳۴۸/۱۵ کلوین و تعداد مراحل ۷ فرض شده است.
- مخلوط گازها در خروجی محفظه احتراق و هوای ورودی به صورت گاز ایده‌آل رفتار می‌کند [۱۱].

جدول ۱- داده‌های ورودی به منظور شبیه سازی سیستم تولید چندگانه

چرخه توربین گاز [۱۱]	
۸۶	بازده آیزنتروپیک کمپرسور هوا، (%)
۱۰	نسبت فشار کمپرسور هوا، $T_{AC}$
۸۶	بازده آیزنتروپیک توربین‌های گاز، (%)
۷۰۰	دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، (K)
۱۲۵۰	دمای هوای خروجی از محفظه احتراق، (K)
۱۰۰۰	توان خالص تولیدی چرخه توربین گاز، (kW)
چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید	

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 می‌شود. بخار مخلوط ۱۷ توسط آب دریا خنک می‌شود و سپس توسط کمپرسور ۲ فشرده می‌شود. بخار ۱۸ به مبادله‌کن گرمایی میانی (IHX) جریان می‌یابد تا گرمای بخار ۲۱ را جذب کند. بخار از پیش گرم شده به مبادله‌کن گرمایی جریان می‌یابد، به این معنی که کل چرخه احیا کننده دی اکسید کربن فوق بحرانی کامل شده است. همچنین در این مجموعه به منظور تولید آب شیرین مورد نیاز از آب شیرین کن چند اثره استفاده شده است.

### ۳- فرضیات ترمودینامیکی

در این بخش از پژوهش برای بررسی دقیق سیستم پیشنهادی، ابتدا به بیان فرضیات ترمودینامیکی حاکم و سپس بیان مدل سازی ریاضی اجزاء سیستم و در نهایت معادلات بقای جرم، بقای انرژی، انرژی، هزینه و پارامترهای عملکردی سیستم خواهیم پرداخت. همانطور که قبلاً اشاره شد، به منظور شبیه سازی سیستم پیشنهادی کدی مناسب در نرم افزار مهندسی EES براساس فرضیه‌های زیر و جدول ۱ نوشته شده است:

- سیستم در شرایط پایا کار می‌کند [۱۰].
- دما و فشار محیط به ترتیب برابر با ۲۵ درجه سانتیگراد و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است [۱۰].
- از تبادل حرارت سیستم با محیط صرف نظر شده است (سیستم

۴۱۳/۱۵	دمای ورودی توربین کالینا، $T_{72}$ (K)
۱۰۰۰	فشار ورودی توربین کالینا، $P_{72}$ (kPa)
<b>بیو گاز [۱۱]</b>	
۲۰	انرژی محتوای زیست گاز (MJ/kg)
ترکیب زیست گاز: ۶۰٪ متان و ۴۰٪ دی اکسید کربن	
۸۰٪	نرخ تبدیل زیست گاز به انرژی

۲۲۵	فشار بیشینه، (bar)
۷۴	فشار کمینه، (bar)
۳۰۴/۵	دمای کمینه، (K)
۹۰	بازده توربین های ۱ و ۲
۸۰	بازده کمپرسورهای ۱ و ۲
۸۰ درصد	کارایی مبادله کن-ها

**آب شیرین کن چند اثره [۷]**

۳/۳	تفاوت دما بین اثرات، $\Delta T_{effect}$ (K)
۷	تعداد اثرات، N
۳۴۸/۱۵	دمای اشباع خروجی از اثر اول، $T_{1st}$ (K)
۳۹	غلظت آب دریا، $X_{sw}$ (g/kg)
۱۰	اختلاف دمای چگالنده، $\Delta T_{cond}$ (K)

**گردآور خورشیدی [۱]**

Therminol-VPI	سیال کاری
۰/۰۷	قطر خارجی گیرنده، $D_{o,r}$
۰/۰۶۶	قطر داخلی گیرنده، $D_{i,r}$
۵/۵۹	عرض بشقاب خورشیدی، (w)
۳۹۰	دمای خروجی گردآور، (K)
<b>چرخه کالینا [۱۳]</b>	
۸۰	بازده پمپ، (%)

**۳-۱- تحلیل ترمودینامیکی**

برای مدل سازی ترمودینامیکی سیستم ارائه شده، معادلات بقای جرم، انرژی و اگزرژی برای هر جزء اعمال به صورت زیر می باشد [۱۲]:

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

$$\dot{Q}_{c.v.} - \dot{W}_{c.v.} = \sum (\dot{m}h)_{out} - \sum (\dot{m}h)_{in} \quad (2)$$

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

$$\dot{E}x_{Fu,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{L,k} + \dot{E}x_{D,k} \quad (3)$$

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 می باشد. با توجه به مفروضات ترمودینامیکی مذکور، با نادیده گرفتن انرژی جنبشی و پتانسیل، آهنگ اگزرژی نقاط را می توان به صورت زیر بیان کرد [۱۲]:

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_{ph,k} + \dot{E}x_{ch,k} \quad (4)$$

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

$$\dot{E}x_{ph,k} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (5)$$

**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
<b>PTC cycle</b>		
گردآور خورشیدی	$\dot{E}x_{D,PTC} = \dot{E}x_s - \dot{m}_1(\dot{E}x_{68} - \dot{E}ex_{67})$ $\dot{E}x_s = A_{coll} \times G_t \times [1 + \frac{1}{3}(\frac{T_0}{T_s})^4 - \frac{4}{3}\frac{T_0}{T_s}]$	$\dot{Q}_{PTC} = \dot{m}_1 C_p (T_2 - T_1) = A_a F_R (S - \frac{A_a}{A_r}) U_L (T_1 - T_0)$
<b>GT &amp; CO2 cycle</b>		
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	$\dot{E}x_{D,GTC} = \dot{W}_{GTC} - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$	$\dot{W}_{GTC} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$ $\eta_{is,GTC} = (h_1 - h_{2s}) / (h_1 - h_2)$
پیش گرمکن	$\dot{E}x_{D,AP} = (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) - (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2)$	$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_6 (h_5 - h_6)$ $\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_3 (h_3 - h_2)$
محفظه احتراق	$\dot{E}x_{D,cc} = (\dot{E}x_3 + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_4$	$-0.02\lambda LHV + h_a + \lambda h_f - (1 + \lambda)h_p = LHV \times \dot{m}_f / \dot{M}_f$
ژنراتور بخار ۱	$\dot{E}x_{D,VG1} = (\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7) - (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{28})$	$\dot{Q}_{VG1} = \dot{m}_6 (h_6 - h_7)$ $\dot{Q}_{VG1} = \dot{m}_{28} (h_{10} - h_{28})$
ریکاپراتور دما بالا	$\dot{E}x_{D,HTR} = (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}) - (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27})$	$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{11} (h_{11} - h_{12})$ $\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{27} (h_{28} - h_{27})$

$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13})$ $\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25})$	$\dot{E}x_{D,LTR} = (\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25})$	ریکارپراتور 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
$W_{Tur1} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11})$ $\eta_{is,Tur1} = (h_{11} - h_{10}) / (h_{11s} - h_{10})$	$\dot{E}x_{D,Tur1} = (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11}) - W_{Tur1}$	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
<b>Kalina cycle</b>		
$\dot{Q}_{VG} = \dot{m}_{71}(h_{71} - h_{85}) = \dot{m}_{72}(h_{72} - h_{82})$	$\dot{E}x_{D,VG} = (\dot{E}71 - \dot{E}85) - (\dot{E}72 - \dot{E}82)$	ژنراتور بخار
$W_{KT1} = \dot{m}_{72}(h_{72} - h_{73})$	$\dot{E}x_{D,KT1} = \dot{E}73 + W_{KT1} - \dot{E}72$	توربین ۱
$\dot{m}_{73}h_{73} = \dot{m}_{74}h_{74} + \dot{m}_{76}h_{76}$ $\dot{m}_{73}X_{73} = \dot{m}_{74}X_{74} + \dot{m}_{76}X_{76}$	$\dot{E}x_{D,Sep} = \dot{E}73 - (\dot{E}76 - \dot{E}74)$	جدانکنده
$\dot{m}_{79}h_{79} = \dot{m}_{75}h_{75} + \dot{m}_{78}h_{78}$ $\dot{m}_{79}X_{79} = \dot{m}_{75}X_{75} + \dot{m}_{78}X_{78}$	$\dot{E}x_{D,Mixer} = (\dot{E}75 + \dot{E}78) - \dot{E}79$	مخلوطکن
$\dot{Q}_{cond2} = \dot{m}_{79}(h_{79} - h_{80}) = \dot{m}_{83}(h_{84} - h_{83})$	$\dot{E}x_{D,Cond2} = (\dot{E}79 - \dot{E}80) - (\dot{E}84 - \dot{E}83)$	چگالنده
$W_{Pu} = \dot{m}_{80}(h_{80} - h_{81})$	$\dot{E}x_{D,Pu} = W_{Pu} - (\dot{E}81 - \dot{E}80)$	پمپ
<b>MED cycle</b>		
$T_{46} = T_{45} = T_{43} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{41} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}, \dot{m}_{45} + \dot{m}_{46} = \dot{m}_{41}, \dot{m}_{46}s_{46} = \dot{m}_{41}s_{41}$	$(\dot{E}x_{42} - \dot{E}x_{43}) - (\dot{E}x_{45} + \dot{E}x_{46} - \dot{E}x_{41})$	اثر ۱
$\dot{m}_{41}h_{41} + \dot{m}_{42}h_{42} = \dot{m}_{43}h_{43} + \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{m}_{46}h_{46}$ $T_{49} = T_{48} = T_{45} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{40} + \dot{m}_{46} = \dot{m}_{48} + \dot{m}_{49},$ $\dot{m}_{46}s_{46} + \dot{m}_{40}s_{40} = \dot{m}_{49}s_{49}, \dot{m}_{40} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}45 - \dot{E}47) - (\dot{E}48 + \dot{E}49 - \dot{E}40 - \dot{E}46)$	اثر ۲
$\dot{m}_{47}h_{47} + \dot{m}_{48}h_{48} + \dot{m}_{49}h_{49} = \dot{m}_{40}h_{40} + \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{m}_{46}h_{46}$ $T_{52} = T_{51} = T_{48} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{39} + \dot{m}_{49} = \dot{m}_{51} + \dot{m}_{52}$ $\dot{m}_{39}s_{39} + \dot{m}_{49}s_{49} = \dot{m}_{52}s_{52}, \dot{m}_{39} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}48 - \dot{E}50) - (\dot{E}51 + \dot{E}52 - \dot{E}48 - \dot{E}31)$	اثر ۳
$\dot{m}_{50}h_{50} + \dot{m}_{51}h_{51} + \dot{m}_{52}h_{52} = \dot{m}_{39}h_{39} + \dot{m}_{48}h_{48} + \dot{m}_{49}h_{49}$ $T_{55} = T_{54} = T_{51} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{54} + \dot{m}_{55} = \dot{m}_{38} + \dot{m}_{52}$ $\dot{m}_{38}s_{38} + \dot{m}_{52}s_{52} = \dot{m}_{55}s_{55}, \dot{m}_{38} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}51 - \dot{E}55) - (\dot{E}54 + \dot{E}53 - \dot{E}38 - \dot{E}52)$	اثر ۴
$\dot{m}_{54}h_{54} + \dot{m}_{53}h_{53} + \dot{m}_{55}h_{55} = \dot{m}_{38}h_{38} + \dot{m}_{51}h_{51} + \dot{m}_{52}h_{52}$ $T_{58} = T_{57} = T_{54} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{57} + \dot{m}_{58} = \dot{m}_{38} + \dot{m}_{55}$ $\dot{m}_{37}s_{37} + \dot{m}_{55}s_{55} = \dot{m}_{58}s_{58}, \dot{m}_{37} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}54 - \dot{E}56) - (\dot{E}57 + \dot{E}58 - \dot{E}37 - \dot{E}53)$	اثر ۵
$\dot{m}_{56}h_{56} + \dot{m}_{57}h_{57} + \dot{m}_{58}h_{58} = \dot{m}_{37}h_{37} + \dot{m}_{54}h_{54} + \dot{m}_{55}h_{55}$ $T_{61} = T_{60} = T_{57} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{36} + \dot{m}_{58} = \dot{m}_{60} + \dot{m}_{61}$ $\dot{m}_{36}s_{36} + \dot{m}_{58}s_{58} = \dot{m}_{61}s_{61}, \dot{m}_{36} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}57 - \dot{E}59) - (\dot{E}60 + \dot{E}61 - \dot{E}36 - \dot{E}58)$	اثر ۶
$T_{64} = T_{63} = T_{60} - \Delta T_{Eff}$ $\dot{m}_{64} + \dot{m}_{63} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{61}$ $\dot{m}_{35}s_{35} + \dot{m}_{61}s_{61} = \dot{m}_{64}s_{64}, \dot{m}_{35} = \frac{\dot{m}_{34}}{N_{Eff}}$	$(\dot{E}60 - \dot{E}62) - (\dot{E}63 + \dot{E}64 - \dot{E}35 - \dot{E}61)$	اثر ۷
$\dot{Q}_{cond1} = \dot{m}_{63}(h_{63} - h_{65})$ $\dot{Q}_{cond1} = \dot{m}_{31}(h_{32} - h_{31}), \dot{m}_{63} = \dot{m}_{65}; \dot{m}_{31} = \dot{m}_{32}$	$(\dot{E}63 - \dot{E}65) - (\dot{E}32 + \dot{E}31)$	چگالنده
$\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_9(h_9 - h_{44})$ $\dot{Q}_{heater} = \dot{m}_{42}(h_{42} - h_{43}), \dot{m}_9 = \dot{m}_{44}; \dot{m}_{42} = \dot{m}_{49}$	$(\dot{E}_9 - \dot{E}_{44}) - (\dot{E}_{42} + \dot{E}_{43})$	هیتر

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

### ۲-۲- 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 هر یک 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.  $\varphi$  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]:

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

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 گرمایی	$\dot{Z}_{IHE} = 1.3 \times (190 + 310 A_{IHE})$
محفظه احتراق	$Z_{cc} = \frac{46.08 \dot{m}_a}{0.995 - \frac{P_4}{P_3}} [1 + \exp(0.018 T_4 - 26.4)]$

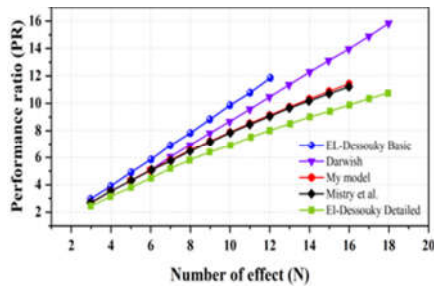
توربین گاز	$Z_{GT} = \left( \frac{479.34 \dot{m}_4}{0.92 - \eta_{is, GT}} \right) \ln \left( \frac{P_4}{P_5} \right) [1 + \exp(0.036 T_4 - 54.4)]$
کمپرسور	$\log_{10} C_{p, com2} = 5.0355 - 1.8002 \log_{10} W_{com1} + 0.8253 \log_{10}^2 W_{com1}$ $Z_{com1} = 2.5 \times C_{p, com1}^0$
ژنراتور بخار	$Z_{VG} = 130 \left( \frac{A_{VG1}}{0.093} \right)^{0.78}$
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 آب شیرین کن چند اثره [۷]	
اثر ۱	$Z_{effect1} = 0.1622 \times Z_{MED}$ $Z_{MED} = 6291 D^{0.865} \left( 1 - f_{HE} + f_{HE} \left( \frac{N}{N_{ref}} \right)^{1.277} \left( \frac{T_{ref}}{T_{CT}} \right)^{1.277} \right)$ $f_{HE} = 0.4, N_{ref} = 8, T_{ref} = 70^\circ C$
اثر ۲-۷	$Z_{effect} = 0.1352$
چگالنده	$Z_{cond2} = 130 \left( \frac{A_{cond2}}{0.093} \right)^{0.78}$
گرمکن	$Z_{heater} = 130 \left( \frac{A_{heater}}{0.093} \right)^{0.78}$

### 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:

$$W_{net} = W_{net, CO_2} + W_{net, kalina} + W_{net, GT} \quad (10)$$

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



شکل ۲- اعتبارسنجی آب شیرین کن تقطیر چند اثره

## ۲-۴- مطالعه پارامتری

در این بخش از پژوهش به منظور نشان دادن تاثیر برخی از پارامترهای طراحی بر رفتار محصولات تولیدی و بازده انرژی و انرژی 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 شیرین 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  $CO_2$ ، 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 شیرین از ۱/۱۹۲ 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 ۴ اثر افزایش اختلاف دمای انتهای ژنراتورهای بخار چرخه  $CO_2$  را بر توان خالص تولیدی، ظرفیت تولید آب شیرین، بازده انرژی و انرژی و آهنگ هزینه کلی سیستم نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، افزایش اختلاف دمای انتهای مولدهای بخار چرخه  $CO_2$  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 انتهای مولدهای بخار منجر به کاهش دمای گازهای خروجی از این مولدها شده است. در نتیجه، حرارت کمتری به اولین اثر آب‌شیرین‌کن چنداثر 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 انتهای مولدهای بخار، هزینه ویژه سیستم را افزایش داده است. این افزایش ناشی از کاهش تولید آب

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

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

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{66} + \dot{E}x_{86}}{\dot{E}x_s + \dot{E}x_8} \times 100 \quad (12)$$

در رابطه (۱۲)،  $\dot{E}x_s$  انرژی گردآور و  $\dot{E}x_8$  مربوط به انرژی سوخت زیست‌گاز می‌باشد.

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

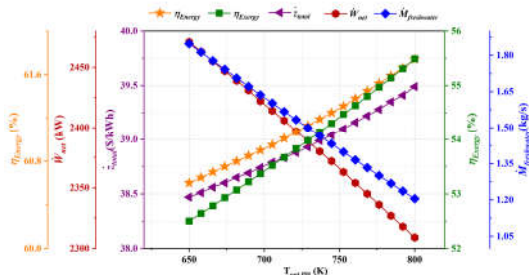
$$\dot{Z}_{total} = \sum_{k=1}^n \dot{Z}_{k,PY} \quad (13)$$

## ۴- 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 دی‌اکسید تولید می‌شود. آب شیرین کن تقطیر چند اثره ۱/۶۲۵ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین تولید می‌کند. تمامی محصولات ذکر شده در نهایت منجر به دستیابی ۶۰/۹۲٪ و ۵۲/۴۲٪ بازده انرژی و انرژی شده است.

## 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 نرم افزار به بررسی اعتبارسنجی آب شیرین کن تقطیر چند اثره می‌پردازیم. بررسی دقت شبیه‌سازی واحد نمک‌زدایی 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 نشان دهنده دقت و صحت کد نوشته شده برای واحد آب شیرین کن 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 ۵- اثر افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق بر پارامترهای عملکردی سیستم تولید چندگانه

نتایج نشان می‌دهد که با افزایش دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق از ۱۲۰۰ به ۱۹۰۰ کلوین، 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 CO<sub>2</sub>، 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 انرژی نیز در سیستم‌های مختلف تحلیل شده و نتایج نشان می‌دهند که با بهینه‌سازی شرایط کاری، راندمان انرژی سیستم نیز به میزان قابل توجهی بهبود یافته است.

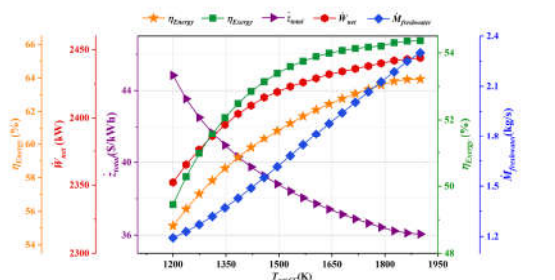
در مبادله‌کن‌های گرمایی سیستم با دمای ۱۵۰ کلوین، نرخ انتقال انرژی برابر با ۷۵ کیلووات است. در توربین گاز با دمای ۱۰۰۰ کلوین، نرخ انتقال انرژی ۱۲۰۰ کیلووات محاسبه شده است. همچنین در چرخه تراکم مجدد CO<sub>2</sub> با دمای ۶۰۰ کلوین، انتقال انرژی ۸۵۰ کیلووات است. در آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره با دمای ۳۴۸ کلوین، انتقال انرژی ۶۰۰ کیلووات است و در نهایت، گردآور خورشیدی با دمای ۳۹۰ کلوین، آهنگ انتقال انرژی ۵۰۰ کیلووات دارد. این اطلاعات نشان‌دهنده تأثیر دماهای مختلف بر آهنگ انتقال انرژی در سیستم است.

## ۵- نتیجه گیری

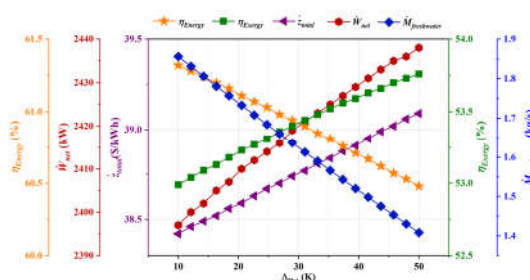
در این مطالعه یک سیستم ترکیبی نوین شامل گردآور خورشیدی، چرخه توربین گاز، چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید، آب شیرین‌کن تقطیر چند اثره و چرخه کالینا به منظور تولید همزمان توان، گرمایش و آب شیرین مورد بررسی قرار گرفت. در سیستم مورد مطالعه انرژی گرمایی لازم برای تولید آب شیرین از طریق چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید تامین می‌شود. همچنین بخشی از تولید توان خالص خروجی توسط سوخت زیست‌گاز و بخشی از آن توسط انرژی خورشیدی تامین می‌شود که از نظر زیست محیطی سیستم بسیار مورد قبول می‌باشد. در این پژوهش مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی سیستم موردنظر با کد نویسی در نرم‌افزار EES صورت گرفته است. در ادامه سیستم پیشنهادی از دیدگاه‌های قانون اول و دوم ترمودینامیکی مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. خلاصه‌ی نتایج مهم به دست آمده از شبیه‌سازی سیستم به شرح زیر می‌باشد:

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 انرژی هزینه کلی سیستم تولید همزمان نشان می‌دهد. اگر دمای هوای پیش گرم شده خروجی از مبادله‌کن از ۶۵۰ به ۸۰۰ کلوین افزایش یابد، دمای گازهای خروجی خنک شده از مبادله‌کن گرمایی پیش گرم کن هوا به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد. این امر باعث شده تا گرمای کمتری توسط زیرسیستم تولید برق و نم‌زدایی جذب شود. به طوری که در چرخه CO<sub>2</sub> 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 ۶۰/۹۲٪ به ۶۱/۷۴٪ افزایش یافته است. قانون دوم که بیشتر به کیفیت انرژی مربوط می‌شود، یعنی کاهش ورودی انرژی به سیستم، بر کاهش نرخ انرژی 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.



شکل ۳- تاثیر افزایش دمای خروجی محفظه احتراق بر پارامترهای عملکردی سیستم تولید چندگانه



شکل ۴- تأثیر اختلاف دمای انتهایی ژنراتورهای بخار چرخه CO<sub>2</sub> بر توان خالص تولیدی، بازده انرژی و انرژی هزینه ویژه سیستم

## ۶-مراجع

- [۱] 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 مرحله‌ای 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 CO<sub>2</sub> 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 CO<sub>2</sub> (S-CO<sub>2</sub>) cycle based system for engine waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2018;161:225-33.
- [۷] علوی، سید محمود ابوالحسن، نوری، فاطمه، شکیب، سید احسان، غفوریان، محمد مصطفی. تحلیل ترمودینامیکی و انرژی ترکیب‌های مختلف چرخه توربین گازی و آب شیرین کن تبخیری چند مرحله‌ای 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 thermo-economic 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.
- 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 ۵۲/۴۲ درصد می‌باشد. همچنین آهنگ هزینه کلی ۳۸/۷۵ kg/MWh است.
  - با افزایش دمای محصولات احتراقی از ۱۲۰۰ تا ۱۹۰۰ کلون، 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 CO<sub>2</sub> 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 می‌یابد.
  - با افزایش دمای هوای پیش‌گرم شده خروجی از مبادله‌کن حرارتی پیش‌گرم‌کن از ۶۵۰ تا ۸۰۰ کلون، 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 می‌دهد که استفاده از سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر مانند انرژی خورشیدی و زیست‌گاز در مقایسه با سیستم‌های مبتنی بر سوخت‌های فسیلی، کاهش قابل توجهی در انتشار CO<sub>2</sub> به همراه دارد. انرژی خورشیدی به عنوان یک منبع پاک و بدون انتشار گازهای گلخانه‌ای، و زیست‌گاز به عنوان سوختی تجدیدپذیر، باعث کاهش انتشار CO<sub>2</sub> می‌شوند. بر اساس نتایج این تحقیق، سیستم ترکیبی خورشیدی و زیست‌گاز نرخ انتشار CO<sub>2</sub> برابر با ۱۷۰/۹ کیلوگرم CO<sub>2</sub> به ازای هر MWh انرژی تولیدی دارد. این مقدار به مراتب کمتر از انتشار CO<sub>2</sub> در سیستم‌های مبتنی بر سوخت‌های فسیلی است و نشان‌دهنده پتانسیل بالای این سیستم‌ها برای کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی و بهبود پایداری انرژی است.
- در تحقیق حاضر، از چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید به دلیل مزایای ویژه آن نسبت به سایر چرخه‌های مشابه استفاده شده است. این چرخه به دلیل ویژگی‌های خاص خود در بازیابی حرارت و افزایش کارایی، در سیستم‌های تولید همزمان انرژی بسیار مؤثر است. با توجه به مرجع [20]، نتایج تحلیل‌های انرژی نشان می‌دهد که چرخه تراکم مجدد کربن دی اکسید دارای حداقل تخریب انرژی و بیشترین پتانسیل برای بهینه‌سازی عملکرد در مقایسه با سایر چرخه‌ها مانند چرخه‌های پیش‌فشرده و دوگانه است. این ویژگی باعث می‌شود که چرخه تراکم مجدد برای سیستم‌هایی 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 هزینه‌های اجرایی نسبت به سایر گزینه‌ها، مزیت‌های 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 توجیه‌پذیر است.

- [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-CO<sub>2</sub> cycles based on advanced exergy analysis. *Energy Conversion and Management*. 2023;282:116720.