

## تحلیل ترموآکونومیک و بهینه‌سازی چندهدفه یک سیستم راندمان بالا بر مبنای چرخه‌های توربین گاز و رانکین مجهز به ژنراتور ترموالکتریک

آرش نوربخش سعدآباد  
دانشجوی دکترا، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، arashnourbakhsh96@ms.tabrizu.ac.ir

سالار رادمان  
دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، تبریز، ایران، salarradman1994@yahoo.com

فرامرز رنجبر\*  
استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

مهدی نامی خلیله‌ده  
دانشجوی کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران، mahdinami77@yahoo.com

### چکیده

افزایش روزافزون مصرف انرژی، باعث به‌کارگیری منابع انرژی تجدید پذیر به‌منظور کاهش آلودگی‌های زیست‌محیطی و جلوگیری از گرمایش زمین شده است. کار حاضر باهدف ارائه و بررسی یک چرخه ترکیبی جدید بر اساس توربین گازی با سوخت بیوگاز انجام شده و با توجه به دمای بالای خروجی از توربین گاز، یک چرخه رانکین بخار مجهز به گرمکن آب تغذیه باز و ژنراتور ترموالکتریک به‌عنوان چرخه زیرین با آن ترکیب شده است. سیستم موردنظر بر اساس متغیرهای نسبت تراکم کمپرسور هوا و بازده دمای پیش گرمکن موردبررسی قرار گرفته و از دیدگاه ترمودینامیکی و ترموآکونومیک تحلیل شده است. همچنین سیستم موردنظر با استفاده از الگوریتم ژنتیک موجود در نرم‌افزار EES، بهینه‌سازی تک‌هدفه و چندهدفه شده است. نتایج نشان داد، راندمان‌های گرمای و انرژی در حالت پایه به ترتیب برابر ۴۴/۵۸ و ۴۲/۳۸ درصد و در حالت بهینه ترموآکونومیک به ترتیب ۴۹/۴۵ و ۴۷/۰۱ درصد هستند. علاوه بر این هزینه تراز شده الکتریسته در حالت بهینه چندهدفه ۱۷/۵۰ دلار بر گیگاژول محاسبه شد که نسبت به حالت پایه ۵/۱۰ درصد کاهش می‌یابد.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، بیوگاز، تحلیل ترموآکونومیک، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک، انرژی.

### Thermoeconomic analysis and multi-objective optimization of a high-performance system based-on gas turbine and Rankine equipped with thermoelectric generator cycles

A. Nourbakhsh Saadabad  
S. Radman  
F. Ranjbar  
M. Nami Khaliledeh

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

### Abstract

Increasing energy consumption has led to the use of renewable energy sources to reduce environmental pollution and prevent global warming. The present work has been carried out with the aim of presenting and investigating a new combined cycle based on the gas turbine with biogas fuel and due to the high outlet temperature of the gas turbine, a steam Rankine cycle equipped with open feed water heater and the thermoelectric generator has been combined with it as the bottom cycle. The system is studied based on the variables of air compressor pressure ratio and air preheater temperature efficiency and analyzed from the viewpoint of the first and second laws of thermodynamics and thermo-economics. Also, to find the best-operating conditions, the system is optimized using the genetic algorithm in EES software by employing single and multi-objective optimization. The results showed that the thermal and exergy efficiencies in the base condition are 44.58 and 42.38%, respectively, and in the optimum thermo-economic condition are 49.45 and 47.01%, respectively. In addition, the LCOE in the multi-objective optimization condition was calculated at 17.50 \$/GJ, which is 5.1% lower than the baseline.

**Keywords:** Gas Turbine, Biogas, Thermoeconomic Analysis, Optimization, Genetic algorithm, exergy.

پژوهشگران سوخت‌رسانی به سیستم‌های تولید برق مانند توربین گازی، سلول سوختی و موتورهای احتراق با بیوگاز را به‌عنوان یکی از منابع انرژی تجدید پذیر مورد مطالعه قرار داده‌اند. علاوه بر این، در نظر گرفتن مزایای بیوگاز مانند کاهش آلودگی آب‌و‌خاک و جلوگیری از بروز مشکلات سلامتی، این سوخت را سودمندتر می‌کند. بدیهی است،

### ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، تقاضای انرژی و حفاظت از محیط‌زیست بسیار اهمیت یافته به‌طوری‌که رشد جمعیت منجر به افزایش مصرف انرژی و در نتیجه افزایش آلودگی محیط‌زیست شده است؛ بنابراین، بهره‌برداری مؤثر از منابع تجدید پذیر و استفاده از این منابع بجای سوخت‌های فسیلی نیز موردعلاقه پژوهشگران قرار گرفته است. اخیراً، بسیاری از

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

ضرورت پیشگیری از آلودگی‌های مضر بیوگاز (مانند هیدروژن سولفید<sup>۱</sup>، سیلوکسان د-۴<sup>۲</sup> و سیلوکسان د-۵<sup>۳</sup>) قبل از تزریق سوخت به سیستم‌های قدرت، غیرقابل انکار است [۱].

بیوگاز تولیدشده در فاضلاب و محل‌های دفن زباله عمدتاً از متان تشکیل یافته و یکی از ویژگی‌های این سوخت که باعث سازگاری آن با محیط‌زیست می‌شود، جذب بخشی از دی‌اکسید کربن در فرآیند تولید بیوگاز توسط محصولات زراعی است [۲]. یکی دیگر از مزایای بیوگاز، قابلیت ذخیره‌سازی بوده که توانایی استفاده آن را در شرایط مختلف فراهم می‌کند [۳]. سایر اجزای بیوگاز شامل دی‌اکسید کربن، نیتروژن و سولفید هیدروژن هست.

در زمینه‌ی توربین‌های گازی تغذیه‌شده با بیوگاز، بسیاری از پژوهشگران تمرکز خود را بر روی سیستم‌های تولید هم‌زمان توان و گرمایش یا توان و سرمایش گذاشتند. به همین منظور دیابتر و ماتیسوس [۴] در یک کارخانه تصفیه فاضلاب شهری در اسپانیا با الگوهای مختلفی میکرو توربین گاز را با چیلر جذبی ترکیب کرده و مورد تحلیل قرار دادند. آن‌ها نتیجه گرفتند که بهترین الگو، ساختاری هست که به‌منظور تولید سه‌گانه به کار رود و تمام بیوگازهای قابل‌دسترس مصرف شود. در حالت تولید هم‌زمان توان و گرمایش، جانگ و همکاران [۵] به بررسی تأثیر بیوگاز بر روی عملکرد توربین گاز همراه با بازیاب پرداختند و کانگ و همکاران [۶] ارزیابی اقتصادی یک سیستم تولید هم‌زمان توان و گرمایش مبتنی بر سوخت بیوگاز را با ظرفیت ۵ مگاوات به‌منظور مقایسه با چرخه ترکیبی انجام دادند. نتایج آن‌ها نشان‌دهنده مقرون‌به‌صرفه بودن سیستم تولید هم‌زمان توان و گرمایش نسبت به چرخه ترکیبی برای دوره بهره‌برداری ۲۰ سال بود. یکی دیگر از سیستم‌های تولید هم‌زمان توان و گرمایش مبتنی بر توربین گاز با استفاده از ترکیب سوخت بیوگاز و گاز طبیعی توسط زارع و همکاران [۷] پیشنهاد شده است. آن‌ها به‌منظور بررسی عملکرد سیستم با استفاده از سوخت ترکیبی، تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی انجام دادند. یک سیستم تولید هم‌زمان توان/سرمایش بر مبنای توربین گاز با سوخت بیوگاز توسط جباری و همکاران [۸] ارزیابی شد تا حداقل هزینه کل سیستم پیشنهادی محاسبه شود. بال‌افکنده و همکاران [۹] سیستم ترکیبی شامل توربین گاز و چرخه S-CO<sub>2</sub> با سوخت بیوگاز به‌منظور تولید سرمایش، گرمایش و توان پیشنهاد کرده و نشان دادند که بیشترین راندمان انرژی ۴۷/۸ درصد است.

بر اساس مقالات چاپ‌شده، چرخه توربین گاز به‌عنوان سیستم تولید توان خیلی مورد توجه است که توانایی اجرا با سوخت بیوگاز را نیز دارد. صومعه‌سرای و همکاران [۱۰] یک مدل ترمودینامیکی برای میکرو توربین گاز با ظرفیت ۱۰۰ کیلووات ارائه داده‌اند. آن‌ها نشان دادند که سیستم برق تغذیه‌شده با بیوگاز قابل‌دوام بوده و با کاهش درصد متان بیوگاز، راندمان الکتریکی کاهش می‌یابد. تأثیر ترکیب بیوگاز بر روی عملکرد توربین گاز توسط بارزگاراوال و همکاران [۱۱] بررسی شده است، آن‌ها نشان دادند که غلظت متان موجود در بیوگاز تأثیر جزئی در هزینه تمام‌شده مبتنی بر انرژی سیستم مورد نظر دارد.

قلیاده و همکاران [۱۲] سیستم ترکیبی توربین گاز/رانکین را با استفاده از سوخت بیوگاز مورد بررسی قرار دادند و از دو نوع چرخه رانکین استفاده کردند، نتایج آن‌ها نشان داد که راندمان انرژی سیستم ترکیب‌شده با رانکین مجهز به بازیاب ۳۸/۹۱ درصد است. مطالعه آزمایشگاهی تأثیر مخلوط گاز طبیعی و بیوگاز بر عملکرد میکرو توربین گاز ۱۰۰ کیلووات، توسط نیک‌پی و همکاران [۱۳] انجام شد. همچنین ترکیب چرخه توربین گاز با چرخه رانکین پایه و اصلاح‌شده در کارهای متفاوتی بررسی شده است [۱۴، ۱۵].

به‌کارگیری ژنراتور ترموالکتریک بجای چگالنده در چرخه رانکین برای جلوگیری از هد رفت گرما و تولید توان در کارهای پژوهشی قبلی مورد توجه بوده است [۱۶]. ضیاپور و همکاران [۱۷] از ژنراتور ترموالکتریک در چرخه رانکین پایه و با بازیاب استفاده کردند و همچنین توانایی کارکرد بجای چگالنده در دیگر چرخه‌های توان از جمله کالینا را نیز دارد [۱۸].

مطالعه و بررسی مقالات چاپ‌شده مبتنی بر توربین گاز تغذیه‌شده با بیوگاز، حاکی از تمرکز پژوهشگران بر روی چرخه‌های زیرین ترکیبی با این سیستم است. اکثراً پژوهشگران برای بهبود عملکرد سیستم از انواع مختلف چرخه رانکین استفاده کرده‌اند. باید توجه داشت که در کارهای قبلی دماهای ورودی به محفظه احتراق و توربین گاز به‌عنوان ورودی مشخص بوده و همین امر سبب پایین‌تر بودن راندمان چرخه توربین گاز شده است. در این مقاله چرخه توربین گاز با ظرفیت تولید توان ۱۰۰۰ کیلووات از دیدگاه دیگری مورد بررسی قرار گرفته و همچنین از گازهای خروجی از توربین گاز برای تولید توان در چرخه رانکین بخار مجهز به گرمکن آب تغذیه باز و ژنراتور ترموالکتریک استفاده شده است. نوآوری‌های موجود در کار حاضر شامل موارد زیر است:

- ۱) به‌کارگیری پیش گرمکن هوا به‌منظور افزایش دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و طراحی آن با استفاده از بازده دمای پیش گرمکن
- ۲) طراحی محفظه احتراق با استفاده از نسبت هوا به سوخت معلوم
- ۳) استفاده از ژنراتور ترموالکتریک بجای چگالنده در چرخه ترکیبی به‌منظور تولید توان
- ۴) تحلیل ترمودینامیک سیستم پیشنهادی به‌منظور بررسی هزینه واحد تولید توان
- ۵) استفاده از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی‌های تک‌هدفه و چندهدفه سیستم پیشنهادی

## ۲- تشریح سیستم

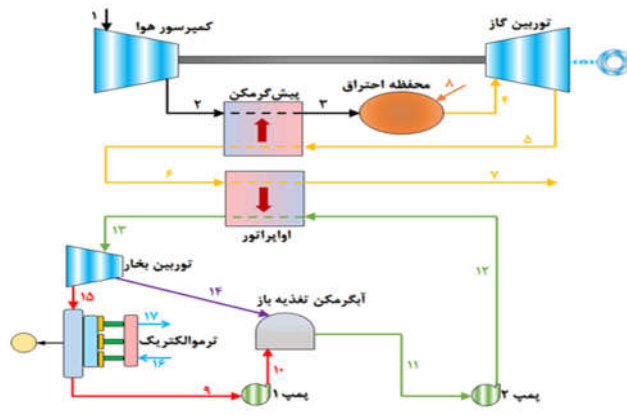
شکل ۱ نمایش‌دهنده سیستم تولید توان مبتنی بر توربین گاز تغذیه‌شده با بیوگاز است که با چرخه رانکین بخار ترکیب شده است. هوا حاوی ترکیبات نیتروژن، اکسیژن، بخار آب و دی‌اکسید کربن در شرایط محیطی (حالت ۱) وارد کمپرسور هوا شده و طی مرحله تراکم، فشار و دمای آن افزایش پیدا می‌کند (حالت ۲). هوای متراکم از یک پیش گرمکن هوا عبور کرده و با افزایش دما وارد محفظه احتراق می‌شود. بیوگاز ورودی (حالت ۸) با هوای ورودی به محفظه احتراق

<sup>۱</sup> Hydrogen Sulfide (H<sub>2</sub>S)

<sup>۲</sup> Siloxane D4

<sup>۳</sup> Siloxane D5

وارد توربین بخار شده و ابتدا در فشار ۱۲ بار مقداری از آن زیرکش شده (حالت ۱۴) و وارد گرمکن آب تغذیه باز می‌شود، همچنین جرم باقیمانده در فشار ژنراتور ترموالکتریک از توربین بخار خارج می‌شود (حالت ۱۵). از ژنراتور ترموالکتریک به منظور تولید توان استفاده شده است. جریان جرمی عبوری از ژنراتور ترموالکتریک در حالت مایع اشباع وارد پمپ ۱ شده و سپس با جریان زیرکش در فشار یکسان در گرمکن آب تغذیه باز اختلاط پیدا می‌کند و در حالت مایع اشباع از آن خارج و با عبور از پمپ ۲ وارد بخارکننده می‌شود.



شکل ۱- طرح‌واره از سیستم ترکیبی توربین گاز/رانکین بخار

(حالت ۳) واکنش داده و از آن خارج می‌شوند. سپس محصولات احتراق در دمای بالا وارد توربین گاز شده و طی انبساط فشار آن کاهش می‌یابد و وارد پیش گرمکن هوا می‌شود تا مقداری از گرمای خود را انتقال دهد. باید توجه داشت که هنوز دمای گازهای خروجی بالا هست؛ بنابراین به منظور جلوگیری از تخلیه مستقیم این گازها به محیط، از چرخه رانکین بخار به عنوان سیستم زیرین استفاده شده است. چرخه‌های مذکور به واسطه بخارکننده باهم ترکیب شده‌اند. بخار آب فوق بحرانی خروجی از بخارکننده نسبت به گازهای خروجی توربین گاز (حالت ۶) به اندازه ۳۰ کلورین اختلاف دما دارد. این بخار

جدول ۱- متغیرهای ورودی برای مدل‌سازی سیستم

متغیر	علامت اختصاری و یکا	مقدار	مرجع
دمای محیط	$T_0$ (K)	۲۹۸	[۲۲]
فشار محیط	$P_0$ (bar)	۱/۰۱۳	[۲۲]
نسبت تراکم کمپرسور هوا	PR (-)	۱۰	[۱۲]
بازده دمای پیش گرمکن	$\epsilon$ (-)	۰/۸	[۱۲]
بازده آیزنتروپیک توربین گاز	$\eta_{is,GT}$ (-)	۰/۸۶	[۱۲]
بازده آیزنتروپیک توربین بخار	$\eta_{is,ST}$ (-)	۰/۸۵	[۱۹]
بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها	$\eta_{is,pu}$ (-)	۰/۹۰	[۱۹]
بازده آیزنتروپیک کمپرسور	$\eta_{is,AC}$ (-)	۰/۸۶	[۲۱]
فشار بخارکننده	$P_{13}$ (bar)	۱۷۰	[۱۲]
فشار زیرکش توربین	$P_{14}$ (bar)	۱۲	-
فشار ژنراتور ترموالکتریک	$P_9$ (bar)	۰/۵	-
دمای آب خنک‌کننده چگالنده	$T_{16}$ (K)	۲۹۸	[۲۳]
اختلاف دمای موجود در بخارکننده	$\Delta T_{pp}$ (K)	۳۰	[۱۲]
توان تولیدی کل چرخه توربین گاز	$\dot{W}_{net,GT}$ (kW)	۱۰۰۰	[۱۲]
نرخ بهره	$i_r$ (%)	۱۰	[۲۴]
طول عمر سیستم	n	۲۰	[۲۴]
ضریب نگهداری	$\phi$	۱/۰۶	[۲۴]
ساعت اجرایی سالانه	$\tau$	۷۴۴۶	[۲۴]

### ۳- مدل‌سازی سیستم

برای ارزیابی عملکرد سیستم پیشنهادی ارائه مدل ترمودینامیکی برای سیستم بسیار مهم است. همان‌طور که در شکل ۱ مشاهده

فرضیات در نظر گرفته شده برای طراحی عملکرد سیستم مطابق

زیر است:

- تحلیل عملکرد سیستم در شرایط پایا انجام شده است [۱۹].
  - توربین‌ها، پمپ‌ها و کمپرسور با استفاده از بازده آیزنتروپیک طراحی شده است [۲۱، ۲۰] (جدول ۲).
  - افت فشار در محفظه احتراق ۴ درصد است [۱۲].
  - هدر رفت گرمای در محفظه احتراق ۲ درصد است [۱۲].
  - بیوگاز حاوی ۶۰ درصد متان و ۴۰ درصد دی‌اکسید کربن است [۱۲].
  - افت فشار پیش گرمکن به مقدار ۵ درصد است [۱۲].
  - ترکیبات هوا شامل ۷۷/۴۸ درصد نیتروژن، ۲۰/۵۹ درصد اکسیژن، ۰/۰۳ درصد دی‌اکسید کربن و ۱/۹ درصد بخار آب است [۱۲].
- داده‌های ورودی مورد نیاز برای طراحی سیستم پیشنهادی در جدول ۱ آورده شده است.

### ۳-۳- تحلیل انرژی و انرژی

برای تحلیل ترمودینامیکی سیستم پیشنهادی معادله تعادل جرم و همچنین قانون اول برای هر جزء به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۶]:

$$\sum \dot{m}_{in} - \sum \dot{m}_{out} = 0 \quad (۸)$$

$$\sum (\dot{m}h)_{in} - \sum (\dot{m}h)_{out} + \sum \dot{Q}_{in} - \sum \dot{Q}_{out} - \dot{W} = 0 \quad (۹)$$

انرژی به صورت بیشترین توان مفید گرفته شده از سیستم تعریف می‌شود. نرخ انرژی هر جریان مجموع نرخ انرژی فیزیکی و شیمیایی است [۱۶]:

$$\dot{E} = \dot{E}_{Ph} + \dot{E}_{Ch} \quad (۱۰)$$

انرژی فیزیکی نیز برابر است [۱۶]:

$$\dot{E}_{Ph} = \sum_i \dot{m}_i (h_i - h_0 - T_0 (s_i - s_0)) \quad (۱۱)$$

که  $s$  و  $h$  به ترتیب نشان‌دهنده آنتالپی و آنترپی مخصوص است،  $h_0$  و  $s_0$  متغیرها در حالت محیطی مرجع  $(P_0, T_0)$  هستند. همچنین انرژی شیمیایی هر جزء با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}_{Ch} = \dot{n}_i \left( \sum_i y_i \bar{e}_i^{ch,0} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \right) \quad (۱۲)$$

### ۳-۴- ارزیابی عملکرد

با توجه به داده‌های ورودی در جدول ۱، راندمان گرمای و انرژی کل سیستم پیشنهادی با استفاده از روابط زیر قابل محاسبه است:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (۱۳)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{in}} \quad (۱۴)$$

که نشان‌دهنده توان تولیدی است و به صورت زیر به دست می‌آید:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{AC} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{pu,1} - \dot{W}_{pu,2} + \dot{W}_{TEG} \quad (۱۵)$$

### ۳-۵- ارزیابی اقتصادی

مدل اقتصادی برای ارزیابی عملکرد سیستم پیشنهادی با استفاده از پارامترهای موردنظر صورت گرفته است. هدف در این بخش محاسبه هزینه تراز شده الکتریسیته (LCOE) به عنوان یک شاخص خوب برای تجزیه و تحلیل امکان‌سنجی و مقایسه سیستم‌های تبدیل انرژی از دیدگاه اقتصادی است. برای یک سیستم تولید برق LCOE به صورت تعریف شده است [۲۷]:

$$LCOE = \frac{CRF \cdot Z_{investment} + Z_{O\&M} + Z_{fuel}}{\tau \times \dot{W}_{net}} \quad (۱۶)$$

$Z_{investment}$  هزینه کل سرمایه‌گذاری شده است و  $Z_{O\&M}$  هزینه اجرایی و نگهداری سالانه است.  $Z_{fuel}$  به معنی هزینه سوخت سالانه است که در این مقاله هزینه بیوگاز بوده و برابر ۷/۳۶ دلار بر گیگاژول است [۱۲].

CRF ضریب بازایی سرمایه را نشان می‌دهد [۲۷]:

$$CRF = \frac{i_r (1 + i_r)^n}{(1 + i_r)^n - 1} \quad (۱۷)$$

می‌شود، سیستم تولید توان پیشنهادی از چندین جزء تشکیل شده که می‌توان آن‌ها را به عنوان حجم کنترل به صورت جداگانه در نظر گرفت. معادلات تعادل جرم و انرژی برای هر حجم کنترل اعمال می‌شود. محفظه احتراق یک جزء اصلی سیستم پیشنهادی است، بنابراین پیش‌بینی عملکرد آن باید با دقت موردبررسی قرار گیرد. در ادامه مدل‌سازی محفظه احتراق بیان خواهد شد.

### ۳-۱- مدل‌سازی محفظه احتراق

نسبت مولی سوخت به هوا شامل نرخ مولی سوخت  $(\dot{n}_f)$ ، نرخ مولی محصولات احتراق  $(\dot{n}_p)$  و نرخ مولی هوا  $(\dot{n}_{air})$  است که مطابق معادلات زیر به هم وابسته هستند [۲۵]:

$$\bar{\lambda} = \frac{\dot{n}_f}{\dot{n}_{air}} \quad \text{یا} \quad \frac{\dot{n}_p}{\dot{n}_{air}} = 1 + \bar{\lambda} \quad (۱)$$

معادله شیمیایی واکنش احتراق بر مبنای نرخ سوخت به هوا به صورت زیر تعریف می‌شود [۱۲]:

$$\bar{\lambda} [0.6CH_4 + 0.4CO_2] + [0.7748N_2 + 0.2059O_2 + 0.0003CO_2 + 0.019H_2O] \rightarrow [1 + \bar{\lambda}] [Y_{N_2}N_2 + Y_{O_2}O_2 + Y_{CO_2}CO_2 + Y_{H_2O}H_2O] \quad (۲)$$

کسر مولی خروجی‌های احتراق با استفاده از معادلات تعادل تعادل کربن، هیدروژن، اکسیژن و نیتروژن به صورت زیر است:

$$Y_{N_2} = \frac{0.7748}{1 + \bar{\lambda}}; Y_{O_2} = \frac{0.2059 - 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (۳)$$

$$Y_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}; Y_{H_2O} = \frac{0.019 + 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}$$

انتقال گرما موجود در محفظه احتراق برابر است:

$$\dot{Q}_{c,v} = -0.02\dot{n}_f \bar{LHV} \quad (۴)$$

آنتالپی بیوگاز با توجه به درصد متان و دی‌اکسید کربن موجود به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\bar{h}_{biogas} = 0.4\bar{h}_{CO_2} + 0.6\bar{h}_{CH_4} \quad (۵)$$

ارزش گرمای پایین بیوگاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$\bar{LHV}_{biogas} = H_p - H_{react} = \sum N_p \bar{h}_{f,p} - \sum N_{react} \bar{h}_{f,react} = (N_p \bar{h}_f)_{CO_2} + (N_p \bar{h}_f)_{H_2O} - (N \bar{h}_f)_{CH_4} - (N_{react} \bar{h}_f)_{CO_2} \quad (۶)$$

### ۳-۲- مدل‌سازی ژنراتور ترموالکتریک

ژنراتور ترموالکتریک دستگاهی برای تبدیل مستقیم گرما به توان است. قاعده اصلی TEG بر اساس اثر سبک بوده و به دلیل اختلاف دمای موجود در دو طرف TEG، توان الکتریکی تولید می‌شود [۲۵]. عملکرد TEG، معمولاً بر اساس مدل واحد تولید الکتریسیته داخل ترموالکتریک و با استفاده از معادلات زیر ارزیابی می‌شود [۱۶، ۲۶]:

$$\eta_{TEG} = \eta_{Carnot} \frac{\sqrt{1 + ZT_M} - 1}{\sqrt{1 + ZT_M} + \frac{T_L}{T_H}} \quad (۷)$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

استفاده می‌شود. فرمول‌های عمومی برای برآورد هزینه اجزای سیستم در جدول ۲ آورده شده است.

که  $i_r$  و  $n$  نرخ بهره و طول عمر نیروگاه هستند. در برآورد کردن  $Z_{investment}$  برای سیستم پیشنهادی، هزینه هر جز باید جداگانه تخمین زده شود. برای این منظور از توابع هزینه مناسب

جدول ۲- توابع هزینه

مرجع	تابع هزینه (\$)	اجزا	مرجع	تابع هزینه (\$)	اجزا
[۲۲]	$Z_{ST} = 866.64(W_{ST}^{0.82})$	توربین بخار	[۱۲]	$Z_{AC} = 71.1 \cdot \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{1}{0.9 - \eta_{AC,ix}}\right) \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \cdot \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	کمپرسور هوا
[۱۲]	$Z_{OFWH} = 0$	گرمکن آب تغذیه باز	[۱۲]	$Z_{CC} = \left(48.64 \cdot \frac{\dot{m}_1}{0.995 - \frac{P_4}{P_3}}\right) \cdot (1 + \exp(0.018 \cdot T_4 - 26.4))$	محفظه احتراق
[۱۹]	$Z_{TEG} = 1000(W_{TEG})$	ژنراتور ترموالکتریک	[۱۲]	$Z_{AP} = 130 \cdot (A_{AP} / 0.093)^{0.78}$	پیش گرمکن هوا
[۲۲]	$Z_{pu} = 900(\dot{W}_{pu} / 300)^{0.25}$	پمپ	[۱۲]	$Z_{GT} = 479.34 \cdot \dot{m}_1 \cdot \left(\frac{1}{0.92 - \eta_{GT,ix}}\right) \cdot \ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right) \cdot (1 + \exp(0.036 \cdot T_4 - 54.4))$	توربین گاز
			[۲۲]	$Z_e = 130 \cdot (A_e / 0.093)^{0.78}$	بخارکننده

## ۵- نتایج و بحث

### ۱-۵- مطالعه پارامتری

در این بخش، نتایج مدل‌سازی سیستم پیشنهادی مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. قبل از مطالعه پارامتری، نرخ هزینه هر جزء سیستم به ترتیب در جدول ۳ آورده شده است. نرخ هزینه‌های هر جزء سیستم پیشنهادی در حالت پایه با توجه به داده‌های موجود در جدول ۱ به دست آمده‌اند. همان‌طور که مشاهده می‌شود نرخ هزینه کمپرسور نسبت به بقیه اجزای سیستم بیشتر است. همچنین جدول ۴ نشان‌دهنده خروجی‌های سیستم در حالت پایه است.

جدول ۳- نرخ هزینه هر جزء سیستم

اجزا	نرخ هزینه (\$/h)
کمپرسور هوا	۲/۸۸۴
محفظه احتراق	۰/۱۰۳۱
پیش گرمکن هوا	۰/۰۸۳۹۸
توربین گاز	۱/۱۹۳
بخارکننده	۰/۰۹۸۸۳
توربین بخار	۱/۳۷۸
ژنراتور ترموالکتریک	۰/۲۱۷
پمپ ۱	۰/۰۰۲۹
پمپ ۲	۰/۰۰۶۱

برای مبادله کن‌های گرمایی، سطح انتقال گرما با استفاده از متد LMTD به صورت زیر است [۲۸]:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (18)$$

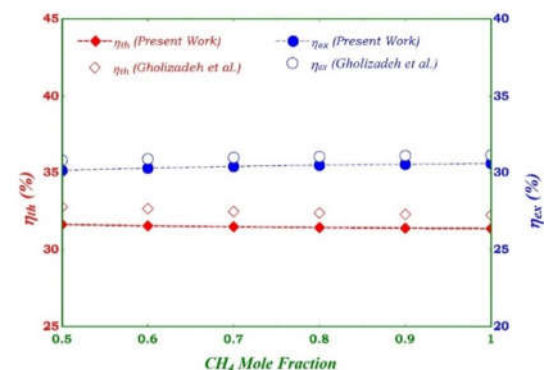
LMTD برابر است با:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln(\Delta T_A / \Delta T_B)} \quad (19)$$

که  $\Delta T_A$  و  $\Delta T_B$  اختلاف دمای موجود بین دو جریان در خروجی آخر مبادله کن‌های گرمایی را نشان می‌دهد.

## ۴- اعتبارسنجی

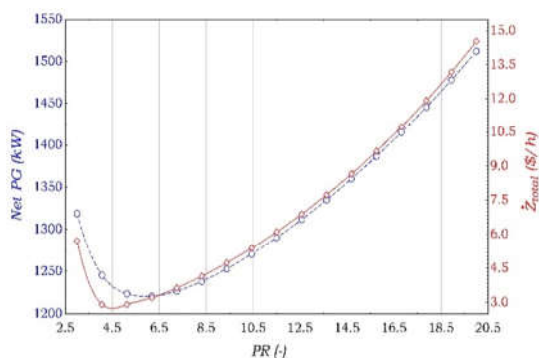
سیستم پیشنهادی شامل ترکیب دو چرخه توربین گاز و رانکین بخار است؛ بنابراین برای درستی طراحی انجام‌شده ابتدا اعتبارسنجی صورت گیرد با توجه به شکل ۲، برای چرخه توربین گاز در شرایط عملکردی یکسان، راندمان‌های گرمایی و اگزرژی سیستم با نتایج کار قلیزاده و همکاران [۱۲] مقایسه شده که اعتبارسنجی دقت بالایی دارد.



شکل ۲- نتایج راندمان‌های گرمایی و اگزرژی برای سیستم توربین گاز با مقاله قلیزاده و همکاران [۱۲]

جدول ۴- خواص ترمودینامیکی در حالت پایه

حالت	سیال عامل	دما (K)	فشار (bar)	آنثالپی (kJ/kmol)	آنترپی (kJ/kmol.K)	اگرژی (kW)	دبی (kg/s)
۱	هوا	۲۹۸	۱/۰۱۳	-۴۷۱۷	۱۹۴/۲	۱۰/۷۴	۴/۲۱۴
۲	هوا	۶۱۰/۵	۱۰/۱۳	۴۶۲۲	۱۹۶/۴	۱۲۸۷	۴/۲۱۴
۳	هوا	۸۰۷/۹	۹/۶۲۴	۱۰۸۲۶	۲۰۵/۷	۱۷۹۵	۴/۲۱۴
۴	گازهای خروجی	۱۳۰۴	۹/۲۳۹	۲۲۶۴	۲۲۳/۲	۳۸۱۷	۴/۳۷۵
۵	گازهای خروجی	۸۵۷/۳	۱/۱۱۱	-۱۳۲۵۲	۲۲۶/۳	۱۳۰۳	۴/۳۷۵
۶	گازهای خروجی	۶۷۵/۲	۱۰/۵۵	-۱۹۲۱۷	۲۱۸/۹	۷۲۷/۱	۴/۳۷۵
۷	گازهای خروجی	۵۱۳/۹	۱۰/۱۳	-۲۴۲۹۸	۲۱۰/۷	۳۲۶/۱	۴/۳۷۵
۸	بیوگاز	۲۹۸	۱۲	-۲۰۲۱۵۷	۱۷۶/۶	۲۹۷۴	۰/۱۶۰۲
۹	آب مایع	۳۵۴/۵	۰/۵	۶۱۳۵	۱۹/۶۶	۶/۱۹۵	۰/۳۱۱۶
۱۰	آب مایع	۳۵۴/۶	۱۲	۶۱۵۹	۱۹/۶۶	۶/۱۵۷	۰/۳۱۱۶
۱۱	آب مایع	۴۶۱/۱	۱۲	۱۴۳۸۸	۳۹/۹۳	۵۷/۲۸	۰/۴۰۱۶
۱۲	آب مایع	۴۶۳/۹	۱۷۰	۱۴۷۴۷	۴۰/۰۱	۶۴/۷۶	۰/۴۰۱۶
۱۳	بخار فوق گرم	۶۴۵/۲	۱۷۰	۴۹۶۱۲	۹۹/۱۵	۴۴۹/۱	۰/۴۰۱۶
۱۴	بخار فوق گرم	۴۶۱/۱	۱۲	۴۲۸۸۵	۱۰۱/۷	۶۳/۲	۰/۰۹
۱۵	بخار مرطوب	۳۵۴/۵	۰/۵	۳۶۶۱۰	۱۰۵/۶	۹۰/۲	۰/۳۱۱۶
۱۶	آب مایع	۲۹۸	۱۰/۱۳	۱۸۷۷	۶/۵۷۲	۰	۱۲/۶
۱۷	آب مایع	۳۰۸	۱۰/۱۳	۲۶۳۱	۹/۰۶	۸/۶۵۲	۱۲/۶



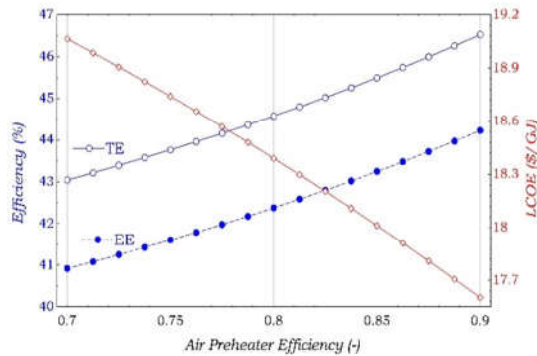
شکل ۳- تأثیر نسبت تراکم کمپرسور هوا بر روی توان تولیدی کل و نرخ هزینه کل اجزاء

شکل ۴، تأثیر نسبت تراکم کمپرسور هوا را بر روی متغیرهای عملکردی خروجی سیستم پیشنهادی نشان می‌دهد. باید توجه داشت که توان تولیدی چرخه توربین گاز ثابت بوده و دبی جرمی سوخت نیز در PR تقریباً ۶/۲، کمترین مقدار خود دارد که در نتیجه گرما ورودی به محفظه احتراق کمینه خواهد بود؛ بنابراین، راندمان گرمای سیستم در PR تقریباً ۶/۲، بیشینه خواهد بود که مقدار آن برابر ۴۶/۱۵ درصد است. همچنین اگرژی ورودی به محفظه احتراق نیز رفتاری مشابه دبی جرمی سوخت دارد، بدین صورت که با افزایش PR، ابتدا روندی نزولی داشته و بعد از PR تقریباً ۶/۲ شروع به افزایش می‌کند؛ بنابراین بیشینه مقدار راندمان اگرژی برابر با ۴۳/۸۷ درصد خواهد بود. هزینه تراز شده الکتریسیته نیز رفتاری مشابه با توان تولیدی و هزینه کل اجزاء دارد و با افزایش PR، ابتدا روندی نزولی و بعد از نسبت تراکم ۵/۱۲، روندی صعودی طی می‌کند؛ بنابراین کمترین LCOE برای سیستم به مقدار ۱۷/۴ دلار بر گیگاژول خواهد بود.

مطالعه پارامتری بر روی سیستم تولید توان پیشنهادی موردنظر با استفاده از تغییرات متغیرها انجام شده است. متغیرهای عملکردی عبارتند از: نسبت تراکم کمپرسور هوا (PR) و بازده دمای پیش گرمکن. وقتی یک متغیر مطالعه می‌شود، مابقی متغیرها ثابت در نظر گرفته شده‌اند. عملکرد سیستم با استفاده از پارامترهای خروجی؛ توان تولیدی کل (Net PG)، نرخ هزینه کل سیستم ( $Z_{total}$ )، راندمان گرمای (TE)، راندمان اگرژی (EE) و هزینه تراز شده الکتریسیته (LCOE) بیان خواهد شد.

شکل ۳، نشان‌دهنده تأثیر نسبت تراکم کمپرسور هوا در بازه ۳-۲۰ بر روی توان تولیدی کل و نرخ هزینه کل اجزاء است. با توجه به شکل ۳ مشاهده می‌شود که توان تولیدی کل با افزایش PR، ابتدا روندی نزولی داشته و بعد از مقدار تقریباً ۶/۲، دچار افزایش می‌شود. علت این رفتار، کمینه بودن دبی‌های جرمی عبوری از اجزای سیستم است. باید توجه داشت به دلیل ثابت بودن توان تولیدی در سیستم توربین گاز، بنابراین توان تولیدی در زیرسیستم رانکین بخار، در PR نسبتاً ۶/۲ کمینه خواهد بود. همچنین نرخ هزینه کل سیستم نیز رفتاری مشابه با توان تولیدی کل دارد. نرخ هزینه هر جزء نیز با توجه به توابع هزینه مربوطه در PR تقریباً ۵/۱ کمینه خواهد بود؛ بنابراین کمترین توان تولیدی و نرخ هزینه کل به ترتیب برابر ۱۲۲۱ کیلووات و ۲/۹۰ دلار بر ساعت است. بیشترین توان تولیدی و نرخ هزینه کل در نسبت تراکم کمپرسور هوا ۲۰ بوده و به ترتیب برابر ۱۵۱۲ کیلووات و ۱۴/۵۴ دلار بر ساعت است و این مقادیر به ترتیب از مقادیر کمینه توان تولیدی و نرخ هزینه کل ۲۳/۸۳ درصد و ۴۰۱ درصد، افزایش را نشان می‌دهد.

الکتریسیته نیز رفتاری مشابه با توان تولیدی و هزینه کل اجزاء دارد. به عبارت دیگر، افزایش راندمان‌های گرمای و اگزرژی سیستم نشان‌دهنده کاهش هزینه تراز شده الکتریسیته است؛ بنابراین، بیشترین راندمان‌های گرمای و اگزرژی در بازه دمای پیش گرمکن ۰/۹ و به ترتیب برابر ۴۶/۵۳ و ۴۴/۲۳ درصد هستند. همچنین کمترین LCOE در بازه دمای پیش گرمکن ۰/۹ و به مقدار ۱۷/۶ دلار بر گیگاژول است.



شکل ۶- تأثیر بازه دمای پیش گرمکن بر روی متغیرهای خروجی سیستم

## ۲-۵- بهینه‌سازی

به منظور پیدا کردن بهترین عملکرد سیستم تولید توان پیشنهادی و شرایط عملیاتی بهینه از الگوریتم ژنتیک موجود در نرم‌افزار EES برای بهینه‌سازی‌های تک‌هدفه و چندهدفه استفاده شد. در جدول ۵، بازه‌های متغیرهای تصمیم‌گیری برای بهینه‌سازی سیستم پیشنهادی آورده شده است.

جدول ۵- متغیرهای تصمیم‌گیری

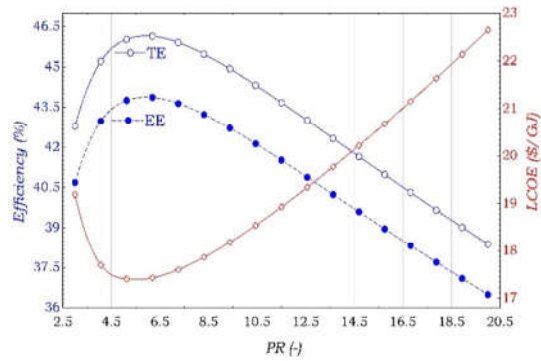
متغیر	بازه پایین	بازه بالا
نسبت تراکم کمپرسور هوا (-)	۳	۲۰
بازه دمای پیش گرمکن (-)	۰/۷	۰/۹
فشار ژنراتور ترموالکتریک (bar)	۰/۱	۱

بهینه‌سازی چندهدفه سیستم با در نظر گرفتن راندمان گرمای و هزینه تراز شده الکتریسیته به عنوان توابع هدف انجام شده است. در ادامه با اعمال ضرایب وزنی به توابع هدف در نرم‌افزار EES نتایج به دست آمدند. تابع چندهدفه به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\text{Maximize (MCF)} = w_1 \times \eta_{th} + w_2 \times (1 - \text{LCOE}) \quad (20)$$

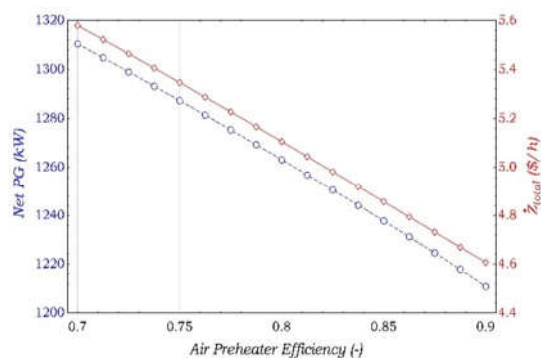
$$0 \leq w_1, w_2 \leq 1 \quad (21)$$

شکل ۷ نتایج بهینه‌سازی و همچنین نتایج سیستم پیشنهادی در حالت پایه (شرایط عملکردی موجود در جدول ۱) را برای مقایسه نشان می‌دهد. با توجه به نمودار مشاهده می‌شود که راندمان‌های گرمای و اگزرژی در حالت بهینه ترموآکونومیک به ترتیب ۴۹/۴۵ و ۴۷/۰۱ درصد هستند و هزینه تراز شده الکتریسیته برابر ۱۶/۲۵ دلار بر گیگاژول است. همچنین در این حالت، شرایط بهینه عملکردی برای سه متغیر تصمیم‌گیری نسبت تراکم کمپرسور هوا، بازه دمای پیش گرمکن و فشار ژنراتور ترموالکتریک به ترتیب برابر ۵/۴۴۷، ۰/۹ و ۰/۱



شکل ۴- تأثیر نسبت تراکم کمپرسور هوا بر روی متغیرهای خروجی سیستم

شکل ۵، نشان‌دهنده تأثیر بازه دمای پیش گرمکن بر روی توان تولیدی کل و نرخ هزینه کل اجزاء بوده که بازه تغییرات بازه دمای پیش گرمکن ۰/۷-۰/۹ است. با افزایش بازه دمای پیش گرمکن، دمای خروجی از آن افزایش یافته و وارد محفظه احتراق خواهد شد که سبب کاهش گرما ورودی به محفظه احتراق می‌شود. همچنین با افزایش بازه دمای پیش گرمکن، دبی‌های جرمی عبوری از اجزای سیستم کاهش یافته که باعث کاهش توان تولیدی کل نیز می‌شود. کمترین و بیشترین توان تولیدی به ترتیب در بازه دمای پیش گرمکن ۰/۹ و ۰/۷ و برابر ۱۳۱۱ و ۱۳۱۰ کیلووات خواهد بود که نشان‌دهنده کاهش ۷/۵۵ درصدی توان تولیدی با افزایش بازه دمای پیش گرمکن هست. با توجه به روند نزولی توان تولیدی و دبی‌های جرمی عبوری از سیستم با افزایش بازه دمای پیش گرمکن، نرخ هزینه کل اجزاء نیز کاهش پیدا خواهد کرد؛ بنابراین، کمترین نرخ هزینه کل در بازه دمای پیش گرمکن ۰/۹ و به مقدار ۴/۶۰۷ دلار بر ساعت است.

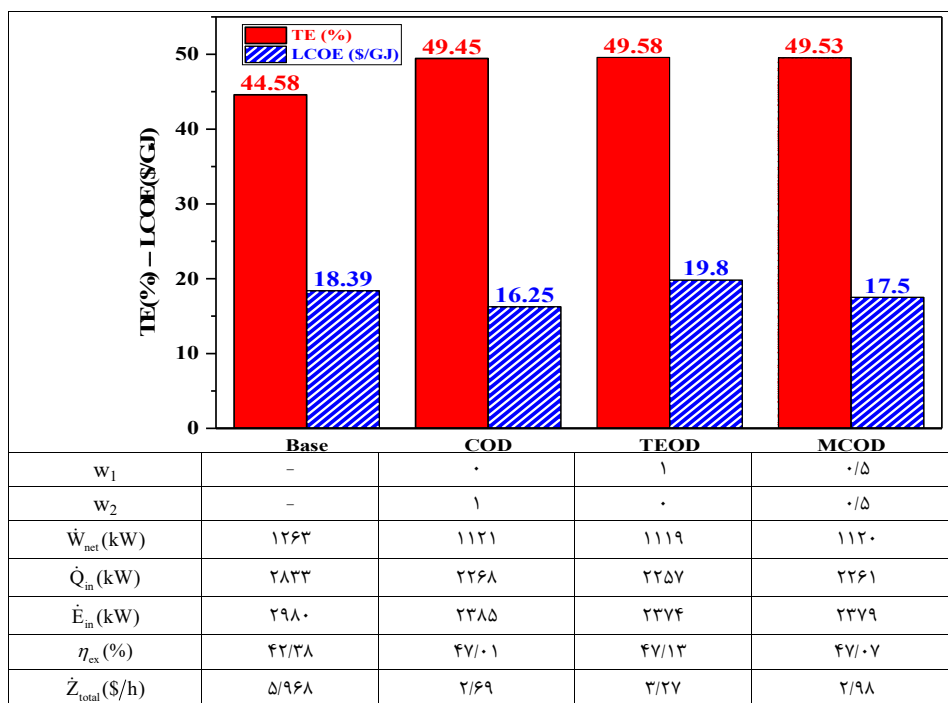


شکل ۵- تأثیر بازه دمای پیش گرمکن بر روی توان تولیدی کل و نرخ هزینه کل اجزاء

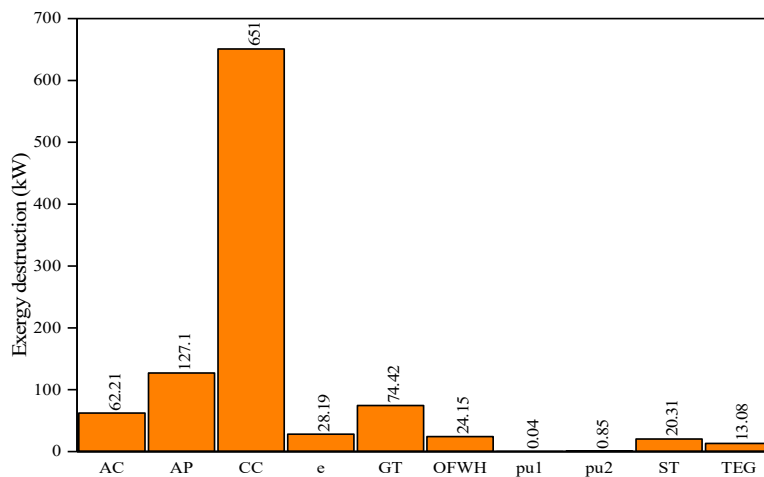
تأثیر بازه دمای پیش گرمکن بر روی متغیرهای خروجی سیستم یعنی راندمان گرمای، راندمان اگزرژی و هزینه تراز شده الکتریسیته در شکل ۶ نشان داده شده است. باید توجه داشت که گرما ورودی به محفظه احتراق با افزایش بازه دمای پیش گرمکن به دلیل افزایش دمای ورودی به آن روندی نزولی دارد، ولی کاهش گرما ورودی نسبت به توان تولیدی کل، زیاد بوده که این امر سبب افزایش راندمان گرمای سیستم با افزایش بازه دمای پیش گرمکن می‌شود. هزینه تراز شده

در ارزیابی ترمودینامیکی عملکرد سیستم، نرخ تخریب انرژی یک مؤلفه مهم بشمار می‌آید. به طوری که طبق شکل ۸ که نرخ تخریب انرژی اجزای تشکیل دهنده سیستم پیشنهادی را بر مبنای حالت بهینه ترموآکونومیک نشان می‌دهد، به طور متداول، نرخ تخریب انرژی پمپ‌های بکار رفته در چرخه کمترین میزان و محفظه احتراق بیشترین میزان دارند، چراکه دمای کاری آن‌ها نسبت به دمای محیط بیشتر بوده که فاکتور اصلی تخریب انرژی است.

بار است. علاوه بر این، در این حالت گرما موجود در محفظه احتراق و انرژی سوخت به ترتیب ۱۹/۹۶ و ۱۹/۹۴ درصد کاهش یافته‌اند که همین امر سبب افزایش راندمان‌های گرمایی و انرژی سیستم پیشنهادی شده است. در شرایط بهینه ترموآکونومیک، نرخ هزینه کل سیستم ۵۴/۹۱ درصد کاهش یافته که می‌تواند از نظر اقتصادی بسیار بااهمیت باشد. استفاده از بهینه‌سازی چندهدفه با در نظر گرفتن توابع هدف راندمان گرمایی و ترموآکونومیک نشان داد که نرخ هزینه کل سیستم ۲/۹۸ دلار در ساعت است.



شکل ۷- نتایج بهینه‌سازی‌های تک‌هدفه و چندهدفه



شکل ۸- نرخ تخریب انرژی اجزای سیستم پیشنهادی در حالت بهینه ترموآکونومیک

طراحی می‌تواند بر روی عملکرد سیستم‌های تولید توان تأثیر مثبت داشته باشند. در این بخش عملکرد سیستم پیشنهادی با دو سیستم

### ۵-۳- مقایسه با سیستم تولید توان مشابه

استفاده از چرخه‌های باران‌مان بالا و ارائه روش‌های مختلف



۱۱/۶۵ و ۶/۷۴ درصد بیشتر بوده و همچنین راندمان آگزروی نیز به ترتیب به مقدار ۱۴/۱۶ و ۹/۱۵ درصد به دو سیستم قبلی بهبود نشان می‌دهد. علاوه بر این، سیستم پیشنهادی دارای نرخ هزینه کل ۵/۹۶۸ دلار بر ساعت بوده که کمتر از دو سیستم قبلی است.

مورد مطالعه کار قلیزاده و همکاران [۱۲] مبتنی بر توربین گاز در شرایط عملکردی یکسان مقایسه شده و نتایج راندمان‌های گرمای و آگزروی بحث شده است. نتایج مقایسه در جدول ۶ نشان می‌دهد که راندمان گرمای سیستم پیشنهادی نسبت به دو سیستم قبلی به ترتیب

جدول ۶- مقایسه عملکرد با سیستم تولید توان مشابه مبتنی بر توربین گاز

TCR (\$/h)	EE (%)	TE (%)	NET PG (kW)	GT PG (kW)	PR (-)	GTC PG (kW)	T <sub>0</sub> (K)	
۷/۷۸۷	۳۷/۲	۳۹/۹۹	۱۳۰۸	۲۴۴۴	۱۰	۱۰۰۰	۲۹۳/۲	سیستم اول [۱۲]
۸/۷۷۷	۳۸/۹۱	۴۱/۸۳	۱۳۶۸	۲۴۴۴	۱۰	۱۰۰۰	۲۹۳/۲	سیستم دوم [۱۲]
۵/۹۶۸	۴۲/۴۷	۴۴/۶۵	۱۲۴۷	۲۳۳۲	۱۰	۱۰۰۰	۲۹۳/۲	سیستم پیشنهادی

## ۶- نتیجه‌گیری

سیستم پیشنهادی تولید توان مبتنی بر سوخت بیوگاز، شامل دو زیرسیستم چرخه توربین گاز و رانکین بخار است. این سیستم با در نظر گرفتن دو متغیر عملکردی از دیدگاه‌های انرژی، آگزروی و ترموآکونومیک مورد مطالعه قرار گرفت و سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی ترموآکونومیک شد. یافته‌های اصلی از بررسی سیستم پیشنهادی شامل موارد زیر است:

۱) نسبت تراکم کمپرسور هوا، تأثیر زیادی بر روی عملکرد ترمودینامیکی و هزینه‌های اجزای مختلف سیستم دارد. بیشترین راندمان‌های گرمای و آگزروی در نسبت تراکم تقریباً ۶/۲ بوده و به ترتیب برابر ۴۶/۱۵ و ۴۳/۸۷ درصد است. همچنین در این نسبت تراکم کمپرسور هوا، سیستم کمترین LCOE و نرخ هزینه کل را دارد.

۲) افزایش بازده دمای پیش گرمکن، باعث افزایش راندمان‌های گرمای و آگزروی سیستم می‌شود که به دلیل بالا رفتن دمای ورودی به محفظه احتراق است. این افزایش دما، سبب کاهش دبی‌های جرمی، گرما ورودی و آگزروی ورودی می‌شود.

۳) در بهینه‌سازی ترموآکونومیک، LCOE در این حالت برابر ۱۶/۲۵ دلار بر گیگاژول و بیشترین تخریب آگزروی در محفظه احتراق برابر ۶۵۱ کیلووات بود.

## ۷- نمادها

علائم انگلیسی

AC	کمپرسور هوا
AP	پیش گرمکن هوا
Base	پایه
EE	راندمان آگزروی (%)
COD	طراحی بهینه اقتصادی
$\dot{E}$	نرخ آگزروی (kW)
GT	توربین گاز
h	انتالپی مخصوص (kJ/kg)
LCOE	هزینه تراز شده الکتریسیته (\$/GJ)
LHV	ارزش گرمای پایین
$\dot{m}$	نرخ دبی جرمی (kg/s)
MCOD	طراحی بهینه چندهدفه

$\dot{n}$	نرخ مولی (kmol/s)
NET	خالص
P	فشار (bar)
PR	نسبت تراکم کمپرسور هوا
$\dot{Q}$	نرخ گرما (kW)
R	ثابت جهانی گاز (J/kg.K)
s	آنتروپی مخصوص (kJ/kg.K)
T	دما (K)
TE	راندمان گرمای (%)
TEG	ژنراتور ترموالکتریک
TEOD	طراحی بهینه راندمان گرمای
TCR	نرخ هزینه کل (\$/h)
$\dot{W}$	توان (kW)

علائم یونانی

$\rho$	چگالی (kg/m <sup>3</sup> )
$\eta$	بازده
$\varepsilon$	بازده دمای پیش گرمکن

زیرنویس

0	حالت محیطی
AC	کمپرسور هوا
c.v	حجم کنترل
ch	شیمیایی
D	تخریب
ex	آگزروی
f	سوخت
GT	توربین گاز
i	جزء
in	ورودی
is	آیزنتروپیک
L	اتلافی
net	خالص
out	خروجی
p	محصول
ph	فیزیکی

combined system using gas turbine (GT) as topping cycle, *Energy Conversion and Management*, vol. 211, pp. 112745, 2020.

[15] Li T., Meng N., Liu J., Zhu J., and Kong X., Thermodynamic and economic evaluation of the organic Rankine cycle (ORC) and two-stage series organic Rankine cycle (TSORC) for flue gas heat recovery, *Energy conversion and management*, vol. 183, pp. 816-829, 2019.

[16] Takleh H.R., and Zare V., Employing thermoelectric generator and booster compressor for performance improvement of a geothermal driven combined power and ejector-refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, vol. 186, pp. 120-130, 2019.

[17] Ziapour M.B., Saadat M., Palideh V., and Afzal S., Power generation enhancement in a salinity-gradient solar pond power plant using thermoelectric generator, *Energy conversion and management*, vol. 136, pp. 283-293, 2017.

[18] Zare V., and Palideh V., Employing thermoelectric generator for power generation enhancement in a Kalina cycle driven by low-grade geothermal energy, *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, pp. 418-428, 2018.

[19] Khanmohammadi S., Saadat-Targhi M., Al-Rashed A., and Afrand M., Thermodynamic and economic analyses and multi-objective optimization of harvesting waste heat from a biomass gasifier integrated system by thermoelectric generator, *Energy Conversion and Management*, vol. 195, pp. 1022-1034, 2019.

[20] Parikhani T., Azariyan H., Behrad R., Ghaebi H., and Jannatkah J., Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a novel ammonia-water mixture combined cooling, heating, and power (CCHP) cycle, *Renewable Energy*, vol. 145, pp. 1158-1175, 2020.

[21] Takleh H.R., and Zare V., Performance improvement of ejector expansion refrigeration cycles employing a booster compressor using different refrigerants: Thermodynamic analysis and optimization, *International Journal of Refrigeration*, vol. 101, pp. 56-70, 2019.

[22] Zare V., and Takleh H.R., Novel geothermal driven CCHP systems integrating ejector transcritical CO<sub>2</sub> and Rankine cycles: Thermodynamic modeling and parametric study, *Energy Conversion and Management*, vol. 205, pp. 112396, 2020.

[23] Azariyan H., Vajdi M., and Takleh H.R., Assessment of a high-performance geothermal-based multigeneration system for production of power, cooling, and hydrogen: Thermodynamic and exergoeconomic evaluation, *Energy Conversion and Management*, vol. 236, pp. 113970, 2021.

[24] Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants, *Energy conversion and management*, vol. 105, pp. 127-138, 2015.

[25] Siddique A.R.M., Mahmud S., and Van Heyst B., A review of the state of the science on wearable thermoelectric power generators (TEGs) and their existing challenges, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 73, pp. 730-744, 2017.

[26] Chávez-Urbiola E., Vorobiev V.Y., and Bulat L., Solar hybrid systems with thermoelectric generators, *Solar energy*, vol. 86, no. 1, pp. 369-378, 2012.

[27] Takleh H.R., and Zare V., Proposal and thermoeconomic evaluation with reliability considerations of geothermal driven trigeneration systems with independent operations for summer and winter, *International Journal of Refrigeration*, vol. 127, pp. 34-46, 2021.

[28] Seyyedvalilu H.V., Zare V., and Mohammadkhani F., Comparative thermoeconomic analysis of trigeneration systems based on absorption heat transformers for utilizing low-temperature geothermal energy, *Energy*, vol. 224, pp. 120175, 2021.

پمپ	pu
واکنش دهنده	react
چرخه رانکین بخار	SRC
توربین بخار	ST
گرما	th

## ۸- مراجع

- [1] MosayebNezhad M., Mehr A., Gandiglio M., Lanzini A., and Santarelli M., Techno-economic assessment of biogas-fed CHP hybrid systems in a real wastewater treatment plant, *Applied Thermal Engineering*, vol. 129, pp. 1263-1280, 2018.
- [2] Esen M., Yuksel M., Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse, *Energy and Buildings*, vol. 65, pp. 340-351, 2013.
- [3] Lindkvist E., Karlsson M., Biogas production plants; existing classifications and proposed categories, *Journal of Cleaner Production*, vol. 174, pp. 1588-1597, 2018.
- [4] De Baere L.,Mattheeuws B., Anaerobic digestion of the organic fraction of municipal solid waste in Europe-Status, experience and prospects, *ISTANBUL3WCONGRESS 2013*, vol. 38, 2013.
- [5] Jung H.W., Kang H., Yoon W.J., Kim Y., Performance comparison between a single-stage and a cascade multi-functional heat pump for both air heating and hot water supply, *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, no. 5, pp. 1431-1441, 2013.
- [6] Kang J.K., Kim T.S, Hur K.B., Comparative economic analysis of gas turbine-based power generation and combined heat and power systems using biogas fuel, *Energy*, vol. 67, pp. 309-318, 2014.
- [7] Zareh A.D., Saray R.K., Mirmasoumi S., Bahloulou W., Extensive thermodynamic and economic analysis of the cogeneration of heat and power system fueled by the blend of natural gas and biogas, *Energy conversion and management*, vol. 164, pp. 329-343, 2018.
- [8] Jabari F., Mohammadi-ivatloo B., Bannae-Sharifian B., Ghaebi H., Design and performance investigation of a biogas fueled combined cooling and power generation system, *Energy Conversion and Management*, vol. 169, pp. 371-382, 2018.
- [9] Balafkandeh S., Zare V., and Gholamian E., Multi-objective optimization of a tri-generation system based on biomass gasification/digestion combined with S-CO<sub>2</sub> cycle and absorption chiller, *Energy Conversion and Management*, vol. 200, pp. 112057, 2019.
- [10] Somehsaraei H.N., Majoumerd M.M., Breuhaus P., and Assadi M., Performance analysis of a biogas-fueled micro gas turbine using a validated thermodynamic model, *Applied thermal engineering*, vol. 66, no. 1-2, pp. 181-190, 2014.
- [11] Barzegaravval H., Hosseini S.E., Wahid M.A. and Saat A., Effects of fuel composition on the economic performance of biogas-based power generation systems, *Applied Thermal Engineering*, vol. 128, pp. 1543-1554, 2018.
- [12] Gholizadeh T., Vajdi M., and Mohammadkhani F., Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas, *Energy conversion and management*, vol. 181, pp. 463-475, 2019.
- [13] Nikpey H., Assadi M., Breuhaus P., and Mørkved P., Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas, *Applied Energy*, vol. 117, pp. 30-41, 2014.
- [14] Köse Q., Koç Y., and Yağlı H., Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple