



## Development and Analysis of a Novel Multi-Generation System Fueled by Biogas with Smart Heat Recovery

M. Hasanzade, M. Feili, H. Ghaebi\*

Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

**ABSTRACT:** This paper presents a novel multi-generation system based on biogas fuel for simultaneous production of goods such as electricity, cooling, freshwater, and hydrogen using smart heat recovery of combustion gases. The performance of the proposed system is investigated in terms of the first and second laws of thermodynamics. Also, to acquire a comprehensive evaluation of operation costs, an exergoeconomic analysis has been performed. Furthermore, a comprehensive parametric study has been conducted to understand the behavior of the system performance parameters with the design parameters. In the following, to show the superiority of using a Stirling engine, the investigation of the present study is performed under two different scenarios. The proposed system could produce 986 kW, 137.5 kW, 8.39 m<sup>3</sup>/h, and 2.96 kg/h, net output electricity, cooling load, distilled water, and hydrogen while working with the Stirling engine. In this case, the energy and exergy efficiencies of the proposed system are obtained at 37.3% and 32.08%, which are improved by about 2.96% and 7.89%, respectively. In terms of cost metrics, the total unit cost of the products is about 0.1086\$/kWh which has increased by 8.1% compared to the non-stirling engine mode.

### Review History:

Received: Sep, 27, 2021

Revised: Feb. 27, 2022

Accepted: Apr. 26, 2022

Available Online: Jun. 20, 2022

### Keywords:

Gas turbine

Biogas

West heat recovery

Multi-generation

Stirling engine

### 1- Introduction

In recent decades, the increasing growth of energy consumption such as fossil fuel energy and consequently the increment in environmental pollutants has led to the use of new methods of energy production based on waste heat recovery [1]. One practical solution is to integrate industrial processes or combine power plant cycles. In addition to reducing energy consumption, this method also reduces the emission of pollutants, increases systems' efficiency, and lowers exergy losses through heat recovery [2]. By applying waste heat recovery technology and combining energy systems, valuable forms of energy such as electricity, refrigeration, pure water, and so on can be produced. Waste heat recycling severely depends on the hot steam temperature and the intelligent selection of subsystems. The gas turbine cycle is one of the most reliable electricity generation systems due to the unit's simplicity and start-up time, and rapid shutdown. This unit has weak performance from the second law viewpoint because of the high exergy loss rate through exhaust gas. The exhaust gas temperature of the gas turbine cycle is about 450-600°C, so there is a high thermal potential that can be used in various fields in addition to preventing environmental pollution by improving system performance from the perspective of the first and second laws. With this

in mind, it seems that by using the appropriate subsystem, a significant part of exhaust gas temperature can be recycled to produce various commodities and prevent environmental issues simultaneously.

This study proposes a new multi-generation system based on a biomass gas turbine-driven cycle. Using the smart heat recovery through the intelligent selection of subsystems, the hot temperature of exhaust gas is recovered several times. This process dramatically improves the thermal and exergy efficiency of the gas turbine cycle and drastically reduces exergy losses. The subsystems of the devised multi-generation system consist of a Stirling engine, modified organic Rankine cycle, absorption cooling cycle, Proton Exchange Membrane Electrolyzer (PEME), and a reverse osmosis desalination unit. The performance of the proposed system is investigated in terms of the first and second laws of thermodynamics. Furthermore, to acquire a comprehensive evaluation of operation costs, an exergoeconomic analysis has been performed. Moreover, a comprehensive parametric study has been conducted to understand the behavior of the system performance parameters with the design parameters. The present study was conducted in two scenarios to show the superiority of using a Stirling engine, including a Stirling engine, and without a Stirling engine.

\*Corresponding author's email: hghaebi@uma.ac.ir



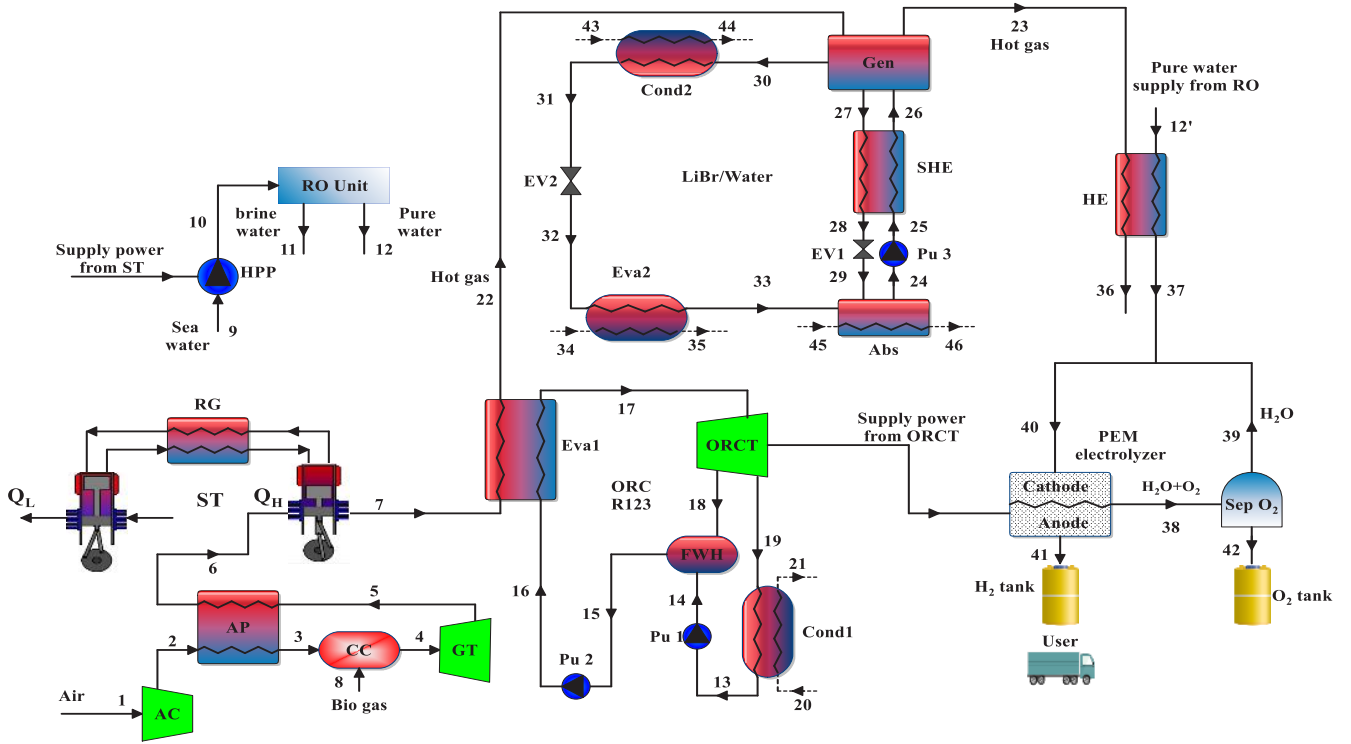


Fig. 1. The layout of the new devised biomass-driven multi-generation system

## 2- Methodology

Fig. 1 shows the schematic of the new multi-generation setup based on the gas turbine cycle. Accordingly, the turbine's exhaust gas first enters the air-preheater (the first heat recovery step). Then flows into the Stirling engine (second step of heat recovery). The cooled gas enters the Rankine power cycle and the absorption cooling cycle. Finally, exhaust gas goes to the electrolyzer heat exchanger to produce hydrogen as the last heat recovery step. It is worth noting that the electricities required for desalination and hydrogen production are provided by the Stirling engine and Rankine power cycle, respectively.

## 3- Governing Equations

A thermodynamic code is developed in engineering equation solver software to simulate the proposed multi-generation system. The first and second laws of thermodynamics in terms of mass, energy, exergy, and cost balances are used in the present study as follows [3]:

$$\sum_i \dot{m}_{in} = \sum_o \dot{m}_{out} \quad (1)$$

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

$$\dot{E}x_{D,k} = \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{in,i} - \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{out,i} \quad (3)$$

$$\dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{W,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (4)$$

Using the above formulations, each component of the proposed system is analyzed, and finally, the amounts of generated commodities are obtained.

The overall performance metrics parameters, including Energy, exergy efficiencies, and unit productions cost of the new devised multi-generation setup, are articulated respectively as:

$$\eta_{en.ccp} = \frac{\dot{Q}_{eva1} + \dot{Q}_{eva2} + \dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{AVG} + \dot{Q}_{VG}} \quad (5)$$

$$\eta_{ex.ccp} = \frac{\dot{W}_{net} + (\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}) + (\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{29})}{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_3} \quad (6)$$

$$TUCP = (\dot{C}_{w.net} + \dot{C}_{12} + \dot{C}_{41} + \dot{C}_{35}) / (\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{41} + (\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{34})) \quad (7)$$

**Table 1. Main performance factors for different mixtures**

Performance	With sterling engine mode	Non-sterling engine mode
$\dot{W}_{AC}$ (kW)	1469	1469
$\dot{W}_{GT}$ (kW)	2469	2469
$P_{ST}$ (kW)	35.55	-
$\dot{W}_{ORCT}$ (kW)	212.9	225.2
$\dot{W}_{net}$ (kW)	986	950.4
$\dot{Q}_{eva2}$ (kW)	137.5	140.5
$\dot{m}_{dw}$ (m <sup>3</sup> /h)	8.39	8.39
$\dot{m}_{H_2}$ (kg/h)	2.96	2.96
$\dot{E}x_{Fu}$ (kW)	3403	3403
$\dot{E}x_D$ (kW)	2269	2303
$\dot{E}x_L$ (kW)	42.93	94
$\dot{E}x_{Pr}$ (kW)	1091	1006
$\eta_{energy}$ (%)	37.3	36.2
$\eta_{exergy}$ (%)	32.07	29.54
$\dot{Z}_{net}$ (\$/h)	49.29	47.13
TUCP (\$/kWh)	0.1086	0.0998

#### 4- Results and Discussion

Table 1 presents the main decisive factors of the proposed system for two scenarios to show the impact of using a sterling engine on the proposed system. Accordingly, while operating with the sterling engine, the gas turbine produces about 2469 kW of electricity, of which the air compressor consumes 1469 kW. Meanwhile, the Stirling engine is capable of producing 35.55 kW, which is used to supply electricity to the desalination unit and produces 8.39 m<sup>3</sup>/h of pure water. In addition, in this case, the Rankin power cycle generates 212.9 kW of electricity and supplies electricity to the PEME unit. Overall, the proposed system is capable of producing

986 kW of net electricity and 137.5 kW of cooling load by the absorption cooling cycle. All the mentioned products have finally resulted in achieving 37.3% and 32.07% energy and exergy efficiency. In contrast, when the system operates without a Stirling engine, the amount of electricity generated and consumed by the gas turbine and air compressor remains constant. However, the gas turbine supplies the electricity required for the RO unit's high-pressure pump and reduces the system's net electricity by 35.6 kW. Subsequently, the Rankin power cycle and absorption cooling cycle capacities increase due to receiving more energy from the exhaust gas. At the same time, the electricity consumption of their pumps is increasing. Totally, In this case, the energy and exergy efficiency of the system has decreased by 2.94% and 7.89% due to the reduction of net electricity generation. Also, the system's investment cost has been reduced from 49.29\$/h to \$ 47.13\$/h due to the lack of cost related to the purchase of the Stirling engine. Finally, due to the reduction in electricity and freshwater costs, the total unit cost of products has decreased from 0.1086 \$/kWh to 0.0998 \$/kWh

#### 5- Conclusions

This survey develops a novel biomass-based multi-generation system with smart heat recovery. The main conclusions of the present study are as follows:

A) The designed system produces 986 kW, 137.5 kW, 8.39 m<sup>3</sup>/h, and 2.96 kg/h net electricity, cooling load, pure water, and hydrogen, respectively. B) without a Stirling engine, net electricity generation, energy, and exergy efficiency values declined about 35.55 kW, 2.94%, and 7.89%, respectively. C) Utilizing a Stirling engine has significantly reduced the exergy associated with destruction and loss.

#### References

- [1] B. Liddle, P. Sadorsky, How much does increasing non-fossil fuels in electricity generation reduce carbon dioxide emissions?, *Applied energy*, 197 (2017) 212-221.
- [2] N.E.M. Rozali, S.R.W. Alwi, Z.A. Manan, J.J. Klemeš, M.Y. Hassan, Process Integration techniques for optimal design of hybrid power systems, *Applied Thermal Engineering*, 61(1) (2013) 26-35.
- [3] M. Feili, H. Rostamzadeh, H. Ghaebi, Thermo-mechanical energy level approach integrated with exergoeconomic optimization for realistic cost evaluation of a novel micro-CCHP system, *Renewable Energy*, (2022).

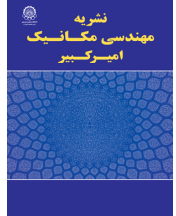
#### HOW TO CITE THIS ARTICLE

M. Hasanzade, M. Feili, H. Ghaebi, Development and Analysis of a Novel Multi-Generation System Fueled by Biogas with Smart Heat Recovery, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 54(7) (2022) 341-344.

DOI: 10.22060/mej.2022.20600.7269







## طراحی و ارزیابی یک سیستم نوین تولید چندگانه بر پایه سوخت بیوگاز با بازیابی حرارتی هوشمند

مریم حسن‌زاده، میلاد فیلی، هادی غائبی\*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران.

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۴۰۰/۰۷/۰۵

بازنگری: ۱۴۰۰/۱۲/۲۸

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۲/۰۶

ارائه آنلاین: ۱۴۰۱/۰۳/۳۰

### کلمات کلیدی:

توربین گاز

بیوگاز

بازیافت حرارتی

تولید چندگانه

موتور استرلینگ

**خلاصه:** در این مطالعه، یک سیستم تولید چندگانه بر پایه سوخت بیوگاز ارائه شده است. به این منظور ابتدا عملکرد سیستم از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک شبیه سازی شده و در ادامه به منظور مشخص کردن کارایی هر زیر سیستم و میزان تلفات و هدررفت انرژی، عملکرد سیستم از دیدگاه قانون دوم مورد بررسی قرار گرفته و همچنین آنالیز اقتصادی آگزرژواکونومیک به کار رفته است. در ادامه به منظور نشان دادن تأثیر استفاده از موتور استرلینگ، عملکرد سیستم در دو حالت مختلف با موتور استرلینگ و بدون آن بررسی شده و در نهایت مطالعه پارامتری جامعی به منظور پی بردن به رفتار معیارهای عملکردی سیستم با پارامترهای طراحی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که سیستم ارائه شده در زمان کار با موتور استرلینگ، به ترتیب توانایی تولید ۹۸۶ kW، ۱۳۷/۵ m<sup>3</sup>/h و ۲/۹۶ kg/h توان الکتریکی، سرمایش، آب شیرین و هیدروژن خالص را دارد و در این حالت بازده انرژی و آگزرژی سیستم نسبت به حالت بدون موتور استرلینگ حدود ۲/۹۶٪ و ۷/۸۹٪ بهبود یافته به ترتیب برابر با ۳۷/۳٪ و ۳۲/۰۸٪ محاسبه شده‌اند. همچنین در این حالت هزینه تولید محصولات سیستم برابر با ۰/۱۰۸۶\$/kWh است، که در حالت بدون موتور استرلینگ برابر با ۰/۰۹۹۸\$/kWh بوده و چیزی در حدود ۸/۱٪ کاهش یافته است.

### ۱- مقدمه

حرارتی اتلاف شده را بازیابی کرد، مقدار قابل توجهی از سوخت اولیه را می‌توان حفظ کرد [۳]. به طوری که انتخاب سیستم‌های بازیابی بستگی کامل به دمای گرمای تلف شده دارد که با انتخاب هوشمند فناوری‌های مختلف می‌توان از حداکثر پتانسیل این نوع از انرژی‌ها استفاده کرد. چرخه توربین گاز<sup>۱</sup> که شامل یک کمپرسور هوا، محفظه احتراق و یک توربین می‌باشد به دلیل سادگی سیستم و همچنین زمان راه‌اندازی و خاموش شدن سریع یکی از سیستم‌های قابل اطمینان در زمینه تولید توان الکتریکی می‌باشد. اما از نظر قانون دوم ترمودینامیک به دلیل بالا بودن آهنگ آگزرژی اتلافی که ناشی از اتلاف گازهای حاصل از احتراق می‌باشد عملکرد ضعیفی دارد. دمای گازهای اتلافی چرخه توربین گاز حدود ۴۵۰-۶۰۰ درجه سانتی‌گراد است، بنابراین پتانسیل حرارتی بالایی وجود دارد که می‌تواند در زمینه‌های مختلف علاوه برای جلوگیری از آلودگی‌های محیطی با هدف بهبود عملکرد سیستم از دیدگاه قانون اول و دوم استفاده شود. سوخت بیوگاز تولید شده در فاضلاب و محل‌های دفن زباله که عمدتاً

در دهه‌های اخیر، رشد روزافزون مصارف انرژی از قبیل استفاده از سوخت‌های فسیلی و در نتیجه افزایش آلاینده‌های محیطی باعث شده که روش‌های نوین تولید انرژی با هدف بازیافت زباله‌ها به کار گرفته شود [۱]. یکی از راه‌های کاربردی ادغام فرآیندهای صنعتی یا ترکیب چرخه‌های نیروگاهی با یکدیگر است. این کار سبب کاهش مصرف انرژی و تولید آلاینده‌ها و افزایش بازده سیستم‌ها و کاهش اتلافات آگزرژی از طریق بازیابی حرارت اتلافی می‌شود [۲]. سیستم‌های بازیابی گرمای اتلافی به طور کلی به منظور بهبود بازده انرژی استفاده می‌شوند. تبدیل انرژی از گرمای تلف شده به صورت‌های مفیدتری از انرژی نظیر توان الکتریکی، آب شیرین و غیره منجر به کاهش مصرف کلی انرژی سیستم‌ها و همچنین صرفه جویی در هزینه‌ها می‌شود. با ترکیب چندین سیستم به صورت خطی، سیستم‌های پایین دست از گرمای هدر رفته سیستم‌های بالادست استفاده می‌کنند که منجر به بازیابی انرژی می‌شود. به طور کلی اگر بتوان بخشی از انرژی‌های



بویاچی و همکاران [۹] گرمای اتلافی چرخه توربین گاز را ابتدا در چرخه تبرید اجکتوری<sup>۶</sup> با سیال عامل دو جزئی و چرخه رانکین و اکترولایزر غشاء پروتونی<sup>۷</sup> مورد بازیابی قرار دادند. آن‌ها با انجام بهینه‌سازی تک و دو هدفه و با استفاد از روش‌های بهینه‌سازی مختلف اقدام به انتخاب نقاط بهینه نهایی کردند. در یک مطالعه دیگر قوامی و همکاران [۱۰] یک توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم<sup>۸</sup> پیشنهاد دادند، آن‌ها از زیر سیستم‌هایی نظیر چرخه تبرید جذبی، آب‌شیرین‌کن رطوبت زن رطوبت زدا<sup>۹</sup>، گرم‌کن آب به منظور بازیافت حرارت اتلافی توربین گاز با هدف تولید همزمان توان، تبرید، گرمایش، سرمایش، آب شیرین و هیدروژن استفاده کردند. آن‌ها بازده انرژی را برابر ۴۹/۲۹٪ و بیشترین تخریب انرژی را در هسته راکتور سیستم برابر با kW ۱۷۸/۴۲ گزارش دادند. صفری و دینسر [۱۱] به طور مشابه گازهای خروجی از توربین گاز را ابتدا با استفاده از چرخه رانکین آلی و سپس آب شیرین‌کن چند اثره و اکترولایزر غشاء پروتونی اقدام به بازیابی حرارتی کردند. در این سیستم گازهای خروجی با دمای C ۵۰۰° وارد تبخیرکننده چرخه رانکین شده، این دمای عملکرد چندین برابر دمای بحرانی چرخه رانکین مبتنی بر سیال عامل‌های آلی است که با سیال ارگانیک کار می‌کند، این اختلاف دما باعث افزایش شدید تخریب انرژی در تبخیرکننده چرخه رانکین و در نتیجه افزایش آهنگ تخریب انرژی کل سیستم شده است.

مروری به مطالعات انجام شده در زمینه بازیافت گرمای اتلافی چرخه توربین گاز، قابل مشاهده است که مطالعات متعددی در این زمینه انجام شده است. با توجه به دمای نسبتاً بالای گازهای خروجی، انتخاب زیر سیستم‌های مناسب نقش اساسی در عملکرد سیستم به خصوص در بازده کلی انرژی سیستم دارد. در اکثر مطالعات فوق [۹-۱۱] گازهای خروجی از توربین گاز مستقیماً وارد چرخه‌ای شده که با سیال ارگانیک کار می‌کند. همان‌طور که اشاره شد به دلیل پایین بودن دمای بحرانی سیالات ارگانیک اختلاف قابل توجهی بین سیال گرم و سرد در مبدل حرارتی ایجاد می‌شود که باعث افزایش تخریب انرژی و کاهش بازده انرژی می‌شود، در حالی که یکی از اهداف اصلی از بازیابی حرارتی، افزایش بازده انرژی است. در این مطالعه سعی شده با استفاده از فناوری بازیافت حرارتی هوشمند، گرمای تولیدی حاصل از احتراق طی چند مرحله با انتخاب هوشمندانه زیر سیستم‌های مختلف و متناسب با دمای کاری بازیابی شود. این کار سبب

شامل متان و کربن دی اکسید می‌باشد، به عنوان جایگزین سوخت‌های فسیلی، ایده‌ی بسیار مناسبی است. یکی از راه‌های تولید انرژی ارزان قیمت، استفاده از منابع گرمایی دما پایین می‌باشد. بیوگاز نیز با توجه به ارزش حرارتی پایین‌تر نسبت به سوخت فسیلی جزو منابع دما پایین با کیفیت قرار می‌گیرد. امروزه تولید توان الکتریکی به شدت به مصرف سوخت فسیلی وابسته است [۴]. کاهش سوخت‌های فسیلی و تخریب محیط زیست از طریق انتشار گازهای گلخانه‌ای خواستار استفاده از سوخت‌های تجدیدپذیر جایگزین است. سهم تولید توان الکتریکی مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر به طور مداوم در جهان رو به افزایش می‌باشد. در یک مطالعه بر روی سوخت بیوگاز توسط نیکی و همکاران [۵] نشان دادند که استفاده از مخلوط گاز طبیعی و بیوگاز موجب حفظ کارایی و کاهش قابل توجهی در انتشار دی‌اکسید کربن دارد. حسن برزگر اول و همکاران [۶] بر روی تأثیر ترکیب‌های مختلف سوخت بر عملکرد اقتصادی سیستم تولید برق مبتنی بر بیوگاز را مطالعه کردند و به این نتیجه رسیدند که در استفاده از بیوگاز به‌عنوان سوخت، هزینه سرمایه‌گذاری سیستم کاهش می‌یابد و این درحالی است که مقدار دی‌اکسید کربن آزاد شده افزایش می‌یابد. در ادامه با توجه به مطالب بیان شده در مورد اهمیت بازیافت هوشمند گرمای اتلافی و استفاده از سوخت بیوگاز در چرخه توربین گاز به بررسی برخی از مطالعات انجام شده در این زمینه با هدف تولید محصولات مختلف پرداخته شده است.

از اولین مطالعات در زمینه بازیافت حرارت اتلافی چرخه توربین گاز با سوخت بیوگاز بدون پیش‌گرمایش هوا توسط احمدی و همکاران [۷] ارائه شده است. آن‌ها یک سیستم تولید چندگانه توان، سرمایش، گرمایش آب داخلی<sup>۱</sup> و هیدروژن را از دیدگاه قانون اول بررسی کرده و بازده انرژی را ۲۲/۲۰٪ گزارش کرده‌اند. در این سیستم گرمای اتلافی گازهای خروجی تنها طی دو مرحله از طریق چرخه رانکین اورگانیک<sup>۲</sup> و گرمایش آب داخلی<sup>۳</sup> بازیافت شده است، در حالی که مقدار قابل توجهی از گازهای خروجی بدون استفاده باقی مانده و به هدر می‌رود. رشیدی و خورشیدی [۸] یک سیستم چندگانه و آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس<sup>۴</sup> مبتنی بر چرخه توربین گاز با سوخت بیوگاز بدون گرمایش هوا پیشنهاد دادند. آن‌ها به ترتیب گرمای گازهای خروجی را در چرخه رانکین، چرخه تبرید جذبی<sup>۵</sup> و مبدل گرمایش آب داخلی بازیابی کردند و بازده قانون دوم را در حالت بهینه ۳۲٪ محاسبه کردند.

- 1 Combine cooling heat and power
- 2 Organic Rankin cycle
- 3 Domestic heating water
- 4 Reverse osmosis
- 5 Absorption refrigeration cycle

- 6 Ejector refrigeration cycle
- 7 Polymer electrolyte membrane
- 8 Modular Helium Reactor
- 9 Humidification-dehumidification



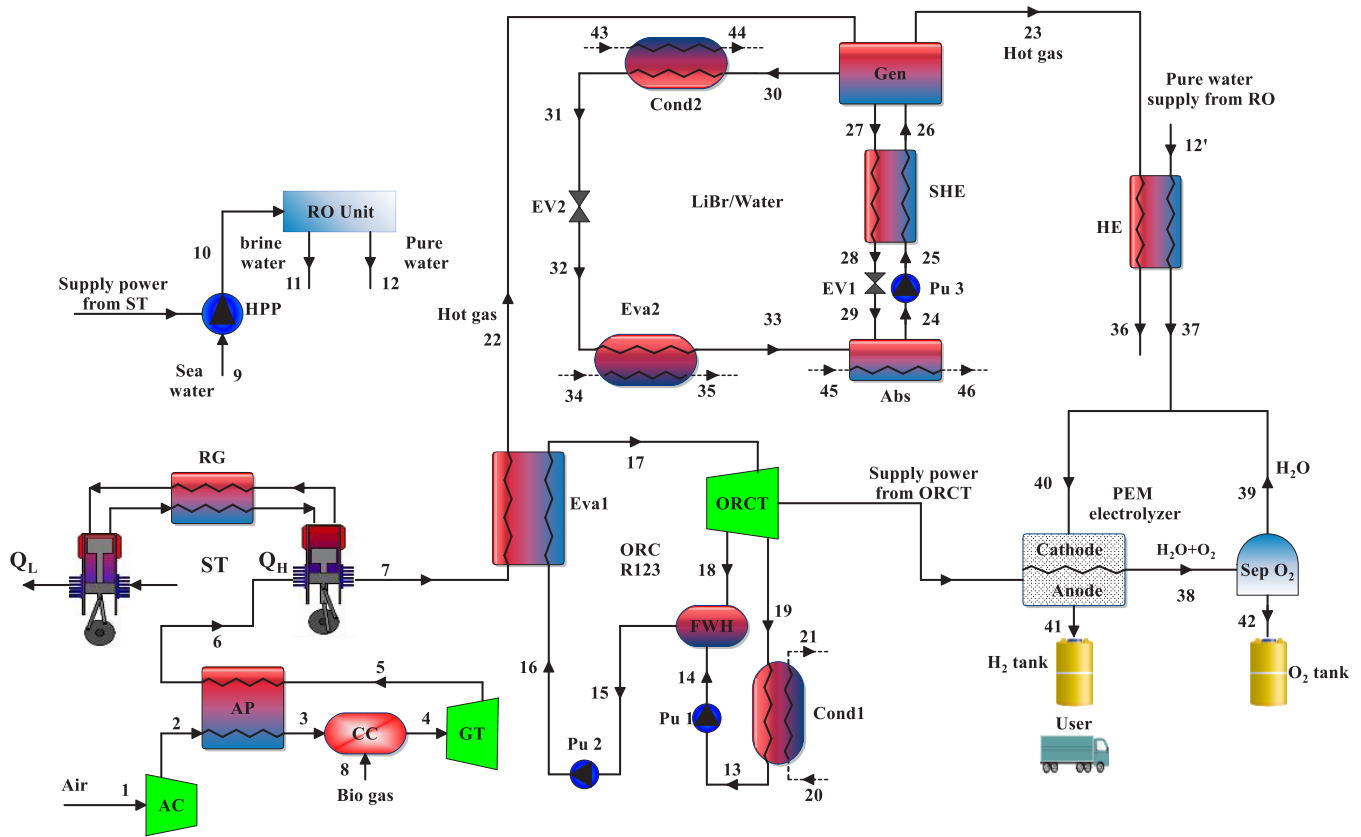
جریان خروجی (حالت ۶)، مناسب‌ترین گزینه برای دومین مرحله بازیابی استفاده از موتور استرلینگ نسبت به چرخه‌های ترمودینامیکی می‌باشد. زمانی که حرارت به سیال عامل موتور (هلیوم) منتقل می‌شود در درجه حرارت و فشار و حجم سیال تغییراتی اعمال می‌شود. این موتور در چهار مرحله مطابق با شکل ۱، این حرارت را به کار قابل دسترس تبدیل می‌کند. مطابق شکل ۱ در اولین مرحله حرارت از منبع گرمایی به گاز داخل سیلندر گرم منتقل می‌شود (پیستون سمت راست) در این مرحله، فشار تولیدی پیستون گرم را به حرکت در می‌آورد و باعث تولید توان الکتریکی می‌شود. در مرحله بعدی، هر دو پیستون به حرکت درآمده و پیستون گرم به سمت پایین و پیستون سرد (پیستون سمت چپ) به سمت بالا حرکت می‌کند. این عمل باعث شده که سیال هلیوم به سمت مبدل حرارتی حرکت کرده و حرارت را به آرامی به سمت سرد مبدل منتقل کند و پیستون سرد را به حرکت درآورد. پیستون در سیلندر سرد شروع به متراکم کردن سیال هلیوم می‌کند. گرمای ایجاد شده توسط فرایند تراکم به واسطه‌ی سطح سرد به محیط بیرون منتقل می‌شود. در آخرین مرحله چرخه هر دو پیستون به طور همزمان حرکت می‌کنند، هنگامی که پیستون گرم به سمت بالا حرکت می‌کند پیستون سرد به سمت پایین حرکت می‌کند. این عمل سیال هلیوم گرم شده توسط مبدل حرارتی را به داخل سیلندر گرم رانده و چرخه دوباره تکرار می‌شود. در ادامه دمای گازهای خروجی (حالت ۷) پس از دومین مرحله بازیابی در محدوده مناسبی برای استفاده از چرخه رانکین می‌باشد. در این مقاله از یک چرخه رانکین مجهز به گرم‌کن آب تغذیه باز برای بازیابی گازهای خروجی استفاده شده، که به مراتب عملکرد بهتری نسبت به چرخه رانکین ساده دارد. بخار اشباع خروجی از تبخیرکننده ۱ (حالت ۱۷) وارد توربین چرخه رانکین شده و طی دو فرایند آیزنتروپیک تا فشارهای کاری مختلف منبسط می‌شود (حالت ۱۸ و ۱۹) و توان الکتریکی لازم برای تولید هیدروژن را تأمین کند. در این نوع از چرخه رانکین یک محفظه پیش گرمایش آب در نظر گرفته شده است که باعث شده سیال مایع مادون سرد ورودی به تبخیرکننده ۱ با دمای بیشتری وارد شده (حالت ۱۶) و باعث افزایش توان تولیدی سیستم شود. در ادامه دمای گازهای خنک شده (حالت ۲۲) در محدوده بسیار مناسبی برای به کارانداختن یک چرخه دما پایین می‌باشد. بنابراین در چهارمین مرحله بازیابی از یک چرخه تبرید جذبی با سیال کاری لیتوم برماید-آب استفاده شده است. در این چرخه محلول اشباع رقیق لیتوم برماید از جاذب وارد پمپ و سپس مبدل حرارتی محلول می‌شود (حالت ۲۵) و توسط محلول غلیظ لیتوم برماید دمای افزایش می‌یابد (حالت ۲۶). در ژنراتور به واسطه گرمای دریافتی

افزایش بازده انرژی و انرژی سیستم پیشنهادی و کاهش تخریب و هدر رفت آهنگ انرژی می‌شود. همچنین در این رویکرد مبدل‌های استفاده شده به منظور بازیافت گرمای گازهای خروجی با استفاده از اختلاف دمای کاری طراحی شده‌اند، به همین دلیل می‌توان در تغییرات شرایط عملکردی میزان انتقال حرارت به زیر سیستم‌ها به صورت خودکار محاسبه شود. باتوجه به مطالب گفته شده در مورد بازیابی حرارت اتلافی، از موتور استرلینگ<sup>۱</sup> که یک فناوری قابل اطمینان و نگهداری آسان‌تر با کارکرد دمایی بالا می‌باشد در اولین مرحله از بازیابی استفاده شده و سپس از چرخه‌های توربین‌گاز، چرخه تبرید جذبی و تولید هیدروژن با توجه به دمای کارکرد هر سیستم و دمای گازهای خروجی اقدام به بازیابی هوشمند حرارتی شده است. برای بررسی عملکرد سیستم پیشنهادی تجزیه و تحلیل دقیق انرژی و انرژی در محیط نرم افزار مهندسی ای.ای.اس<sup>۲</sup> انجام شده است. همچنین به منظور دستیابی به هزینه‌های ناشی از خرید تجهیزات و تولید محصولات از آنالیز انرژی و اکونومیک<sup>۳</sup> که آنالیز اقتصادی بر اساس جریان‌های انرژی می‌باشد استفاده شده است. همچنین عملکرد سیستم پیشنهادی تحت دو سناریو براساس استفاده از موتور استرلینگ و بدون موتور استرلینگ مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت مطالعه پارامتری به منظور بررسی رفتار سیستم انجام شده است.

## ۲- توصیف سیستم

طرح‌واره سیستم تولید چندگانه مبتنی بر چرخه توربین‌گاز در شکل ۱ به نمایش درآمده است. مطابق شکل هوا با دما و فشار محیط وارد کمپرسور هوا شده (حالت ۱) و دما و فشار تا یک نسبت معینی افزایش می‌یابد (حالت ۲). در محفظه احتراق هرچهقدر دمای هوا بیشتر باشد احتراق بهتر انجام خواهد گرفت، بنابراین هوای متراکم شده ابتدا وارد مبدل پیش گرم‌کن شده است. به عبارتی می‌توان گفت که اولین مرحله از گرمای گازهای خروجی در این مبدل بازیابی می‌شود و هوای متراکم و پیش گرم شده (حالت ۳) آماده احتراق با سوخت بیوگاز می‌شود. با تزریق سوخت به محفظه، احتراق انجام شده و دمای مخلوط خروجی به شدت افزایش می‌یابد (حالت ۴). در ادامه گازهای خروجی وارد توربین شده و طی یک فرآیند انبساط آیزنتروپیک باعث تولید توان الکتریکی می‌شود. همانطور که اشاره شد بخشی از گرمای گازهای خروجی از توربین ابتدا صرف پیش گرمایش هوا شده است. باتوجه به دمای

- 1 Stirling engine
- 2 Engineering Equation Solver
- 3 Exergoeconomic



شکل ۱. طرح‌واره سیستم تولیدچندگانه مبتنی بر چرخه توربین گاز با سوخت بیوگاز

Fig. 1. The layout of the new devised biomass-driven multi-generation system

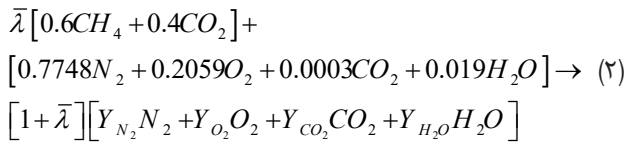
شور با فشارقوی (حالت ۱۰) وارد غشاء واحد آب شیرین کن می‌شود و در آن آب شیرین (حالت ۱۲) با درصد غلظت مناسب از آب پسماند (حالت ۱۱) جدا شده و به سمت مصرف کننده می‌رود.

### ۳- مدل سازی سیستم تولید چندگانه

در این بخش از پژوهش به منظور بررسی دقیق سیستم پیشنهادی، ابتدا به بیان فرضیات ترمودینامیکی حاکمه و سپس بیان مدل سازی ریاضی چرخه توربین گاز، موتور استرلینگ، واحد آب شیرین کن اسمز معکوس، واحد الکترولایزر غشاء پروتونی و در نهایت روابط بقای جرم، انرژی، انگرژی و هزینه و پارامترهای عملکردی سیستم خواهیم پرداخت. همانطور که قبلاً اشاره شد، به منظور شبیه سازی سیستم پیشنهادی کدی مناسب در نرم افزار مهندسی ای، ای، اس براساس فرضیه‌های زیر نوشته شده است:

از گازها سیال آب از محلول لیتوم جدا شده و به عنوان مبرد وارد چگالنده (حالت ۳۰) و سپس تبخیرکننده به منظور تولید تبرید می‌شود (حالت ۳۲). در ادامه بخار اشباع خروجی تبخیرکننده (حالت ۳۳) وارد جاذب شده و با محلول غلیظ لیتوم برماید و آب ترکیب و تبدیل به محلول رقیق شده و سپس فرآیند تولید سرمایش دوباره شروع می‌شود. در ادامه با توجه به دمای گازهای خنک شده و محدوده کاری دمای الکترولایزر بهترین گزینه برای پنجمین مرحله از بازیابی گازهای خروجی با هدف تولید هیدروژن که یک محصول بسیار کاربردی می‌باشد، است. توان الکتریکی لازم برای واحد تولید هیدروژن از طریق تبخیرکننده ۱ تأمین می‌شود، همچنین در این مجموعه به منظور تولید آب شیرین و تأمین آب مورد نیاز در فرآیند الکترولایزر از واحد آب شیرین کن که یک فرآیند غشایی می‌باشد، استفاده شده که توان الکتریکی مورد نیاز این واحد توسط موتور استرلینگ تأمین می‌شود. در واحد آب شیرین کن آب دریا (حالت ۹) با دما و فشار محیط وارد پمپ فشار قوی شده، در ادامه جریان آب





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

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

$$Y_{CO_2} = \frac{0.0003 + \bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}}; Y_{H_2O} = \frac{0.019 + 1.2\bar{\lambda}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (3)$$

معادله موازنه انرژی برای محفظه احتراق را می‌توان مطابق رابطه (۴) بیان کرد [۱۲]:

$$\dot{Q}_{c.v} + \dot{n}_f \bar{h}_f - \dot{n}_p \bar{h}_p + \dot{n}_{air} \bar{h}_{air} = 0 \quad (4)$$

در رابطه فوق، آهنگ انتقال حرارت موجود در محفظه احتراق برابر است با:

$$\dot{Q}_{c.v} = -0.02 \dot{n}_f \overline{LHV} \quad (5)$$

با ترکیب معادله‌های (۴) و (۵)، خواهیم داشت:

$$\bar{\lambda} \bar{h}_f - (1 + \bar{\lambda}) \bar{h}_p + \bar{h}_{air} = 0.02 \bar{\lambda} \overline{LHV} \quad (6)$$

با توجه به اصل مخلوط گاز ایده‌آل، آنتالپی‌های محصولات احتراق و هوا را می‌توان به صورت زیر تعریف کرد:

$$\bar{h}_{air} = [0.7748 \bar{h}_{N_2} + 0.2059 \bar{h}_{O_2} + 0.0003 \bar{h}_{CO_2} + 0.019 \bar{h}_{H_2O}]_{T=air,in} \quad (7)$$

- تمامی جریان‌ها در حالت پایا مورد بررسی قرار گرفته‌اند [۱۲].
- بازده آیزنتروپیک فرآیندهای انبساط و تراکم ثابت در نظر گرفته شده است (جدول ۱).
- از انرژی جنبشی و پتانسیل صرفه نظر شده است.
- خروجی جریان‌ها از تبخیرکننده‌ها و چگالنده‌ها به صورت اشباع در نظر شده است.
- $CH_4$  مخلوط گازها در خروجی محفظه احتراق و هوای ورودی به صورت گاز ایده‌آل رفتار می‌کنند [۱۳ و ۱۴].
- اتلاف حرارت در محفظه احتراق، ۲ درصد از ارزش حرارتی سوخت بیوگاز فرض شده است [۱۲].
- افت فشار در محفظه احتراق و مبدل پیش‌گرم‌کن هوا به ترتیب ۴ و ۵ درصد در نظر گرفته شده است [۱۲].
- سوخت پاشش شده به محفظه احتراق شامل  $CO_4$  با کسر جرمی ۶۰ به ۴۰ درصد فرض شده است [۱۳].
- مخلوط‌های ورودی از ۷۷/۴۸ درصد نیتروژن، ۲۰/۵۹ درصد اکسیژن، ۰/۰۳ درصد کربن دی‌اکسید و ۱/۹ درصد هیدروژن تشکیل شده است [۱۲].
- در ادامه برخی دیگر از پارامترهای مورد نیاز برای شبیه‌سازی عملکرد سیستم پیشنهادی در جدول ۱ ارائه شده است.

### ۳-۱- مدل ریاضی توربین گاز

در این قسمت از پژوهش به بررسی روابط حاکم بر محفظه احتراق، محاسبه آنتالپی سوخت بیوگاز، ارزش حرارتی پایین سوخت بیوگاز و نسبت مولی سوخت به هوا خواهیم پرداخت. اولین پارامتر مهم نسبت مولی سوخت به هوا می‌باشد، که بر حسب آهنگ مولی سوخت ( $\dot{n}_f$ )، آهنگ مولی محصولات احتراق ( $\dot{n}_p$ ) و آهنگ مولی هوا ( $\dot{n}_{air}$ ) مطابق با معادلات زیر به هم وابسته هستند [۱۲]:

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

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

جدول ۱. پارامترهای ورودی مورد نیاز برای مدل سازی ترمودینامیکی

Table 1. Required thermodynamic input parameters for simulation

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
	چرخه تبرید جذبی [۱۵]	۲۹۸/۱۵	دمای محیط، $T_0$ (K)
۳۱۳/۱۵	$T_{31}$ (K) دمای مخلوط اشباع خروجی جاذب،	۱۰۱/۳	فشار محیط، $P_0$ (kPa)
۲۷۵/۱۵	$T_{33}$ (K) دمای کاری تبخیر کننده ۲،		چرخه توربین گاز [۱۲ و ۱۳]
۸۰	$\varepsilon_{SHE}$ (%) کارایی مبدل حرارتی محلول،	۸۶	بازده آیزنتروپیک کمپرسور هوا، $\eta_{AC}$ (%)
۷۵	$\eta_{Pu3}$ (%) بازده آیزنتروپیک پمپ،	۲/۵	نسبت فشار کمپرسور هوا، $r_{AC}$
	الکترولایزر غشاء پروتونی [۱۶]	۸۶	بازده آیزنتروپیک توربین گاز، $\eta_{GT}$ (%)
۳۵۳	$T_{PEM}$ (K) دمای الکترولایزر،	۷۰۰	دمای هوای ورودی به محفظه احتراق، $T_3$ (K)
۷۶	$E_{act,a}$ (kJ/mol) انرژی فعال سازی آند،	۱۲۵۰	دمای هوای خروجی از محفظه احتراق، $T_4$ (K)
۱۸	$E_{act,c}$ (kJ/mol) انرژی فعال سازی کاتد،	۱۰۰۰	توان خالص تولیدی چرخه توربین گاز، $\dot{W}_{net,GT}$ (kW)
۱۴	$\lambda_a$ (1/Ω) محتوی آب سطح غشاء آند،		چرخه موتور استرلینگ [۱۷ و ۱۸]
۱۰	$\lambda_c$ (1/Ω) محتوی آب سطح کاتد،	۱۸۰۰	ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد، $C_L$ (W/K) & $C_H$ (W/K)
$1/7 \times 10^7$	$J_a^{ref}$ (A/m <sup>2</sup> ) فاکتور پتانسیل اولیه آند،	۸۰	کارایی سیلندر گرم و سرد، $\varepsilon_H$ (%) & $\varepsilon_L$ (%)
$4/6 \times 10^3$	$J_c^{ref}$ (A/m <sup>2</sup> ) فاکتور پتانسیل اولیه کاتد،	۹۰	کارایی مبدل حرارتی موتور استرلینگ، $\varepsilon_{RG}$ (%)
	واحد آب شیرین کن اسمز معکوس [۱۹]	۲	نسبت حجم در طول فرآیندهای بازیابی، $\lambda$
۴۲/۴۸	$S_{fw}$ (g/kg) غلظت نمک آب ورودی،	۲/۵	ضریب نشست گرما، $k_0$ (W/K)
۰/۹۹۴۴	$SR_{RO}$ درصد شوری دفع شده،		چرخه رانکین آلی [۱۲ و ۱۳]
۳۰	$RR_{RO}$ (%) نسبت بازیابی،	۳۰۰۰	فشار ورودی به توربین، $P_{17}$ (kPa)
۴۲	$N_{PV}$ تعداد مخازن تحت فشار،	۱۰۰	فشار کاری چگالنده ۱، $P_9$ (kPa)
۷	$N_e$ تعداد عناصر غشایی،	۸۵	بازده آیزنتروپیک توربین، $\eta_{ORCT}$ (%)
۳۵/۴	$A_e$ مساحت عنصر،	۹۰	بازده آیزنتروپیک پمپ، $\eta_{Pu1,2}$ (%)

توسط کورزن و آلبورن [۲۰] مطرح و سپس در چرخه‌های مختلف نظیر موتور حرارتی و تبرید استفاده شده است.

مقدار گرمای منتقل شده از منبع گرما (گازهای حاصل از احتراق) به موتور ( $Q_h$ ) و مقدار گرمای منتقل شده از موتور به چشمه حرارتی یا منبع سرد ( $Q_c$ ) مطابق روابط زیر مستقیماً به اختلاف دمای لگاریتمی وابسته و به صورت زیر قابل بیان هستند [۱۷]:

$$Q_h = U_H A_H (LMTD)_H t_H, Q_c = U_L A_L (LMTD)_L t_L \quad (12)$$

$$(LMTD)_H = \left[ \frac{(T_{H1} - T_h) - (T_{H2} - T_h)}{\ln \left[ \frac{(T_{H1} - T_h)}{(T_{H2} - T_h)} \right]} \right]_H, \quad (13)$$

$$(LMTD)_L = \left[ \frac{(T_c - T_{L1}) - (T_c - T_{L2})}{\ln \left[ \frac{(T_c - T_{L1})}{(T_c - T_{L2})} \right]} \right]_L$$

در روابط فوق،  $U$  و  $A$  ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت سطح و  $t_H$  و  $t_L$  مدت زمان انجام فرایندها می‌باشند. همچنین  $T_H$  و  $T_L$  دمای سیال‌های خارجی و  $T_h$  و  $T_c$  دمای کاری بالا و پایین موتور می‌باشند. معادله فوق را می‌توان بر حسب خواص سیال بیرونی (گازها و آب خنک‌کن) به صورت زیر بیان کرد [۱۷]:

$$Q_h = C_H (T_{H1} - T_{H2}) t_H, Q_c = C_L (T_{L2} - T_{L1}) t_L \quad (14)$$

$C_H$  و  $C_L$  به ترتیب نرخ ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد می‌باشند، در نهایت با ترکیب معادلات فوق خواهیم داشت [۱۷]:

$$Q_h = C_H \varepsilon_H (T_{H1} - T_h) t_H, Q_c = C_L \varepsilon_L (T_c - T_{L1}) t_L \quad (15)$$

در رابطه فوق  $\varepsilon_H$  و  $\varepsilon_L$  به ترتیب نشان‌گر کارایی سیلندر گرم و سرد هستند. همچنین مطلوب است که تأثیر برگشت ناپذیری‌ها در مبدل حرارتی به دلیل انتقال حرارت محدود طی دو فرآیند هم‌حجم را در نظر بگیریم. فرض کنیم که  $\Delta Q_R$  تلفات حرارتی طی دو فرآیند انتقال حرارت هم‌حجم در مبدل بازبایی باشد [۱۷ و ۱۸]:

$$\bar{h}_p = \frac{[0.7748 \bar{h}_{N_2} + (0.2059 - 1.2\bar{\lambda}) \bar{h}_{O_2} + (0.0003 + \bar{\lambda}) \bar{h}_{CO_2} + (0.019 + 1.2\bar{\lambda}) \bar{h}_{H_2O}]_{T=T_p}}{1 + \bar{\lambda}} \quad (8)$$

بنابراین، از رابطه‌های (۶) تا (۸)، می‌توان نسبت مولی سوخت به هوا را مطابق رابطه (۹) بیان کرد:

$$\bar{\lambda} = \frac{0.7748 \Delta \bar{h}_{N_2} + 0.2059 \Delta \bar{h}_{O_2} + 0.0003 \Delta \bar{h}_{CO_2} + 0.019 \Delta \bar{h}_{H_2O}}{\bar{h}_f - 0.02 \bar{\lambda} LHV - [-1.2 \bar{\lambda} \bar{h}_{O_2} + \bar{h}_{CO_2} + 1.2 \bar{\lambda} \bar{h}_{H_2O}]_{T=T_p}} \quad (9)$$

آنتالپی سوخت بیوگاز با توجه به درصد متان و دی‌اکسید کربن بیان شده در بخش فرضیه‌ها، به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\bar{h}_{biogas} = 0.4 \bar{h}_{CO_2} + 0.6 \bar{h}_{CH_4} \quad (10)$$

و در نهایت، ارزش حرارتی پایین سوخت بیوگاز از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$LHV_{biogas} = H_p - H_{react} = \sum N_p \bar{h}_{f,p} - \sum N_{react} \bar{h}_{f,react} = (N_p \bar{h}_f)_{CO_2} + (N_p \bar{h}_f)_{H_2O} - (N_{react} \bar{h}_f)_{CH_4} - (N_{react} \bar{h}_f)_{CO_2} \quad (11)$$

### ۳-۲- مدل ریاضی موتور استرلینگ

چرخه استرلینگ یکی از چرخه‌های ترمودینامیکی است که از لحاظ نظری به چرخه کارنو نزدیک بوده و همین مزیت‌ها باعث شده تا امروزه موتورهای استرلینگ به طور وسیعی در صنایع مختلف استفاده شوند. در این پژوهش به منظور بررسی عملکرد ترمودینامیکی موتور استرلینگ از مفهوم ترمودینامیک زمان محدود استفاده شده است. در عمل، تمام فرایندهای ترمودینامیکی در تجهیزاتی با ابعاد محدود و در زمان محدود (در حالت پایدار، با دبی جرمی محدود) اتفاق می‌افتند. بنابراین، رسیدن یک سیستم به تعادل ترمودینامیکی، غیرممکن است و شرایط بازگشت‌ناپذیری بین سیستم و محیط اطراف، همواره برقرار می‌باشد. مفهوم ترمودینامیک زمان محدود

که در روابط فوق:

$$\Delta Q_R = n(1 - \varepsilon_R)C_V(T_h - T_C) \quad (۱۶)$$

$$T_{L2} = (1 - \varepsilon_L)T_{L1} + \varepsilon_L T_C \quad (۲۱)$$

$$T_{H2} = (1 - \varepsilon_H)T_{H1} + \varepsilon_H T_h$$

$$k_{01} = k_0 [(2 - \varepsilon_H)T_{H1} - (2 - \varepsilon_L)T_{L1}] / 2, k_{02} = k_0 / 2$$

$$Q_0 = k_{01} + k_{02}(\varepsilon_H T_h - \varepsilon_L T_C) \quad (۲۲)$$

و همچنین دمای بالا و پایین موتور برابر است با [۱۷]:

$$T_C = \left[ \frac{T_{L1} + \sqrt{T_{H1} T_{L1} k_1 / k_2}}{1 + \sqrt{k_1 / k_2}} \right] \quad (۲۳)$$

$$T_h = \left[ \frac{T_{H1} \sqrt{k_1 / k_2} - \sqrt{T_{H1} T_{L1}}}{1 + \sqrt{k_1 / k_2}} \right]$$

در نهایت گرمای خالص دریافتی از منبع حرارت ( $Q_H$ ) و گرمای خالص جذب شده توسط چشمه حرارتی ( $Q_L$ ) به شرح زیر به دست می‌آید [۱۷]:

$$Q_L = Q_C + \Delta Q_R + Q_0$$

$$Q_H = Q_h + \Delta Q_R + Q_0 \quad (۲۴)$$

با در نظر گرفتن زمان کل چرخه، قدرت خروجی و بازده حرارتی موتور استرلینگ را می‌توان به دست آورد:

$$P_{ST} = \frac{W_{ST}}{t_{cycle}} = \frac{Q_H - Q_C}{t_h + t_L + t_R} \quad (۲۵)$$

$$\eta_{ST} = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} \quad (۲۶)$$

در رابطه فوق  $C_V$  و  $n$  به ترتیب نشان‌گر ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت‌اند و تعداد مول هلیوم که به ترتیب برابر  $15 \text{ J/molK}$  و  $1 \text{ mol}$  هستند. با توجه به عدم برگشت پذیری انتقال حرارت محدود، زمان فرآیندهای انتقال حرارت در مبدل حرارتی موتور استرلینگ در مقایسه با دو فرآیند هم‌دما در سیلندرها قابل چشم‌پوشی نیست. برای محاسبه زمان فرآیندهای احیا، چندین روش وجود دارد که یکی از آن‌ها در مرجع [۲۱] ارائه شده است:

$$t_R = t_3 + t_4 = \pm \frac{2}{U_a} (T_h - T_C) \quad (۱۷)$$

در رابطه فوق  $U_a$  ضریب ثابت می‌باشد که وابسته به جنس مبدل و  $\pm$  مربوط به فرآیند گرمایش و سرمایش است. در نهایت با محاسبه زمان کلیه فرآیندها در موتور می‌توان زمان کلی عملکرد چرخه را به دست آورد [۱۷ و ۱۸]:

$$t_{cycle} = t_H + t_L + t_R \quad (۱۸)$$

علاوه بر این، یک هدر رفت گرما از منبع گرم به چشمه حرارتی وجود دارد که مستقیماً با تفاوت میانگین دما و زمان چرخه متناسب است [۱۷ و ۱۸].

$$Q_0 = k_0 (T_{HM} - T_{LM}) t_{cycle} \quad (۱۹)$$

در رابطه فوق  $k$  ضریب نشت گرما و همچنین  $T_{LM}$  و  $T_{HM}$  برابر است با [۱۷]:

$$T_{HM} = (T_{H1} + T_{H2}) / 2, T_{LM} = (T_{L1} + T_{L2}) / 2 \quad (۲۰)$$

میزان غلظت متوسط واحد آب شیرین کن برابر است با [۱۹]:

$$S_{ave} = \frac{\dot{m}_{fw} \cdot S_{fw} - \dot{m}_b \cdot S_b}{\dot{m}_b} \quad (31)$$

ضریب تصحیح دما ( $TCF$ ) و نفوذپذیری آب ( $k_w$ ) مطابق با رابطه (۳۲) قابل محاسبه هستند [۱۹]:

$$k_w = \frac{6.84 \times 10^{-8} \times 18.6865 - 0.177 \cdot S_b}{T} \quad (32)$$

$$TCF = \exp(2700 \times (\frac{1}{T} - \frac{1}{298}))$$

اختلاف فشار خالص عبوری از غشاء برحسب کیلو پاسکال برابر است با [۱۹]:

$$\Delta P_{net} = \frac{\dot{m}_{dw}}{3600 \cdot TCF \cdot FF_{RO} \cdot A_e \cdot N_e \cdot N_{PV} \cdot k_w} + P_{ave,f} \quad (33)$$

در رابطه فوق،  $A_e$  مساحت عنصر،  $N_e$  تعداد عناصر غشایی،  $N_{PV}$  تعداد مخازن تحت فشار و  $P_{ave,f}$  فشار متوسط اسمزی سمت آب ورودی (تغذیه) می باشد که برابر است با [۱۹]:

$$P_{ave,f} = 37.92 \cdot (S_b + S_{fw}) \quad (34)$$

و در نهایت توان الکتریکی موتور مورد نیاز برای پمپ فشار قوی آب شیرین برابر است با [۱۹]:

$$\dot{W}_{HPP} = \frac{1000 \cdot \dot{m}_{dw} \cdot \Delta P_{net}}{3600 \cdot \rho_{fw} \cdot \eta_{is,HPP}} \quad (35)$$

در این مطالعه توان مصرفی واحد آب شیرین کن از طریق توان تولیدی در موتور استرلینگ تأمین می شود:

برخی دیگر از پارامترها، معادلات و فرضیات لازم برای شبیه سازی موتور استرلینگ در مراجع [۱۷ و ۱۸] به طور کامل ارائه شده اند.

### ۳-۳ مدل سازی ریاضی آب شیرین کن اسمز معکوس

واحد آب شیرین کن اسمز معکوس یکی از روش های تولید آب شیرین بدون نیاز به انرژی حرارتی و با استفاده از توان الکتریکی می باشد. اساس کار این واحد مبتنی بر انتقال جرم از یک محیط به محیط دیگر در اثر اختلاف غلظت و یا به عبارت بهتر در اثر اختلاف پتانسیل شیمیایی می باشد که به خاصیت اسمزی معروف می باشد. به منظور محاسبه دبی جرمی جریان های ورودی و خروجی و غلظت جریان های خروجی از یک سری روابط استفاده می کنند.

به منظور محاسبه دبی جرمی جریان های ورودی، دبی جرمی آب شور ورودی به سیستم مطابق با رابطه زیر بیان می شود [۱۹]:

$$\dot{m}_{fw} = \frac{\dot{m}_{dw}}{RR_{RO}} \quad (27)$$

در رابطه فوق به ترتیب  $\dot{m}_{dw}$  دبی جرمی آب شیرین تولیدی و  $RR_{RO}$  نسبت بازیابی می باشد. همچنین غلظت شوری آب شیرین ( $S_{dw}$ ) تولیدی را می توان برحسب غلظت شوری آب دریا در ورودی و درصد شوری دفع شده ( $SR_{RO}$ ) بیان کرد [۱۹]:

$$S_{dw} = S_{fw} (1 - SR_{RO}) \quad (28)$$

میزان دبی آب پسماند تولیدی ( $\dot{m}_b$ ) و غلظت شوری یا همان درصد نمک موجود در آن ( $S_b$ )، به ترتیب با روابط (۲۹) و (۳۰) قابل محاسبه هستند [۱۹]:

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{fw} - \dot{m}_{dw} \quad (29)$$

$$S_b = \frac{\dot{m}_{fw} \cdot S_{fw} - \dot{m}_{dw} \cdot S_{dw}}{\dot{m}_b} \quad (30)$$

چرخه رانکین آلی در نظر گرفته شده و به صورت زیر بیان می‌گردد:

$$\dot{W}_{HPP} = P_{ST} \quad (36)$$

$$\dot{W}_{PEME} = \dot{W}_{ORCT} = J \times V \quad (41)$$

### ۳-۴ مدل سازی ریاضی واحد الکترولایزر غشاء پروتونی

در الکترولایزر غشاء پروتونی با فرآیند شکستن مولکول‌های آب، منجر به تولید هیدروژن می‌شود که یک واکنش الکتروشیمیایی است و توان الکتریکی و گرما به عنوان تأمین کننده انرژی واکنش مورد استفاده قرار می‌گیرند. بنابراین به منظور بررسی عملکرد ترمودینامیکی سیستم، یک مدل ریاضی مبتنی بر واکنش‌های الکتروشیمیایی مورد نیاز است.

در گام اول محاسبه میزان انرژی تئوری برای تولید هیدروژن از طریق الکترولیت ضروری به نظر می‌رسد، که کل انرژی مورد نیاز از رابطه‌ی (۳۷) به دست می‌آید [۱۶]:

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (37)$$

در رابطه فوق  $\Delta G$  انرژی الکتریکی مورد نیاز (انرژی آزاد گیبس) و  $T\Delta S$  انرژی گرمایی مورد نیاز در واحد ژول بر مول هیدروژن می‌باشد. انرژی تئوری لازم برای الکترولیز آب بدون اتلافات در نظر گرفته شده است. آهنگ جریان مولی هیدروژن تولیدی از رابطه (۳۸) به دست می‌آید [۱۶]:

$$\dot{N}_{H_2} = \frac{J}{2F} \quad (38)$$

در معادله فوق،  $F$  بیانگر ثابت فارادی و  $J$  بیانگر چگالی جریان می‌باشد. به طور مشابه آهنگ جریان مولی اکسیژن تولیدی و آب باقیمانده می‌تواند به صورت زیر بیان گردد [۱۶]:

$$\dot{N}_{O_2} = \frac{J}{4F} \quad (39)$$

$$\dot{N}_{H_2O,out} = \dot{N}_{H_2O,in} - \frac{J}{2F} \quad (40)$$

انرژی الکتریکی مورد نیاز الکترولایزر برابر با توان الکتریکی تولیدی

انرژی ورودی به الکترولایزر و پارامتر  $V$  نیز به صورت زیر بیان می‌گردد [۱۶]:

$$V = V_O + V_{act,c} + V_{act,a} + V_{ohm} \quad (42)$$

در رابطه فوق،  $V_O$  پتانسیل برگشت پذیر می‌باشد، که توسط معادله نرنست به صورت زیر به دست می‌آید و  $V_{ohm}$ ،  $V_{act,a}$  و  $V_{act,c}$  به ترتیب بیانگر پتانسیل اهمیک و پتانسیل فعال کننده کاتد و آند می‌باشند [۱۶]:

$$V_O = 1.229 - 8.5 \times 10^{-4} (T_{PEM} - 298) \quad (43)$$

به منظور محاسبه  $V_{ohm}$  نیاز به معرفی چند پارامتر می‌باشد. از جمله این پارامترها رسانایی یونی محلی الکترولایزر غشاء پروتونی می‌باشد ( $\sigma_{PEM}$ ) که از رابطه‌ی زیر قابل محاسبه است [۱۶]:

$$\sigma_{PEM}[\lambda(x)] = (0.5139\lambda(x) - 0.326) \cdot (1268 \left( \frac{1}{303} - \frac{1}{T_{PEM}} \right)) \quad (44)$$

$\lambda(x)$  محتوی آب در موقعیت  $x$  (عمق غشای اندازه گیری شده از سطح کاتد) که می‌تواند به صورت زیر بیان گردد [۱۶]:

$$\lambda(x) = \frac{\lambda_a - \lambda_c}{D} x + \lambda_c \quad (45)$$

در رابطه‌ی فوق،  $\lambda_a$  و  $\lambda_c$  به ترتیب محتوی آب در سطح غشاء در سمت آند و کاتد می‌باشند و  $D$  نیز نشانگر ضخامت غشاء می‌باشد. با استفاده از روابط فوق می‌توان مقاومت اهمی کل را به صورت زیر محاسبه



کرد [۱۶]:

$$\dot{Q}_{c,v} - \dot{W}_{c,v} = \sum (\dot{m}h)_{out} - \sum (\dot{m}h)_{in} \quad (51)$$

همچنین معادله بقای انرژی برای جزء  $k$  ام سیستم به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۲]:

$$\dot{E}x_{D,k} = \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{in,i} - \sum_{i=1}^k \dot{E}x_{out,i} \quad (52)$$

یا از نظر آهنگ انرژی سوخت، محصول و هدررفت انرژی، معادله فوق را می‌تواند به صورت زیر نیز تعریف شود [۲۲]:

$$\dot{E}x_{Fu,k} = \dot{E}x_{Pr,k} + \dot{E}x_{D,k} + \dot{E}x_{L,k} \quad (53)$$

باتوجه به فرضیات ترمودینامیکی بیان شده از مقادیر انرژی جنبشی و پتانسیل صرفه نظر شده بنابراین آهنگ انرژی جریان نقاط برابر است با [۲۲]:

$$\dot{E}x_k = \dot{E}x_{ph,k} + \dot{E}x_{ch,k} \quad (54)$$

که در عبارت فوق  $\dot{E}x_{ph,k}$  بیانگر انرژی فیزیکی [۲۲]:

$$\dot{E}x_{ph,k} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (55)$$

همچنین محاسبه انرژی شیمیایی مربوط به مخلوط لیتوم و برماید و آب واحد تبرید جذبی مطابق با مرجع [۲۳] انجام شده و انرژی شیمیایی گازهای حاصل از احتراق به صورت زیر تعریف شده است [۲۲]:

$$\dot{E}x_{ch,k} = \dot{m} \left( \sum_i y_i ex_i^{ch,0} + \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln y_i \right)_k \quad (56)$$

معادلات بقای انرژی و انرژی به کار رفته برای هر یک از اجزاء چرخه تولید چندانگانه در جدول ۲ ارائه شده است.

$$R_{PEM} = \int_0^D \frac{dx}{\sigma_{PEME}[\lambda(x)]} \quad (46)$$

در نهایت می‌توان پتانسیل اهمیت بر اساس تعریف قانون اهم را این چنین محاسبه کرد [۱۶]:

$$V_{ohm} = J \times R_{PEM} \quad (47)$$

همچنین پتانسیل فعال سازی الکترودها، که انرژی لازم برای واکنش‌های الکتروشیمیایی را فراهم می‌کنند، می‌توانند از روابط زیر محاسبه شوند [۱۶]:

$$V_{act,i} = \frac{R \times T_{PEME}}{F} \sinh^{-1} \left( \frac{J}{2 \times J_{o,i}} \right), i = a, c \quad (48)$$

در رابطه فوق  $J_{o,i}$  تبادل چگالی جریان بوده و به صورت زیر بیان می‌گردد [۱۶]:

$$J_{o,i} = J_i^{ref} \times \exp \left( -\frac{E_{act,i}}{R \times T_{PEME}} \right), i = a, c \quad (49)$$

که در رابطه‌ی فوق،  $E_{act,i}$  و  $J_i^{ref}$  به ترتیب انرژی فعال سازی و فاکتور پتانسیل الکترودها می‌باشد که در جدول ۱ ارائه شده‌اند.

### ۳-۵- تحلیل انرژی و انرژی

به منظور مدل سازی عملکرد سیستم پیشنهادی از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی به تک تک مولفه‌های سیستم اعمال می‌شوند. فرم کلی معادلات بقای جرم و انرژی در حالت پایا برای تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم، به صورت زیر می‌باشند:

$$\sum_i \dot{m}_{in} = \sum_o \dot{m}_{out} \quad (50)$$

جدول ۲. معادلات بالانس انرژی و اگزرژی به دست آمده برای ارزیابی عملکرد سیستم ارائه داده شده

Table 2. Energy and exergy balance equations obtained for the evaluation of the devised system.

معدلات بالانس انرژی	معدلات بالانس اگزرژی	اجزا سیستم
<b>چرخه توربین گاز</b>		
$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_4(h_4 - h_5), \eta_{is,GT} = (h_4 - h_5) / (h_4 - h_{5s})$	$(\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5) - \dot{W}_{GT}$	توربین گاز
$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_1(h_2 - h_1), \eta_{is,AC} = (h_1 - h_{2s}) / (h_1 - h_2)$	$\dot{W}_{AC} - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1)$	کمپرسور هوا
$\dot{Q}_{AP} = \dot{m}_6(h_5 - h_6), \dot{Q}_{AP} = \dot{m}_3(h_3 - h_2)$	$(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5) - (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_2)$	پیش گرم هوا
$-0.02\lambda LHV + h_a + \lambda h_f - (1 + \lambda)h_p = LHV \times \dot{m}_f / \dot{M}_f$	$(\dot{E}x_3 + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_4$	محفظه احتراق
<b>چرخه رانکین اصلاح شده</b>		
$\dot{W}_{ORCT} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) + \dot{m}_{19}(h_{18} - h_{19})$	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19}$	توربین چرخه رانکین
$\dot{Q}_{Cond1} = \dot{m}_{19}(h_{19} - h_{13}), \dot{Q}_{Cond1} = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{20})$	$(\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{13}) - (\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{20})$	چگالنده ۱
$\dot{Q}_{Eva1} = \dot{m}_7(h_7 - h_{22}), \dot{Q}_{Eva1} = \dot{m}_{16}(h_{17} - h_{16})$	$(\dot{E}x_7 - \dot{E}x_{22}) - (\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{16})$	تبخیر کننده ۱
$\dot{Q}_{FWH} = \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{14}h_{14} - \dot{m}_{15}h_{15}$	$(\dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{14}) - \dot{E}x_{15}$	گرم کن آب تغذیه
$\dot{W}_{Pu1} = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13}),$ $\eta_{is,Pu1} = (h_{14s} - h_{13}) / (h_{14} - h_{13})$	$\dot{W}_{Pu1} - (\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13})$	پمپ ۱
$\dot{W}_{Pu2} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{15}),$ $\eta_{is,Pu2} = (h_{16s} - h_{15}) / (h_{16} - h_{15})$	$\dot{W}_{Pu2} - (\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{15})$	پمپ ۲
<b>چرخه تبرید جذبی</b>		
$\dot{Q}_{GEN} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}),$ $\dot{Q}_{GEN} = \dot{m}_{30}h_{30} + \dot{m}_{27}h_{27} - \dot{m}_{26}h_{26}$	$(\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23}) - (\dot{E}x_{30} + \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26})$	ژنراتور
$\dot{Q}_{cond2} = \dot{m}_{30}(h_{30} - h_{31}), \dot{Q}_{cond2} = \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{43})$	$(\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{31}) - (\dot{E}x_{44} - \dot{E}x_{43})$	چگالنده ۲
$\dot{W}_{Pu3} = \dot{m}_{24}(h_{25} - h_{24}),$ $\eta_{is,Pu3} = (h_{25s} - h_{24}) / (h_{25} - h_{24})$	$\dot{W}_{Pu3} - (\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24})$	پمپ ۳
$\dot{Q}_{Eva2} = \dot{m}_{32}(h_{33} - h_{32}), \dot{Q}_{Eva2} = \dot{m}_{35}(h_{34} - h_{35})$	$(\dot{E}x_{33} - \dot{E}x_{32}) - (\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{35})$	تبخیر کننده ۲
$\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_{46}(h_{46} - h_{45}),$ $\dot{Q}_{Abs} = \dot{m}_{33}h_{33} + \dot{m}_{29}h_{29} - \dot{m}_{24}h_{24}$	$(\dot{E}x_{46} - \dot{E}x_{45}) - (\dot{E}x_{33} + \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{24})$	جاذب
$h_{29} = h_{28}, h_{31} = h_{32}$	$\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{28}, \dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{32}$	شیر انبساط ۱ و ۲

واحد الکترولايزر غشاء پرتونوی		
$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{36}(h_{23} - h_{36}), \dot{Q}_{HE} = \dot{m}_{37}(h_{37} - h_{12})$	$(\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{36}) - (\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{12})$	مبدل حرارتی
به بخش ۳-۴ مراجعه شود	$(\dot{W}_{ORCT} + \dot{E}x_{40}) - (\dot{E}x_{41} - \dot{E}x_{38})$	الکترولايزر
واحد آب شیرین کن اسمز معکوس		
$\dot{m}_{10}h_{10} = \dot{m}_{11}h_{11} + \dot{m}_{12}h_{12}$	$\dot{E}x_{10} - (\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12})$	اسمز معکوس
به بخش ۳-۳ مراجعه شود	$\dot{W}_{HPP} - (\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9)$	پمپ فشار قوی
موتور استرلینگ		
به بخش ۳-۲ مراجعه شود	$(\dot{E}x_6 - \dot{E}x_7) - P_{ST}$	استرلینگ

### ۳-۶- تحلیل اگزرواگونومویک

برای سیستمی که در حالت پایا کار می‌کند، ممکن است چندین جریان ورودی و خروجی جرم و همچنین تبادل گرما و کار با محیط اطراف داشته باشد. همان‌طور که قبلاً گفته شد، در ارتباط با این انتقال جرم و انرژی، انتقال اگزرژی به داخل و خارج از سیستم و تخریب‌های اگزرژی ناشی از برگشت‌ناپذیرها نیز در سیستم وجود دارد. از آنجاکه اگزرژی ارزش ترمودینامیکی واقعی چنین اثراتی را بیان می‌کند، از طرفی هزینه‌های صرف شده هم باید به کالاهای باارزش اختصاص یابد، بنابراین استفاده از مفهوم اگزرژی به‌عنوان پایه‌ای برای صرف هزینه در سیستم‌های حرارتی بسیار مفید خواهد بود. در حقیقت، اگزرواگونومویک بر این عقیده استوار است، که اگزرژی تنها مبنای منطقی برای اختصاص هزینه‌ها به تعاملاتی است که یک سیستم حرارتی با محیط اطراف خود و منابع ناکارآمدی درون آن تجربه می‌کند. این رویکرد به‌عنوان هزینه‌گذاری اگزرژی نام‌گذاری شده، به‌طوری‌که هزینه مربوط به هر جریان اگزرژی در نظر گرفته شده است. روابط زیر هزینه کلیه جریان‌های موجود در سیستم را به لحاظ ورود و خروج جرم و تبادل کار و گرما نشان می‌دهند که بر اساس مفهوم اگزرژی بیان شده‌اند [۲۲].

$$\dot{C}_{in} = c_{in} \times \dot{E}x_{in} = c_{in} \times (\dot{m}_{in} \times ex_{in}) \quad (57)$$

$$\dot{C}_{out} = c_{out} \times \dot{E}x_{out} = c_{out} \times (\dot{m}_{out} \times ex_{out}) \quad (58)$$

$$\dot{C}_W = c_W \times \dot{E}x_W \quad (59)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \times \dot{E}x_Q \quad (60)$$

در روابط فوق،  $C_{in}, C_{out}, C_W$  و  $C_Q$  هزینه‌های متوسط به ازای واحد اگزرژی با واحد (\$/kWh) می‌باشند. هزینه‌گذاری اگزرژی شامل موازنه هزینه می‌باشد که معمولاً برای هر عضو سیستم به‌طور جداگانه بیان می‌شود. معادله موازنه هزینه که برای عضو  $k$ ام سیستم مطابق رابطه (۶۱) بیان می‌شود، نشان می‌دهد که مجموع آهنگ هزینه‌های مربوط به کلیه جریان‌های اگزرژی خروجی برابر است با مجموع آهنگ هزینه‌های مربوط به کلیه جریان‌های اگزرژی ورودی به اضافه هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری ثابت ( $\dot{Z}^{CI}$ ) و هزینه مربوط به‌کارگیری، تعمیر و نگهداری یک عضو ( $\dot{Z}_i^{OM}$ ) سیستم می‌باشد، که مجموع این دو عبارت با آهنگ هزینه کلی ( $\dot{Z}_k$ ) نشان داده شده است. بنابراین معادله موازنه هزینه برای عضو  $k$ ام سیستم با در نظر گرفتن جملات آهنگ هزینه انتقال حرارت و کار به‌صورت زیر بیان می‌شود [۲۲]:

$$\dot{C}_{Q,k} + \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{Z}_k = \dot{C}_{W,k} + \sum \dot{C}_{out,k} \quad (61)$$

آهنگ هزینه کلی هر واحد را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد [۲۲]:

$$\dot{Z}_k = \frac{CRF \times \varphi}{N} \times Z_k \quad (62)$$

جدول ۳. معادلات تابع هزینه برای هر یک از اجزای سیستم تولید چندانگانه پیشنهادی [۱۲ و ۲۴]

Table 3. Investment cost equation for each component of the devised system [12, 24].

اجزاء سیستم	هزینه خریداری هر یک از اجزای سیستم (\$)
مبدل های حرارتی	$Z_{HEs} = (30800 + 750 \times (A_{HEs})^{0.81})$
کمپرسور هوا	$Z_{AC} = (71.1 \dot{m}_1 / (0.9 - \eta_{is,AC})) (P_2 / P_1) \ln(P_2 / P_1)$
محفظه احتراق	$Z_{CC} = (46.08 \dot{m}_3 / (0.995 - P_4 / P_3)) [1 + \exp(0.018T_4 - 26.4)]$
توربین گاز	$Z_{GT} = (479.34 \dot{m}_4 / (0.92 - \eta_{is,GT})) \ln(P_4 / P_5) [1 + \exp(0.036T_4 - 54.4)]$
استرلینگ	$Z_{ST} = 2200 P_{ST}$
پمپها	$\log_{10} C_{p,pus}^0 = 3.8696 + 0.3161 \log_{10} \dot{W}_{pus} + 0.1220 \log_{10}^2 \dot{W}_{pus}$ $Z_{pus} = (1.89 + 1.35 \times 1.5) \times C_{p,pus}^0$
توربین چرخه	$\log_{10} C_{p,ORCT}^0 = 2.7051 + 1.4398 \log_{10} \dot{W}_{ORCT} - 0.1776 \log_{10}^2 \dot{W}_{ORCT}$
رانکین	$Z_{ORCT} = 3.5 \times C_{p,ORCT}^0$
پمپ فشار قوی	$Z_{HPP} = 3.3892 + 0.0536 \log_{10} \dot{W}_{HPP} + 0.1538 \log_{10}^2 \dot{W}_{HPP}$
شیر انبساط ۱ و ۲	$Z_{EVs} = 114.5 \times \dot{m}$
واحد اسمز معکوس	$Z_{RO} = 10 \times A_e \times N_m$
الکترولایزر	$Z_{PEM} = 1000 \times \dot{W}_{ORCT}$

هزینه مربوط به آهنگ تخریب اگزرژی برای عضو  $k$  ام سیستم را می توان، از رابطه زیر محاسبه کرد [۲۲]:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{Fu,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (۶۴)$$

به منظور ارزیابی اهمیت نسبی هر عضو سیستم از دیدگاه اگزرژیواکونومیکی، اختلاف هزینه  $(r_k)$  و فاکتور اگزرژیواکونومیک  $(f_k)$  به صورت زیر تعریف شده است [۲۲]:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{(\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k})}, r_k = \frac{(c_{Pr,k} - c_{Fu,k})}{c_{Fu,k}} \quad (۶۵)$$

در رابطه فوق،  $Z_k$  هزینه ثابت خرید هر یک از اجزای سیستم می باشد، که با استفاده از روابط موجود در جدول ۳ قابل محاسبه هستند.  $N$  ساعت کارکرد سالانه هر جزء و برابر با ۷۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده، ضریب تعمیرات و برابر ۱/۰۶ و هزینه بازگشت سرمایه از رابطه (۶۳) قابل محاسبه است [۲۲]:

$$CRF = \frac{K(1+K)^n}{(1+K)^n - 1} \quad (۶۳)$$

رابطه فوق،  $K$  نرخ بهره و برابر ۰/۱۵ و  $n_r$  عمر مورد انتظار برای اجزاء سیستم پیشنهادی می باشد و برابر ۲۰ سال در نظر گرفته شده است.

پارامتر بعدی نشانگر توان خالص تولیدی:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{GT} - \dot{W}_{Pu1} - \dot{W}_{Pu2} - \dot{W}_{Pu3} \quad (۶۹)$$

بازده قانون اول و دوم برای سیستم تولید چندگانه مطابق روابط زیر

تعریف می‌شوند:

$$\eta_{energy} = (\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{Eva2} + LHV \times \dot{m}_{41}) / \dot{Q}_{CC} \quad (۷۰)$$

$$\eta_{exergy} = (\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{41} + (\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{34})) / (\dot{n}_{biogas} ex_{biogas}^{ch,0}) \quad (۷۱)$$

نرخ کل هزینه ناشی از خریداری تجهیزات و کل هزینه مربوط به تولید

محصولات به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{Z}_{net} = \sum \dot{Z}_k \quad (۷۲)$$

$$TUCP = (\dot{C}_{w,net} + \dot{C}_{12} + \dot{C}_{41} + \dot{C}_{35}) / (\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{41} + (\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{34})) \quad (۷۳)$$

همچنین فاکتور اگزورژواکونومیک کل، معیار بسیار مهمی برای نشان داده

نسبت هزینه‌های ناشی از اتلاف و هدررفت اگزورژی با هزینه سرمایه‌گذاری

کل است:

$$f_{net} = \frac{\dot{Z}_{net}}{(\dot{Z}_{net} + \dot{C}_{D,net} + \dot{C}_{L,net})} \quad (۷۴)$$

به منظور محاسبه سطح مقطع مبادله‌کن‌های حرارتی سیستم تولید

هم‌زمان ارائه شده، از رابطه (۶۶) استفاده شده است [۲۲]:

$$\dot{Q}_k = U_k \cdot A_k \cdot LMTD_k \quad (۶۶)$$

در رابطه فوق  $\dot{Q}_k$  ظرفیت گرمایی مبادله‌کن‌های حرارتی،  $U_k$

ضریب کلی انتقال حرارت در مبادله‌کن‌های حرارتی که در مراجع [۱۲ و ۲۴]

مقادیر آن‌ها داده شده، سطح تبادل حرارت و  $LMTD$  اختلاف دمای

لگاریتمی می‌باشد که از اختلاف دمای جریان‌های سرد و گرم در ورودی و

خروجی مبادله‌کن‌های حرارتی به دست می‌آید.

تمامی داده‌های هزینه که در بالا محاسبه شدند برای یک سال مرجع

بودند و باید با استفاده از معادله (۶۷) برای سال مورد نظر به روزرسانی شوند:

مورد نظر سال برای هزینه =

مرجع سال برای هزینه ×

شاخص هزینه برای سال مرجع /

شاخص هزینه برای سال مورد نظر

(۶۷)

با استفاده از روابط فوق و اعمال معادله موازنه هزینه (۶۱) برای هر

یک از اجزاء سیستم پیشنهاد داده شده، آهنگ هزینه برای تمام نقاط سیستم

بدست می‌آید.

### ۳-۷- پارامترهای عملکردی چرخه تولید چندگانه

به منظور بررسی عملکرد سیستم پیشنهادی از دیدگاه قانون اول، دوم

همچنین از نظر اقتصادی معرفی پارامترهایی که میزان کارآمدی سیستم را

نشان دهد، لازم و ضروری می‌باشند:

اولین پارامتر مهم نسبت توان مصرفی واحد آب شیرین کن بر میزان آب

شیرین تولیدی (نسبت توان خالص مصرفی) می‌باشد:

$$SPC = \dot{W}_{HPP} / \dot{m}_{12} \quad (۶۸)$$

جدول ۴. اعتبار سنجی چرخه توربین گاز و رانکین اصلاح شده با مرجع [۱۲].

Table 4. Validation of gas turbine and modified Rankin cycle subsystem between present work and that devised by [12]

خطای نسبی (%)	کار حاضر	مرجع [۱۲]	پارامترهای عملکردی
۰/۴۹	۲۴۵۶	۲۴۴۴	توان تولیدی توربین گاز، (kW)
۰/۸۳	۱۴۵۶	۱۴۴۴	توان مصرفی کمپرسور هوا، (kW)
۱/۵	۳۲۵/۸	۳۲۱	توان تولیدی توربین بخار، (kW)
۵/۶	۱۴/۳۳	۱۳/۵۷	توان مصرفی پمپ، (kW)
۰/۹۲	۱۳۲۰	۱۳۰۸	توان تولیدی کل، (kW)
۰/۳۲	۳۹/۸۶	۳۹/۹۹	راندمان حرارتی، (%)
۱/۹۰	۳۷/۹۱	۳۷/۲	راندمان اگزرژی، (%)

#### ۴- بحث و نتایج

این بخش از مقاله شامل سه قسمت اصلی است. به طوریکه قسمت اول اعتبارسنجی کد نوشته شده برای زیر سیستم‌های توربین گاز، موتور استرلینگ، چرخه تبرید جذبی، واحد آب‌شیرین و چرخه تولید هیدروژن با مطالعات مشابه در این زمینه‌ها تحت شرایط کاری یکسان می‌باشد. قسمت دوم نتایج حاصل از شبیه سازی ترمودینامیکی سیستم نیز با جزئیات کامل تحت دو سناریو با موتور استرلینگ و بدون موتور استرلینگ در این بخش گردآوری شده است. آخرین قسمت از این بخش مربوط به نتایج حاصل از مطالعه پارامتری چرخه تولید چندگانه می‌باشد.

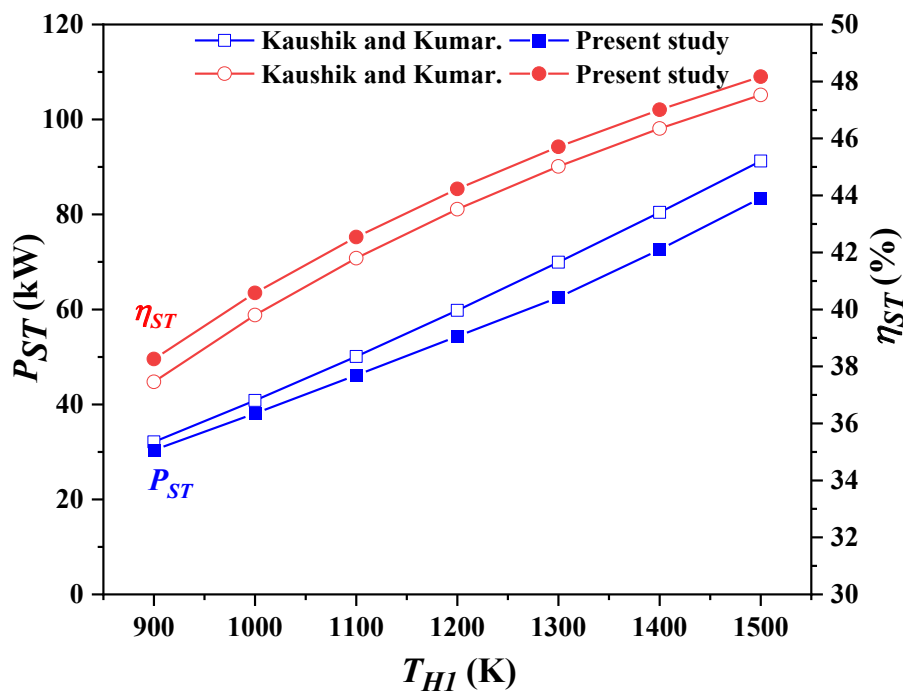
#### ۴-۱- اعتبار سنجی

با توجه به اینکه سیستم تولید چندگانه پیشنهادی شامل چند زیر سیستم است، بنابراین اعتبار سنجی با چند مطالعه مختلف انجام شده است. در ابتدا چرخه توربین گاز و رانکین اصلاح شده را با مطالعه قلیزاده و همکاران [۱۲] تحت شرایط یکسان مقایسه و در جدول ۴ ارائه شده است. همانطور که قابل مشاهده است، خطای نسبی اندکی بین پارامترهای عملکردی هر دو مطالعه برقرار است که حاکی از دقت بالا در شبیه سازی چرخه توربین گاز و چرخه رانکین می‌باشد.

در ادامه به منظور بررسی دقت کد نوشته شده برای موتور استرلینگ با مطالعه [۱۷] نموداری مطابق شکل ۲ رسم شده که تمامی پارامترها برای هردو مطالعه مطابق با جدول ۱ در نظر گرفته شده‌اند. شکل ۲ نشان‌گر افزایش دمای سیال گرم ورودی به موتور استرلینگ می‌باشد که تغییرات آن با توان خالص تولیدی و بازده حرارتی موتور برای هر دو مطالعه نشان داده شده است. همانطور که قابل مشاهده است، بین نتایج دو مطالعه اختلاف ناچیزی برقرار بوده و کد نوشته شده قابل استناد است. همچنین به منظور بررسی دقت شبیه سازی واحد آب‌شیرین اسمز معکوس با مطالعه نفی و شریف [۱۹] تحت شرایط کاری یکسان اعتبار سنجی شده و در جدول ۵ ارائه شده است. همانطور که قابل مشاهده است، خطای نسبی اندکی بین پارامترهای عملکردی هر دو مطالعه برقرار است که حاکی از دقت بالا در شبیه سازی و قابل استناد بودن نتایج می‌باشد.

و در آخرین بخش از اعتبار سنجی، روابط و فرضیات استفاده شده برای واحد الکترولایزر با مطالعه پر استناد [۲۵] اعتبار سنجی شده و در شکل ۳ نمایش داده شده است. شکل ۳ نشانگر تغییرات پتانسیل سلول در چگالی جریان‌های مختلف برای دو مطالعه تحت شرایط کاری یکسان مطابق جدول ۱ می‌باشد. همانطور که مشخص است در تمامی مقادیر چگالی جریان، خطای نسبی قابل قبولی بین دو مطالعه برقرار بوده که حاکی از دقت کد نوشته شده برای واحد تولید هیدروژن می‌باشد.





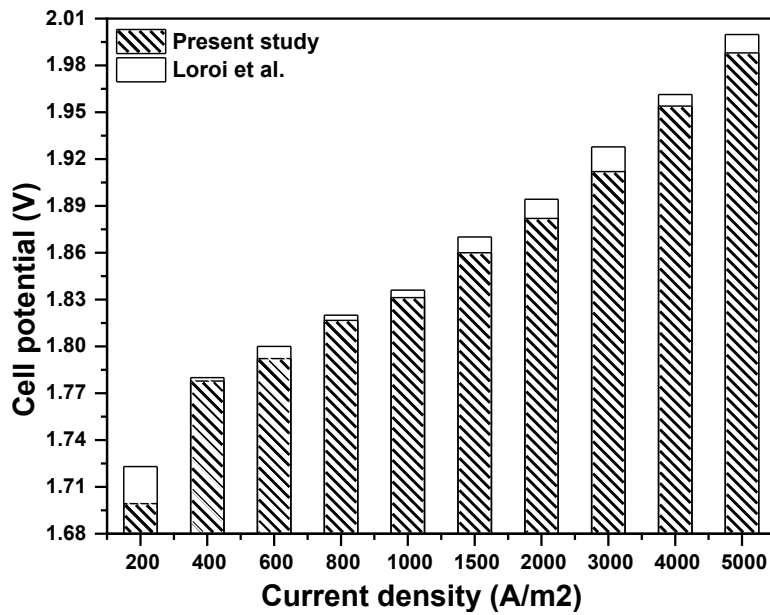
شکل ۲. نشان دهنده تأثیر دمای سیال منبع گرم بر توان خالص و بازده حرارتی موتور استرلینگ

Fig. 2. Indicates the effect of heat source temperature on electricity generation and energy efficiency of Stirling engine

جدول ۵. اعتبار سنجی واحد آب شیرین اسمز معکوس با مرجع [۱۹]

Table 5. Validation of reverse osmosis desalination unit between present work and that devised by [19]

خطای نسبی (%)	کار حاضر	مرجع [۱۹]	پارامترهای عملکردی
۰/۷۱	۱۱۲۳	۱۱۳۱	توان الکتریکی پمپ فشار قوی، (kW)
۰/۲۶	۷/۷	۷/۶۸	نسبت توان خالص مصرفی، (kWh/m <sup>۳</sup> )
۰/۱۸	۴۸۶/۸	۴۸۵/۹	دبی آب شیرین تولیدی، (m <sup>۳</sup> /h)
۰/۳۲	۳۴۱/۲	۳۴۰/۱	دبی آب پسماند تولیدی، (m <sup>۳</sup> /h)
۱/۶	۲۵۴	۲۵۰	غلظت شوری آب شیرین، (ppm)



۵۰۰۰	۴۰۰۰	۳۰۰۰	۲۰۰۰	۱۵۰۰	۱۰۰۰	۸۰۰	۶۰۰	۴۰۰	۲۰۰	چگالی جریان	
۱/۹۹	۱/۹۵۴	۱/۹۱۲	۱/۹۱۲	۱/۸۸۲	۱/۸۶	۱/۸۳۱	۱/۸۱۷	۱/۷۷۸	۱/۷۰	مطالعه حاضر	پتانسیل سلول
۲	۱/۹۶	۱/۹۲۸	۱/۹۳	۱/۸۹۴	۱/۸۷	۱/۸۳۶	۱/۸۲	۱/۷۸	۱/۷۲	لوری و همکاران	
۰/۵۰	۰/۳۱	۰/۸۴	۰/۹۳	۰/۶۳	۰/۵۳	۰/۲۷	۰/۱۶	۰/۱۱	۱/۱۶	خطای نسبی (%)	

شکل ۳. نشان دهنده تأثیر چگالی جریان بر پتانسیل سلول واحد الکترولیزر غشاء پروتونی

Fig. 3. Indicates the impact of PEM current density on cell potential

تولید می‌کند. همچنین چرخه تبرید جذبی نیز ظرفیت تولید سرمایه‌ش برابر با  $137/5 \text{ kW}$  بالای صفر درجه را دارد. تمام محصولات ذکر شده در نهایت منجر به دستیابی  $37/3\%$  و  $32/07\%$  بازده انرژی و آگزرژی شده‌اند. زمانی که سیستم بدون موتور استرلینگ کار می‌کند، میزان توان تولیدی و مصرفی توسط توربین و کمپرسور چرخه توربین گاز ثابت می‌ماند اما توان لازم برای پمپ فشار قوی واحد آب‌شیرین توسط توربین گاز تأمین شده و باعث کاهش توان خالص سیستم به میزان  $35/6 \text{ kW}$  شده است. در ادامه چرخه‌های رانکین و تبرید جذبی به دلیل دریافت انرژی بیشتر از گازهای خروجی توان تولیدی توربین و سرمایه‌ش تولیدی در تبخیرکننده افزایش می‌یابد در حالی که کار مصرفی پمپ‌ها نیز افزایش یافته‌اند. در این حالت بازده انرژی سیستم به دلیل کاهش توان خالص تولیدی به میزان  $2/94\%$  کاهش یافته است.

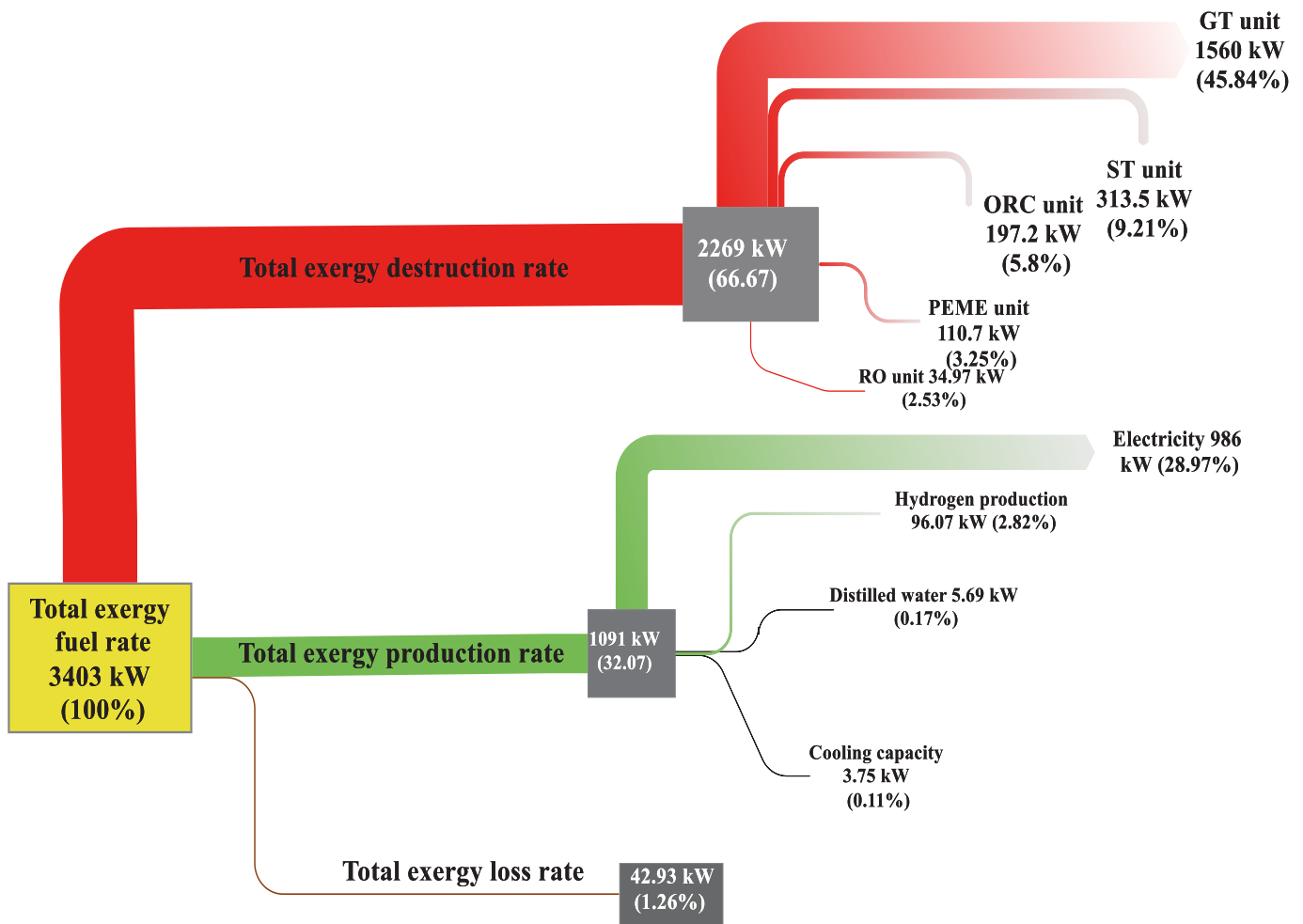
#### ۴-۲- نتایج مدل سازی

در این بخش از پژوهش برخی از نتایج مهم سیستم تولید چندگانه ارائه شده در دوسناریو مختلف به منظور نشان دادن تأثیر استفاده از موتور استرلینگ در جدول ۶ گردآوری شده است. مطابق با جدول ۶ زمانی که سیستم همراه با موتور استرلینگ کار می‌کند، از  $2469 \text{ kW}$  توان تولیدی توربین گاز  $1469 \text{ kW}$  توسط کمپرسور چرخه مصرف می‌شود و چرخه موتور استرلینگ نیز توانایی تولید  $35/55 \text{ kW}$  توان خالص را دارد که صرف تأمین کار مصرفی پمپ واحد آب شیرین‌کن شده و  $m^3/h$   $8/39$  آب شیرین تولید می‌کند. در این حالت چرخه رانکین اصلاح شده توانایی تولید  $212/9 \text{ kW}$  توان الکتریکی را دارد که به منظور تولید هیدروژن، صرف تأمین توان لازم برای الکترولیزر می‌شود. در نهایت سیستم پیشنهادی در حالت کار با موتور استرلینگ  $986 \text{ kW}$  توان خالص

جدول ۶. برخی از پارامترهای عملکردی سیستم تولید چندگانه ارائه شده در دو سناریو مختلف

Table 6. Some key performance metrics in two different scenarios

بدون موتور استرلینگ	با موتور استرلینگ	پارامترهای عملکردی
مقادیر	مقادیر	
۱۴۶۹	۱۴۶۹	توان مصرفی کمپرسور هوا، $\dot{W}_{AC}$ (kW)
۲۴۶۹	۲۴۶۹	توان تولیدی توربین گاز، $\dot{W}_{GT}$ (kW)
-	۳۵/۵۵	توان تولیدی موتور استرلینگ، $P_{ST}$ (kW)
۲۲۵/۲	۲۱۲/۹	توان تولیدی چرخه رانکین، $\dot{W}_{ORCT}$ (kW)
۹۵۰/۴	۹۸۶	توان خالص تولیدی، $\dot{W}_{net}$ (kW)
۱۴۰/۵	۱۳۷/۵	ظرفیت سرمایه‌ش تولیدی، $\dot{Q}_{eva2}$ (kW)
۸/۳۹	۸/۳۹	ظرفیت آب شیرین تولیدی، $\dot{m}_{dw}$ (m <sup>۳</sup> /h)
۲/۹۶	۲/۹۶	ظرفیت هیدروژن تولیدی، $\dot{m}_{41}$ (kg/h)
۳۴۰۳	۳۴۰۳	آهنگ کل اگزرژی سوخت ورودی، $\dot{E}x_{Fu}$ (kW)
۲۳۰۳	۲۲۶۹	آهنگ کل اگزرژی تخریب شده، $\dot{E}x_D$ (kW)
۹۴	۴۲/۹۳	آهنگ کل اگزرژی هدر رفته، $\dot{E}x_L$ (kW)
۱۰۰۶	۱۰۹۱	آهنگ کل اگزرژی محصولات، $\dot{E}x_{Pr}$ (kW)
۴/۲۴	۴/۲۴	نسبت توان خالص مصرفی آب شیرین کن، $SPC_{RO}$ (kWh/m <sup>۳</sup> )
۳۶/۲	۳۷/۳	بازده انرژی، $\eta_{energy}$ (%)
۲۹/۵۴	۳۲/۰۷	بازده اگزرژی، $\eta_{exergy}$ (%)
۴۷/۱۳	۴۹/۲۹	آهنگ کل هزینه سرمایه‌گذاری، $\dot{Z}_{net}$ (\$/h)
۸۳/۵۲	۷۷/۸۸	آهنگ کل هزینه مربوط به تخریب و هدر رفت اگزرژی، $\dot{C}_D + \dot{C}_L$ (\$/h)
۰/۰۹۹۸	۰/۱۰۸۶	کل هزینه تولید محصولات سیستم، $TUCP$ (\$/kWh)



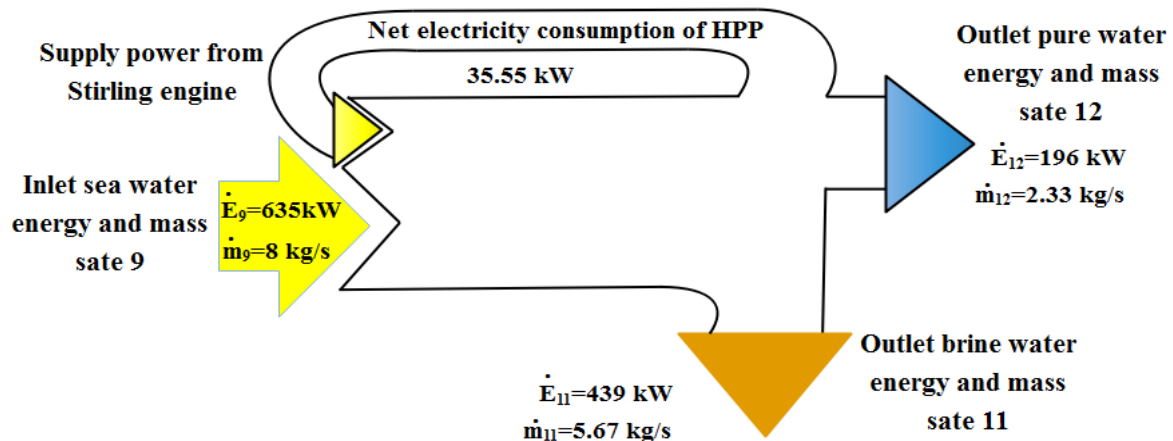
شکل ۴. نمودار موازنه انرژی سیستم تولید چندگانه در حالت کار با موتور استرلینگ

Fig. 4. Exergy flow diagram of the proposed system operating with Stirling engine

نهایت به دلیل کاهش هزینه مربوط به تولید توان الکتریکی و آب شیرین، هزینه کل محصولات از  $0.1086 \text{ kWh}/\$$  به  $0.0998 \text{ kWh}/\$$  چیزی در حدود  $8.1\%$  کاهش یافته است.

در ادامه به منظور دستیابی به یک ارزیابی جامع از عملکرد سیستم از دیدگاه انرژی نمودار موازنه انرژی (گراسمان) برای سیستم پیشنهادی در حالتی که با موتور استرلینگ کار می‌کند در شکل ۴ نشان داده شده است. و همچنین به منظور مشخص کردن بقای انرژی در واحد تولید آب شیرین نمودار موازنه انرژی مطابق نمودار ۵ به نمایش درآمده است.

از دیگر نتایج مهم جدول ۶، کل انرژی سوخت ورودی به سیستم در هر دو سناریو برابر  $3403 \text{ kW}$  می‌باشد که در حالت کار با موتور استرلینگ به ترتیب  $2269 \text{ kW}$ ،  $42/93 \text{ kW}$  از طریق اجزای سیستم تخریب و به هدر رفته و  $1091 \text{ kW}$  مربوط به آهنگ انرژی محصولات می‌باشد. زمانی که سیستم بدون موتور استرلینگ کار می‌کند، میزان تخریب و هدر رفته انرژی در مبدل‌های حرارتی بازیاب به ترتیب به میزان  $34 \text{ kW}$  و  $51/07 \text{ kW}$  افزایش یافته‌اند و در نتیجه بازده انرژی سیستم حدود  $7/89\%$  کاهش یافته است. همچنین در این حالت، هزینه سرمایه‌گذاری برای خرید تجهیزات بدلیل نبودن هزینه مربوط به خریداری موتور استرلینگ از  $49/29 \text{ h}/\$$  به  $47/13 \text{ h}/\$$  کاهش یافته است. و در



شکل ۵. نمودار موازنه جرم و انرژی حاکم در واحد تولید آب شیرین

Fig. 5. Mass and energy balance diagram of reverse osmosis desalination unit

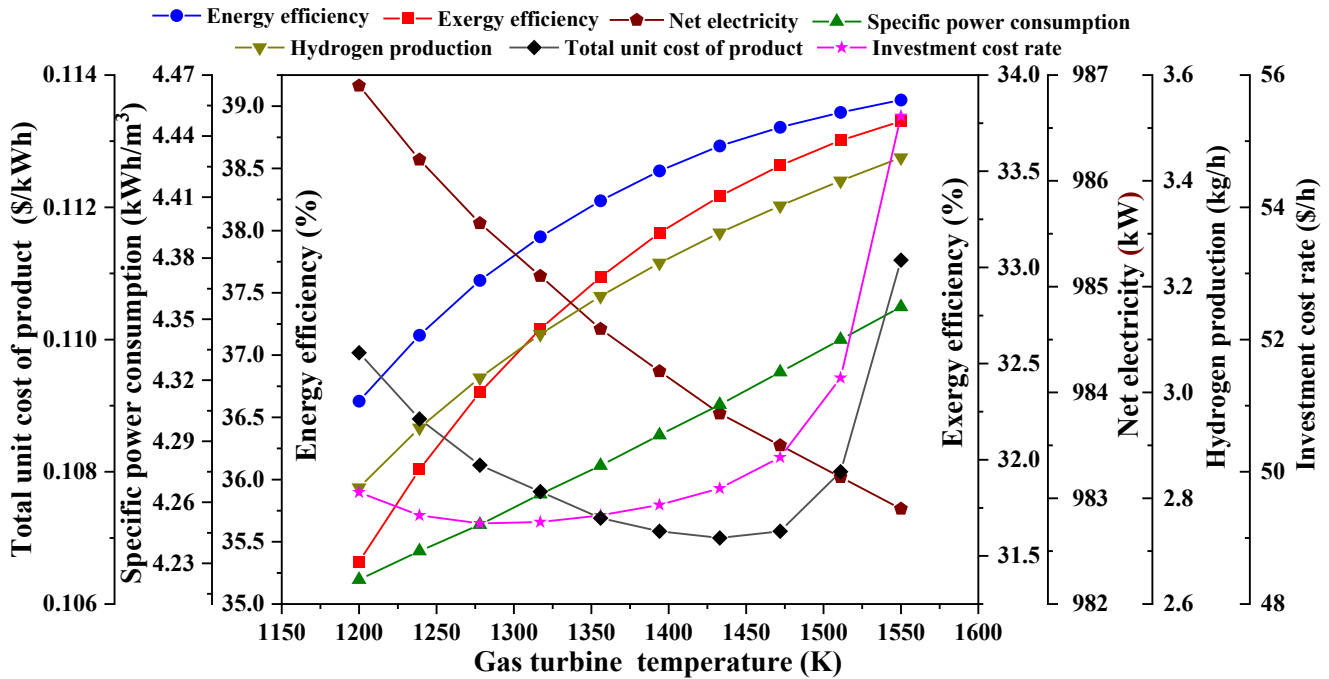
بازده انرژی و انرژی، هزینه سرمایه‌گذاری کل و کل هزینه مربوط به تولید محصولات سیستم می‌باشد که در شکل ۶ نمایان شده است. مطابق با شکل ۶، افزایش دما گازهای خروجی از محفظه احتراق در محدوده ۱۲۰۰ تا ۱۵۵۰ درجه سانتی‌گراد باعث شده که انرژی بیشتری وارد مبدل‌های حرارتی بازیاب شود و در نتیجه دبی جرمی سیال داخل چرخه‌های رانکین آلی و تبرید جذبی افزایش یابد. این افزایش دبی سبب افزایش توان مصرفی سیستم پمپاژ زیر سیستم‌ها می‌شود، از طرفی توان خالص تولیدی طبق رابطه (۶۹) تحت تأثیر کار مصرفی پمپ‌ها می‌باشد که با افزایش کار مصرفی پمپ‌ها، به طور جزئی کاهش می‌یابد. همان‌طور که اشاره شد، افزایش دمای خروجی محفظه احتراق باعث می‌شود که در زیر سیستم‌های موتور استرلینگ و چرخه رانکین گرمای بیشتری بازیافت شود و در نتیجه کار تولیدی توسط این دو سیستم افزایش یابد. در ادامه با توجه به اینکه توان لازم برای زیرسیستم‌های تولید آب شیرین و تولید هیدروژن به ترتیب توسط زیر سیستم موتور استرلینگ و چرخه رانکین تأمین می‌شود، بنابراین افزایش کار تولیدی توسط موتور استرلینگ منجر به افزایش دبی آب شیرین و افزایش کار تولیدی چرخه رانکین منجر به افزایش ظرفیت هیدروژن تولیدی شده است و قابل توجه است که ظرفیت تبرید تولیدی ثابت باقی مانده است. به طور کلی افزایش ظرفیت آب شیرین و هیدروژن بر کاهش توان تولیدی غلبه کرده و بازده انرژی و انرژی سیستم تولید چندگانه افزایش یافته است. همچنین از دیدگاه

مطابق با شکل ۴، از ۱۰۰٪ سوخت ورودی به سیستم ۶۶/۶۷٪ آن از طریق اجزای زیرسیستم‌ها تخریب شده، به طوری که بخش بسیار قابل توجهی از آن حدود ۴۵/۸۴٪ از طریق اجزایی نظیر محفظه احتراق، توربین گاز، کمپرسور و پیش گرمکن هوا در چرخه توربین گاز تخریب شده است. همچنین از کل سوخت ورودی به سیستم ۳۲/۰۷ درصد آن که به میزان ۱۰۹۱ kW می‌باشد به محصولات مفید تبدیل شده است که به ترتیب ۲۸/۹۷٪، ۲/۸۲٪، ۰/۱۷٪ و ۰/۱۱٪ آن مربوط به توان الکتریکی، هیدروژن، آب شیرین و سرمایه‌ش می‌باشد. همچنین به دلیل بازیافت حرارتی هوشمند گازهای خروجی، بخش ناچیزی از انرژی سوخت ورودی حدود ۱/۲۶٪ از طریق گازهای خنک شده و آب‌خنک‌کن چگالنده‌ها و سیلندر سرد موتور استرلینگ به هدر رفته است.

#### ۴-۳- مطالعه پارامتری

در این بخش از پژوهش بررسی تأثیر برخی از پارامترهای مهم سیستم نظیر دمای ورودی توربین گاز، دمای هوای پیش‌گرم شده، نسبت تراکم کمپرسور هوا و فشار کاری چرخه رانکین بر عملکرد سیستم پیشنهادی مورد بحث قرار گرفته است.

اولین پارامتر مهم بررسی تأثیر افزایش دمای ورودی توربین گاز بر توان خالص تولیدی، ظرفیت هیدروژن تولیدی، نسبت توان مصرفی آب شیرین‌کن،



شکل ۶. تأثیر افزایش دمای ورودی توربین گاز روی محصولات و معیارهای عملکردی سیستم تولید چندگانه

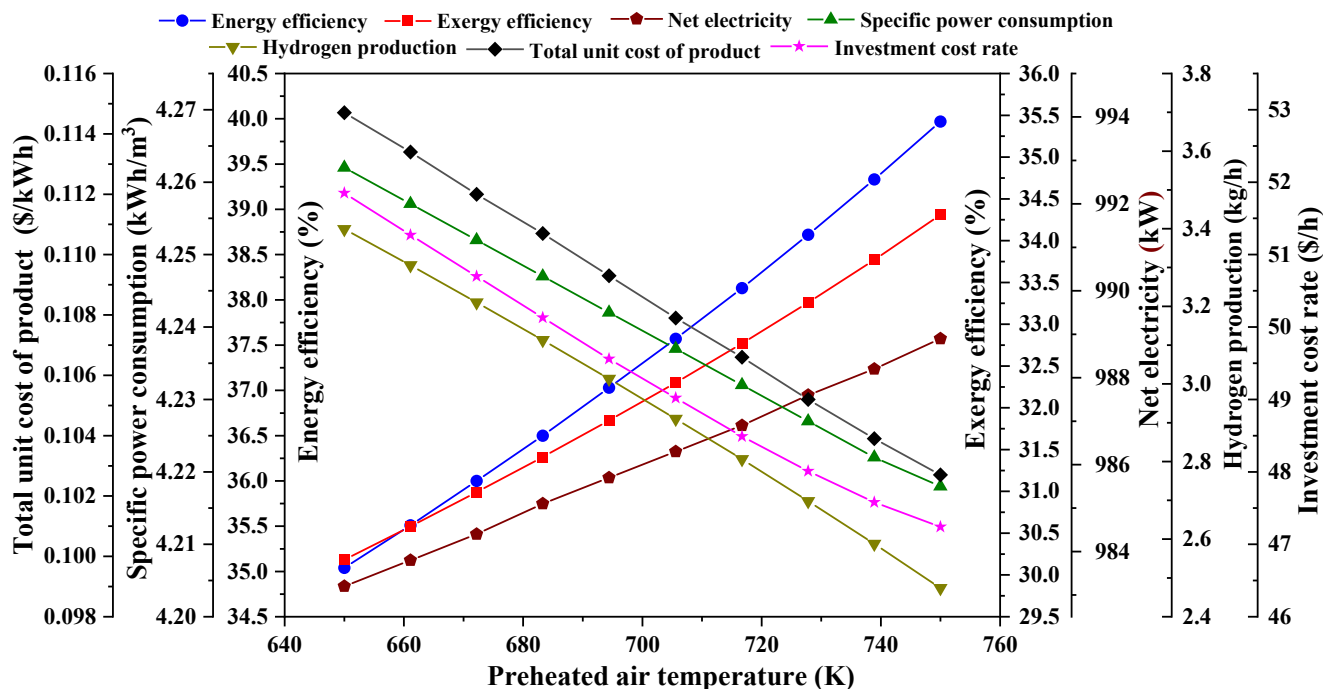
Fig. 6. The impact of gas turbine inlet temperature on the system commodities and performance metrics of new devised multi-generation unit

کاهش دمای کاری موتور استرلینگ و کاهش توان تولیدی آن شده که به دلیل داشتن نقش تأمین کننده توان مصرفی واحد آب شیرین کن تأثیر مستقیم در کاهش مقدار آب شیرین تولیدی آن دارد. در ادامه کاهش دمای گازهای خروجی باعث شده که انرژی کمتری توسط مبدل حرارتی بازیاب چرخه رانکین جذب شود و باعث شده که آنتالپی ورودی توربین چرخه رانکین و دبی چرخه رانکین کاهش باید که منجر به کاهش توان تولیدی توربین و در نتیجه با توجه به نقش تأمین کننده توان مصرفی الکترولایزر باعث کاهش ظرفیت هیدروژن تولیدی شده است. از طرفی هم بنابر دلایل گفته شده، کار مصرفی سیستم پمپاژ زیر سیستمها کاهش یافته و در نتیجه مطابق رابطه (۶۹) مقدار توان خالص تولیدی سیستم به طور جزئی افزایش یافته است. همچنین افزایش دمای هوای پیش گرم شده باعث شده که میزان سوخت بیوگاز کمتری در محفظه احتراق تزریق شود و در نتیجه سبب کاهش قابل توجهی در میزان انرژی ورودی به سیستم شده است. به طور کلی کاهش انرژی ورودی به سیستم بر کاهش مقادیر محصولات تولیدی سیستم غالب بوده، بنابراین بازده انرژی و انرژی ورودی به سیستم به طور همزمان افزایش یافته‌اند.

اقتصادی، افزایش دمای گازهای ورودی توربین سبب افزایش سطح تبادل حرارت در مبادله‌کن‌های حرارتی بازیاب شده و باعث افزایش هزینه سرمایه گذاری مبدل‌ها در نتیجه افزایش هزینه سرمایه‌گذاری کل شده است. مطابق با شکل ۵، می‌توان در محدوده ۱۴۷۵ درجه سانتی‌گراد به کمترین میزان هزینه تولید محصولات دست یافت. چرا که با توجه به معادله (۷۳) از ۱۲۰۰ تا ۱۴۷۵ درجه سانتی‌گراد افزایش آهنگ انرژی محصولات بر افزایش آهنگ هزینه محصولات غالب بوده ولی از یک مقدار مشخص به بعد افزایش هزینه محصولات قابل توجه بوده و سبب افزایش این پارامتر مهم شده است.

پارامتر مهم بعدی، بررسی تأثیر دمای هوای پیش گرم شده در محدوده ۶۵۰ تا ۷۵۰ درجه سانتی‌گراد بر توان خالص تولیدی، ظرفیت هیدروژن تولیدی، نسبت توان مصرفی آب‌شیرین‌کن، بازده انرژی و انرژی، هزینه سرمایه‌گذاری کل و کل هزینه مربوط به تولید محصولات سیستم می‌باشد که در شکل ۷ نمایان شده است. مطابق با شکل ۷، بنابر اصل بقای انرژی با افزایش دمای هوای پیش گرم شده خروجی از مبدل حرارتی پیش گرم‌کن (اولین مرحله از بازیاب دمای گازهای خروجی)، دمای گازهای خروجی خنک شده از مبدل حرارتی به طور قابل توجهی کاهش یافته است. این امر سبب





شکل ۷. تأثیر افزایش دمای هوای پیش گرم‌شده بر روی محصولات و معیارهای عملکردی سیستم تولید چندگانه

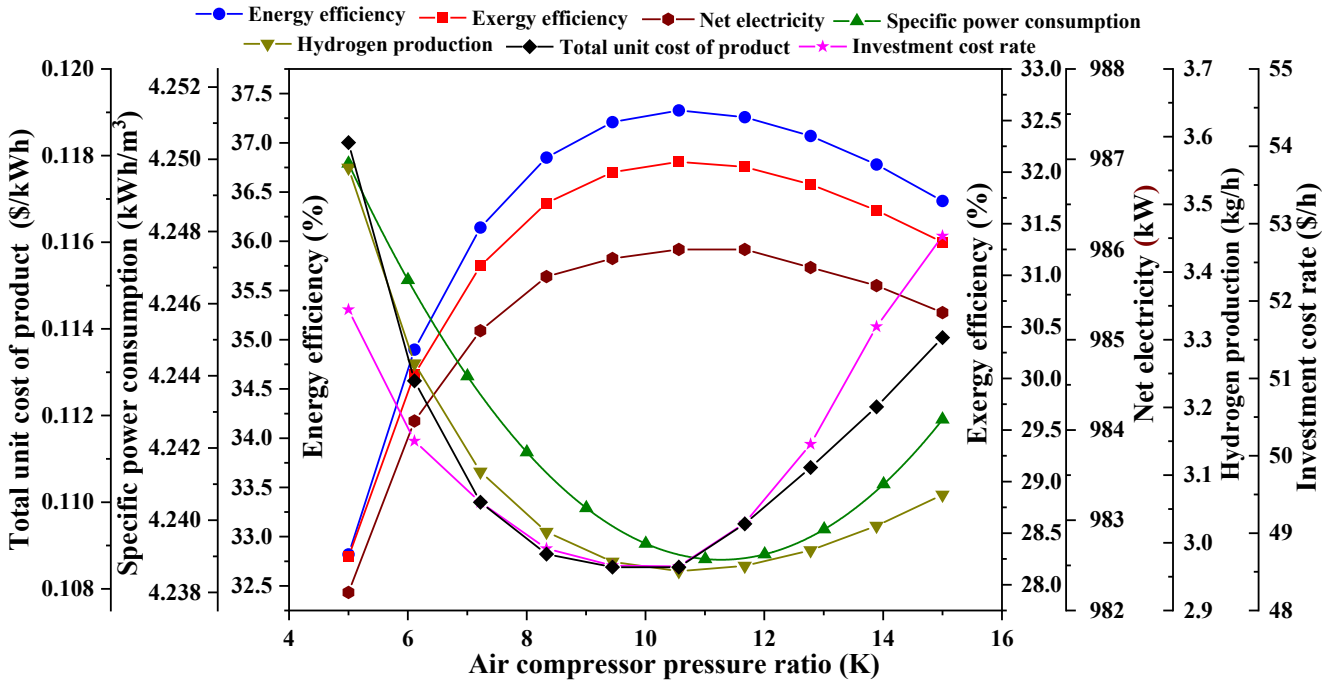
Fig. 7. The impact of air preheater temperature on the system commodities and performance metrics of new devised multi-generation unit

به ترتیب  $2/97 \text{ kg/h}$  و  $3/20 \text{ kg/s}$  رسیده‌اند. در ادامه با افزایش نسبت فشار از  $11/67$  تا  $15$  بازده قانون اول و دوم کاهش و ظرفیت هیدروژن و آب شیرین تولیدی به دلیل افزایش میزان مصرف سوخت بیوگاز افزایش یافته‌اند. در این میان معیارهای عملکردی سیستم از لحاظ هزینه رفتاری مشابه با رفتار ظرفیت هیدروژن و آب شیرین تولیدی داشته، به طوری که در محدوده نسبت فشار  $5$  تا  $11/67$  به دلیل کاهش میزان گرمای بازیابی در مبدل‌های حرارتی به کمترین مقدار خود رسیده‌اند و سپس دچار افزایش شده‌اند. به طور کلی می‌توان گفت که در نسبت فشار  $11/67$  سیستم در بهینه‌ترین حالت خود کار می‌کند.

آخرین پارامتر مهم مورد بررسی تأثیر افزایش فشار کاری تبخیرکننده  $1$  در محدوده  $15$  تا  $30$  بار، بر روی توان خالص تولیدی، ظرفیت هیدروژن تولیدی، نسبت توان مصرفی آب شیرین‌کن، بازده انرژی و انرژی، هزینه سرمایه‌گذاری کل و کل هزینه مربوط به تولید محصولات سیستم می‌باشد

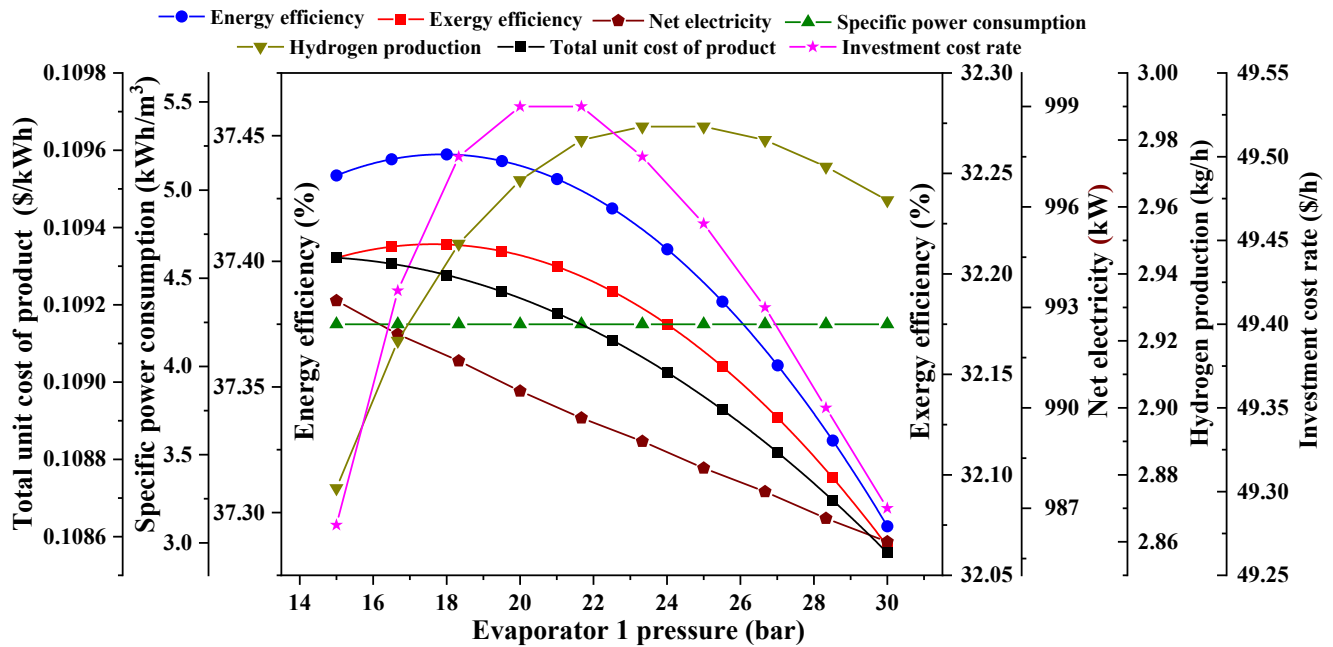
از دیدگاه اقتصادی مطابق با شکل ۷، به طور کلی افزایش دمای هوا پیش گرم شده از لحاظ هزینه عملیاتی سیستم به شدت توصیه می‌شود. چرا که هم هزینه سرمایه‌گذاری سیستم به دلیل کاهش سطح مقطع تبادل حرارت در مبادله‌کن‌های حرارتی بازیاب کاهش یافته و هم میزان هزینه تولید محصولات سیستم به دلیل کاهش آهنگ هزینه محصولات سیستم کاهش یافته است.

پارامتر مهم بعدی، تأثیر نسبت فشار کمپرسور هوا می‌باشد که در شکل ۸ نمایش داده شده است. همانطور که آشکار است، مطابق با یافته‌های مرجع [۱۲] عملکرد سیستم پیشنهادی در نسبت تراکم خاصی به مقدار بهینه خود رسیده است. با افزایش نسبت تراکم از  $5$  تا  $11/67$  بازده انرژی و انرژی به دلیل کاهش مصرف سوخت بیوگاز به ترتیب به بیشینه‌ترین مقادیر خود یعنی  $37/46\%$  و  $32/35\%$  رسیده‌اند، در حالی که ظرفیت هیدروژن و آب شیرین تولیدی به دلیل کاهش میزان گرمای بازیابی به کمترین میزان خود



شکل ۸. تأثیر افزایش نسبت فشار کمپرسور هوا بر روی محصولات و معیارهای عملکردی سیستم تولید چندگانه

Fig. 8. The impact of compressor pressure ratio on the system commodities and performance metrics of new devised multi-generation unit



شکل ۹. تأثیر افزایش فشار تبخیرکننده ۱ بر روی محصولات و معیارهای عملکردی سیستم تولید چندگانه

Fig. 9. The impact of evaporator 1 pressure ratio on the system commodities and performance metrics of new devised multi-generation unit

زیر سیستم با سیال آلی، از موتور استرلینگ که یک فناوری قابل اطمینان در دماهای کاری بالا به منظور تولید توان الکتریکی محسوب می‌شود، استفاده شده است. در ادامه به منظور استفاده بیشتر از گرمای گازهای خروجی با توجه به دمای کارکرد، از فناوری‌هایی نظیر چرخه رانکین، چرخه تبرید جذبی و الکترولایزر غشاء پروتونی استفاده شده است. عملکرد سیستم پیشنهادی از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام شده و همچنین به منظور ارائه یک ارزیابی اقتصادی از عملکرد سیستم پیشنهادی تحلیل اقتصادی اگزرژیواکونومیک انجام شده است. در ادامه به منظور دستیابی به یک ارزیابی کلی از دیدگاه اگزرژی نمودار موازنه اگزرژی برای سیستم پیشنهادی رسم شده است. مهم‌ترین نتایج به دست آمده را می‌توان به صورت زیر خلاصه کرد:

- سیستم پیشنهادی در حالت کار با موتور استرلینگ توانایی تولید  $986 \text{ kW}$ ،  $137/5 \text{ kW}$ ،  $8/39 \text{ m}^3/\text{h}$  و  $2/96 \text{ kg/h}$  به ترتیب توان الکتریکی، سرمایه‌ش، آب شیرین و هیدروژن خالص را دارد.
- بازده انرژی و اگزرژی سیستم تولید چندگانه در زمان کار با موتور استرلینگ نسبت به شرایط کاری بدون موتور به ترتیب از  $36/2\%$  به  $37/3\%$  و از  $29/54\%$  به  $32/08\%$  بهبود یافته است.
- از  $100\%$  اگزرژی سوخت ورودی به سیستم که به میزان  $3403 \text{ kW}$  می‌باشد، حدود  $66/67\%$  ( $2269 \text{ kW}$ ) آن از طریق اجزای زیرسیستم‌ها تخریب شده و  $32/07\%$  ( $1096 \text{ kW}$ ) آن به محصولات مفید نظیر توان، هیدروژن، آب شیرین و سرمایه‌ش تبدیل شده است.
- به دلیل استفاده از زیرسیستم‌های مختلف تنها  $1/26\%$  درصد اگزرژی سوخت ورودی وارد محیط شده و به هدر می‌رود.
- با افزایش نسبت تراکم کمپرسور هوا می‌توان به بهینه‌ترین حالت سیستم دست یافت که در این حالت بازده قانون اول و دوم به ترتیب  $37/46\%$  و  $32/35\%$  بدست آمده است.
- در حالت کار با موتور استرلینگ هزینه تولید محصولات سیستم برابر با  $0/1086 \text{ \$/kWh}$  است، که در حالت بدون موتور استرلینگ برابر با  $0/0998 \text{ \$/kWh}$  بوده و چیزی در حدود  $1/8\%$  کاهش یافته است.

که در شکل ۹ نمایان شده است. افزایش فشار کاری اواپراتور ۱ سبب افزایش آنتالپی سیال ورودی به توربین چرخه رانکین شده به طوریکه تا محدوده  $25 \text{ bar}$  گام افزایش آنتالپی زیاد بوده بنابراین توان تولیدی توربین چرخه رانکین افزایش یافته و بعده این مقدار به دلیل کاهش اختلاف آنتالپی دو سر توربین چرخه رانکین توان تولیدی توربین کاهش یافته است. مطابق با شکل ۹، از آنجایی که توان تولیدی توربین چرخه رانکین صرفه تأمین توان مصرفی الکترولایزر شده، بنابراین ظرفیت هیدروژن تولیدی رفتاری مشابه با توان تولیدی توربین داشته است. همچنین افزایش فشار کاری بالای چرخه رانکین باعث افزایش توان مصرفی پمپ ۱ و ۲ نیز شده است، مطابق با رابطه (۶۹) توان خالص وابسته به توان مصرفی سیستم پمپاژ بوده بنابراین به طور جزئی توان تولیدی سیستم کاهش یافته است. قابل توجه است که این تغییرات تأثیری در توان الکتریکی تولیدی موتور استرلینگ نداشته بنابراین میزان آب شیرین تولیدی ثابت باقی مانده است. در نهایت بازده انرژی و اگزرژی سیستم به دلیل اینکه با افزایش فشار تیخیرکننده ۱ میزان کاهش توان الکتریکی بر رفتار ظرفیت هیدروژن تولیدی غالب بوده به طور جزئی دچار کاهش شده‌اند. هزینه اجزاء سیستم به دلیل افزایش هزینه توربین چرخه رانکین که ناشی از افزایش توان تولیدی آن می‌باشد، تا یک مقدار مشخص به صورت ناچیز افزایش و سپس کاهش یافته است. همچنین هزینه مربوط به تولید محصولات نیز به دلیل کاهش هزینه جریان هیدروژن تولیدی و توان خالص تولیدی با افزایش فشار تیخیرکننده ۱ کاهش یافته است.

## ۵- نتیجه‌گیری

بررسی امکان سنجی یک سیستم تولید چندگانه جدید مبتنی بر چرخه توربین گاز با سوخت بیوگاز در این مطالعه ارائه شده است. با توجه به دمای بالای گازهای خروجی توربین گاز استفاده از زیر سیستم‌های مختلف علاوه بر جلوگیری از انتشار آلودگی‌ها و هدر رفت سوخت می‌توان به صورت‌های مفیدتری از انرژی دست یافت. در هنگام استفاده از فناوری‌های مختلف باید به دمای کاری هر کدام از سیستم‌ها توجه ویژه داشت. در این مطالعه با در نظر گرفتن این موضوع در دومین مرحله از بازایی به جای استفاده از یک

۶- فهرست علائم

علائم یونانی			
$\eta$	بازده (%)	A	مساحت ( $m^2$ )
$\varepsilon$	کارایی مبدل‌ها	C	ظرفیت حرارتی ( $W.K^{-1}$ )
$\bar{\lambda}$	نسبت سوخت به هوا	D	ضخامت غشاء (m)
بالانویس‌ها، زیر نویس‌ها و کوتاه نویس‌ها		$E_{a,c}$	انرژی فعال‌سازی آند و کاتد ( $kJ.kmol^{-1}$ )
Abs	جاذب	ex	اگرزری ویژه ( $kJ.kg^{-1}$ )
AC	کمپرسور هوا	$\dot{E}_x$	آهنگ اگرزری جریان (kW)
AP	پیش‌گرم‌کن هوا	F	ثابت فارادی ( $C.mol^{-1}$ )
ch	شیمیایی	G	انرژی آزاد گیبس ( $J.mol^{-1}$ )
CC	محفظه احتراق	h	آنتالپی مخصوص ( $kJ.kg^{-1}$ )
Cond	چگالنده	J	چگالی جریان ( $m^2.A$ )
dw	آب شیرین	$k_0$	ضریب نشت گرما (W/K)
D	تخریب	$\overline{LHV}$	ارزش حرارتی پایین ( $kJ.kmol^{-1}$ )
E.V	شیر انبساط	$\dot{m}$	آهنگ دبی جرمی ( $kg.s^{-1}$ )
Eva	تبخیرکننده	$\dot{n}$	آهنگ مولی ( $kmol.s^{-1}$ )
fw	آب تغذیه دریا	P	فشار (kPa)
Fu	سوخت	$\dot{Q}$	آهنگ ظرفیت گرمایی (kW)
FWH	منبع گرمایش آب	R	ثابت گاز ( $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$ )
HE	مبدل حرارتی	s	آنتروپی ویژه ( $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$ )
Pu	پمپ	T	دما (K)
Pr	محصول	V	پتانسیل (V)
RG	بازیاب‌کننده	$\dot{W}$	آهنگ توان تولیدی و مصرفی (kW)
SHE	مبدل حرارتی محلول	Y	کسر مولی

- economic and environmental analysis and optimization of a novel biogas-based multigeneration system based on Gas Turbine-Modular Helium Reactor cycle, *Energy Conversion and Management*, 185 (2019) 816-835.
- [11] F. Safari, I. Dincer, Development and analysis of a novel biomass-based integrated system for multigeneration with hydrogen production, *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(7) (2019) 3511-3526.
- [12] T. Gholizadeh, M. Vajdi, F. Mohammadkhani, Thermodynamic and thermoeconomic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas, *Energy conversion and management*, 181 (2019) 463-475.
- [13] S.E. Hosseini, H. Barzegaravval, M.A. Wahid, A. Ganjehkaviri, M.M. Sies, Thermodynamic assessment of integrated biogas-based micro-power generation system, *Energy conversion and management*, 128 (2016) 104-119.
- [14] M. Khaljani, R.K. Saray, K. Bahlouli, Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle, *Energy Conversion and Management*, 97 (2015) 154-165.
- [15] K.E. Herold, R. Radermacher, S.A. Klein, *Absorption chillers and heat pumps*, CRC press, 2016.
- [16] M. Feili, H. Rostamzadeh, T. Parikhani, H. Ghaebi, Hydrogen extraction from a new integrated trigeneration system working with zeotropic mixture, using waste heat of a marine diesel engine, *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(41) (2020) 21969-21994.
- [17] S. Kaushik, S. Kumar, Finite time thermodynamic evaluation of irreversible Ericsson and Stirling heat engines, *Energy Conversion and Management*, 42(3) (2001) 295-312.
- [18] L. Yaqi, H. Yaling, W. Weiwei, Optimization of solar-powered Stirling heat engine with finite-time thermodynamics, *Renewable energy*, 36(1) (2011) 421-427.
- [1] B. Liddle, P. Sadorsky, How much does increasing non-fossil fuels in electricity generation reduce carbon dioxide emissions?, *Applied energy*, 197 (2017) 212-221.
- [2] N.E.M. Rozali, S.R.W. Alwi, Z.A. Manan, J.J. Klemeš, M.Y. Hassan, Process Integration techniques for optimal design of hybrid power systems, *Applied Thermal Engineering*, 61(1) (2013) 26-35.
- [3] E. Barth, M. Hofacker, Dynamic modeling of a regenerator for the control-based design of free-piston Stirling engines, in: *Proc. of 2009 NSF Engineering Research and Innovation Conference*, 2009.
- [4] S.E. Hosseini, M.A. Wahid, N. Aghili, The scenario of greenhouse gases reduction in Malaysia, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28 (2013) 400-409.
- [5] H. Nikpey, M. Assadi, P. Breuhaus, P. Mørkved, Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas, *Applied Energy*, 117 (2014) 30-41.
- [6] H. Barzegaravval, S.E. Hosseini, M.A. Wahid, A. Saat, Effects of fuel composition on the economic performance of biogas-based power generation systems, *Applied Thermal Engineering*, 128 (2018) 1543-1554.
- [7] P. Ahmadi, I. Dincer, M.A. Rosen, Development and assessment of an integrated biomass-based multigeneration energy system, *Energy*, 56 (2013) 155-166.
- [8] H. Rashidi, J. Khorshidi, Exergy analysis and multiobjective optimization of a biomass gasification based multigeneration system, *International Journal of Hydrogen Energy*, 43(5) (2018) 2631-2644.
- [9] F.A. Boyaghchi, M. Chavoshi, V. Sabeti, Multigeneration system incorporated with PEM electrolyzer and dual ORC based on biomass gasification waste heat recovery: Exergetic, economic and environmental impact optimizations, *Energy*, 145 (2018) 38-51.
- [10] S.G. Gargari, M. Rahimi, H. Ghaebi, *Energy, exergy,*

- [23] R. Palacios-Bereche, R. Gonzales, S.A. Nebra, Exergy calculation of lithium bromide–water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H<sub>2</sub>O, *International Journal of Energy Research*, 36(2) (2012) 166-181.
- [24] Y. Cao, H.A. Dhahad, H. Togun, H.M. Hussen, A.E. Anqi, N. Farouk, A. Issakhov, Feasibility investigation of a novel geothermal-based integrated energy conversion system: Modified specific exergy costing (M-SPECO) method and optimization, *Renewable Energy*, 180 (2021) 1124-1147.
- [25] T. Ioroi, K. Yasuda, Z. Siroma, N. Fujiwara, Y. Miyazaki, Thin film electrocatalyst layer for unitized regenerative polymer electrolyte fuel cells, *Journal of Power sources*, 112(2) (2002) 583-587.
- [19] A. Nafey, M. Sharaf, Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations, *Renewable Energy*, 35(11) (2010) 2571-2580.
- [20] F.L. Curzon, B. Ahlborn, Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, *American Journal of Physics*, 43(1) (1975) 22-24.
- [21] J. Chen, J.A. Schouten, The comprehensive influence of several major irreversibilities on the performance of an Ericsson heat engine, *Applied thermal engineering*, 19(5) (1999) 555-564.
- [22] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, *Thermal Design and Optimization* John Wiley and Sons, Inc. New York, (1996).

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

*M. Hasanzade, M. Feili, H. Ghaebi, Development and Analysis of a Novel Multi-Generation System Fueled by Biogas with Smart Heat Recovery, Amirkabir J. Mech Eng., 54(7) (2022) 1673-1700.*

DOI: 10.22060/mej.2022.20600.7269

