



Energy and Exergy Analysis and Optimization of a Multigeneration System by Coupling of GT-MHR Reactor, Absorption Refrigeration, Steam Reforming, and HDH Desalination Cycles

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Authors

Ghavami Gargari S.¹ *MSc*,
Ghaebi H.*¹ *PhD*,
Rahimi M.¹ *PhD*

How to cite this article

Ghavami Gargari S, Ghaebi H, Rahimi M. Energy and Exergy Analysis and Optimization of a Multigeneration System by Coupling of GT-MHR Reactor, Absorption Refrigeration, Steam Reforming, and HDH Desalination Cycles. Modares Mechanical Engineering. 2019;19(3):631-642.

ABSTRACT

In this paper, a novel multi-generation system based on gas turbine-modular helium reactor cycle is presented. Integrated system consists of a Gas turbine-modular helium reactor cycle as a base cycle and from the combination of subsystems, hydrogen production, absorption refrigeration cycle, and desalination system. Thermodynamic comprehensive modeling (energy and exergy) was done on the suggested system. The effect of various system parameters, such as turbine inlet temperature, compressor pressure ratio, carbon dioxide to methane molar ratio, vapor generator temperature, and mass flow rate of the desalination system have been evaluated on the overall performance of the system. Also, optimization of the overall system using single and multi-objective optimization method has been investigated in terms of energy and exergy compared to the base case. The results showed that the maximum net power output and the energy efficiency and exergy of the overall system in compressor pressure ratio between 2.3-2.45 were 275 MW, 72.05%, and 49.35%, respectively, and with increasing turbine inlet temperature, heat production rate and energy and exergy efficiencies of overall system increases and the cooling production rate and freshwater decreases. In addition, the optimal point of the mass flow ratio of the desalination system for the energy and exergy efficiencies of overall system is 2.857. According to the results obtained in the multi-objective optimization method, the energy and exergy efficiencies of overall system were 74.41% and 50.21%, respectively, and exergy destruction has been reduced to 0.74% compared to base case.

Keywords Multi-generation; Optimization; Hydrogen Production; Absorption Refrigeration; Desalination

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran

*Correspondence

Address: Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran
Phone: +98 (45) 31505739
Fax: +98 (45) 33512910
hghaebi@uma.ac.ir

Article History

Received: June 28, 2018
Accepted: November 3, 2018
ePublished: March 01, 2019

CITATION LINKS

[1] Advanced power ... [2] Exergy analyses and parametric ... [3] On the use of noble gases ... [4] Noble gas binary mixtures ... [5] A comprehensive economic evaluation ... [6] Waste heat recovery from closed ... [7] Utilization of waste heat from ... [8] Proposal and analysis of a new ... [9] Ammonia-water cogeneration cycle for ... [10] An exergoeconomic investigation of waste ... [11] Thermodynamic analysis of ... [12] A thermodynamic comparison ... [13] Energy and exergoeconomic analysis ... [14] Thermoeconomic analysis of a new combination ... [15] Hydrogen production using high ... [16] Nuclear heat for hydrogen production ... [17] Utilization of waste heat from GT-MHR ... [18] Utilisation of waste heat from GT-MHR ... [19] Analysis and assessment of a gas turbine-modular ... [20] Biogas as hydrogen source for fuel cell ... [21] Steam and CO₂ reforming of methane ... [22] Catalysis for alternative energy ... [23] Assessment and comparison of different ... [24] Biogas steam and oxidative reforming ... [25] Catalytic steam reforming ... [26] Evaluation of the economic and environmental ... [27] Thermodynamics ... [28] Hydrogen production via sorption ... [29] Thermal design and optimization ... [30] Energetic and exergetic assessments ... [31] Performance assessment and optimization ... [32] Exergy analysis of thermal, chemical ... [33] Thermodynamic and thermoeconomic ... [34] Thermoeconomic analysis and optimization ... [35] Optimum thermal design of humidification ... [36] Thermal design of the humidification ... [37] Comparison of the performances of NH₃-H₂O, ... [38] Second law analysis of a solar ... [39] Catalytic steam reforming of biogas-effects ... [40] Exergoeconomic assessment and parametric ... [41] Absorption chillers and heat ... [42] Exergy analysis of hydrogen production ...

تحلیل انرژی و انرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید چندگانه با تلفیق سیکل‌های توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار، تبرید جذبی، ریفرمینگ بخار آب و آب شیرین کن رطوبت زن- رطوبت زدا

سعید قوامی گرگری MSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

هادی غائبی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

مصطفی رحیمی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

چکیده

در این مقاله، یک سیستم نوین تولید چندگانه بر مبنای سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار ارائه شده است. سیستم یکپارچه از سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار به عنوان سیکل مینا و از ترکیب زیرسیستم‌های تولید هیدروژن، سیکل تبرید جذبی، سیستم آب شیرین کن تشکیل شده است. مدل‌سازی جامع ترمودینامیکی (انرژی و انرژی) روی سیستم پیشنهادی صورت گرفته است. اثر پارامترهای مختلف سیستم از قبیل دمای ورودی توربین، نسبت فشار کمپرسور، نسبت مولی کربن دی‌اکسید به متان، دمای ژنراتور بخار و نسبت دبی جرمی سیستم آب شیرین کن روی عملکرد سیستم کلی مورد ارزیابی قرار گرفته است. همچنین بهینه‌سازی سیستم کلی با استفاده از روش بهینه‌سازی تک و چندهدفه در مقایسه با حالت مینا از نظر انرژی و انرژی بررسی شده است. نتایج نشان دادند که ماکزیمم مقدار توان خالص خروجی و بازده انرژی و انرژی سیستم کلی در نسبت فشار کمپرسور بین ۲/۴۵-۲/۳ به ترتیب برابر ۲۷۵ مگاوات، ۷۲/۵ و ۴۹/۳۵٪ به دست آمده و با افزایش دمای ورودی توربین، نرخ تولید گرما و بازده انرژی و انرژی سیستم کلی افزایش و نرخ تولید آب شیرین و سرما کاهش می‌یابد. علاوه بر این نقطه بهینه نسبت دبی جرمی سیستم آب شیرین کن برای بازده انرژی و انرژی سیستم کلی برابر ۲/۸۵۷ حاصل شده است. مطابق نتایج به دست آمده در روش بهینه‌سازی چندهدفه، بازده انرژی و انرژی سیستم کلی در مقایسه با حالت مینا به ترتیب برابر ۷۴/۴۱ و ۵۰/۲۱٪ به دست آمده و میزان تخریب انرژی به میزان ۰/۷۴٪ کاهش یافته است.

کلیدواژه‌ها: تولید چندگانه، بهینه‌سازی، تولید هیدروژن، تبرید جذبی، تولید آب شیرین

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۰۴/۰۷

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۰۸/۱۲

نویسنده مسئول: ghghaebi@uma.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه بیش از هر زمان دیگری، توسعه مقرون به صرفه، قابل اعتماد، پایدار و امن سیستم‌های تولید توان به دلیل این که تقاضای انرژی جهانی به طور پیوسته با رشد جمعیت و افزایش استانداردهای زندگی افزایش می‌یابد، اهمیت فراوانی پیدا کرده است. تامین انرژی هنگامی که منابع سوخت فسیلی و هسته‌ای رایج، در تعداد محدودی از مناطق جغرافیایی در سراسر جهان متمرکز می‌شوند، یک مشکل جهانی ایجاد می‌کند، در حالی که بسیاری از دیگر کشورها عمدتاً بر واردات سوخت تکیه می‌نمایند. امروزه آشکار است که مشکل تولید توان نیاز به یک راه‌حل چندبُعدی دارد که بتواند به طور همزمان به نیازهایی برای بازدهی بالاتر، آلودگی کمتر، استفاده از تنوع زیاد منابع انرژی و غیره غلبه کند. سیستم‌های تولید چندگانه انرژی در سال‌های اخیر به عنوان یک راه‌حل قوی برای حل این مشکلات پدید آمده‌اند. این سیستم‌ها به صورت سیستم‌های یکپارچه‌ای عمل می‌کنند و می‌توانند از ترکیب چند

زیرسیستم از قبیل سیکل‌های تولید توان، سیستم‌های تولید هیدروژن، چرخه‌های تبرید، سیستم‌های تولید آب شیرین و سیستم گرمایش منازل تشکیل شوند^[1].

با توجه به اهمیت مباحث تبدیل انرژی در پیشرفت جهان، استفاده موثر از منابع انرژی و به کارگیری صنعت بازیابی حرارت اتلاف شده می‌تواند راهکاری مناسب برای افزایش کارایی و عملکرد سیستم‌های تولید چندگانه انرژی باشد^[2]. در سال‌های اخیر، به طور جدی علاقه به استفاده از بازیابی حرارت هدررفته افزایش یافته است و محققان روش‌های جدیدی را برای تولید توان از طریق منابع حرارتی دمای بالا و متوسط پیشنهاد داده‌اند. بین روش‌های ارائه شده برای سیکل‌های توان، سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار (GT-MHR) به دلیل داشتن ویژگی‌ها و مشخصه‌های مهم از قبیل آلودگی زیست‌محیطی کمتر، با صرفه‌بودن از لحاظ اقتصادی، توان بالای راکتور هسته‌ای و همچنین دمای بالای جریان خروجی از توربین گاز می‌تواند به عنوان یک منبع حرارتی دمای بالای مناسبی (بالاتر از ۵۰۰°C) و سیکل پایه به طور مرکب با سایر سیستم‌ها به کار گرفته شود. در یک نمونه از سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار، حدود ۳۰۰ MW انرژی حرارتی در پیش‌خنک‌کننده اتلاف می‌شود تا کار مصرفی کمپرسور به حداقل برسد^[3, 4]. با توجه به میزان گرمای هدررفته در این قسمت از سیستم می‌توان از ترکیب چند سیستم در ارتباط با سیکل پایه (سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار) استفاده کرد. در سال‌های اخیر، پژوهش‌های زیادی در زمینه بازیابی حرارت اتلاف شده از جریان خروجی توربین گاز و استفاده از آن به عنوان یک منبع گرمایی مناسب برای تامین و به حرکت درآوردن سیستم‌های تولید توان، سرمایه‌گذاری و گرمایش منازل و غیره استفاده شده است^[5].

ایده به کارگیری سیکل‌های رانکین آلی (ORC) برای بازیابی حرارت هدررفته از سیکل توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار و تولید توان، اولین بار توسط یاری^[6] ارائه شده است. نتایج آنها نشان داد که بازدهی قانون اول سیستم ترکیبی حدوداً ۱۰/۱-۹/۵٪ نسبت به سیکل پایه افزایش می‌یابد. در تحقیقی دیگر، یاری و محمودی^[7] به مطالعه به کارگیری گرمای اتلاف شده سیستم توربین گاز-راکتور هلیوم مدولار با کمپرسور دومرحله‌ای به عنوان منابع حرارتی در دو سیکل رانکین آلی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که بازدهی قانون اول و دوم سیستم مورد نظر به اندازه ۳٪ افزایش می‌یابد. زارع و همکاران^[8]، به کارگیری بازیابی حرارت اتلاف شده سیکل پایه برای تولید توان و آب خالص را ارائه و تحلیل کردند. نتایج آنها نیز نشان داد که برای هر ۵۰°C افزایش دمای ورودی توربین، بازده انرژی برابر با ۴-۲/۵٪ افزایش و نرخ تولید آب خالص ۶/۵٪ کاهش می‌یابد. در تحقیقی دیگر، زارع و همکاران^[9] گرمای اتلاف شده در سیکل پایه برای تولید توان و سرمایه‌گذاری را با به کارگیری سیکل آب-آمونیاک بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که بازدهی قانون اول و دوم به ترتیب به میزان ۹-۱۵ و ۱۰-۴٪ افزایش می‌یابد. همچنین در ادامه پژوهش این سیستم ترکیبی، به بررسی انرژی اکتونومیک سیستم پرداختند و نتایج نشان داد که هزینه واحد سیستم ترکیبی در مقایسه با سیکل پایه به میزان ۵/۴٪ کاهش می‌یابد^[10].

به کارگیری آرایش‌های مختلف سیکل‌های رانکین آلی و تبرید اکتوری از بازیابی حرارت اتلاف شده سیکل پایه توسط سرورالدین و همکاران^[11] ارائه شد. آنها نیز با ارزیابی سیستم ترکیبی نتیجه گرفتند که بیشترین بازدهی انرژی، حدود ۴۹/۶۹٪ حاصل شده که ۲٪ بالاتر از سیکل پایه است. در تحقیقی دیگر زارع و محمودی^[12]،

سیستم های مختلف به صورت یکپارچه و همزمان با سیکل پایه انجام نشده است، لذا با توجه به محدودیت منابع سوخت های فسیلی و منابع انرژی تجدیدپذیر، ایده تولید چندین محصول به صورت همزمان هم از لحاظ اقتصادی با صرفه است و هم کارایی انرژی و عملکرد موثرتری دارد. در این مطالعه، به منظور افزایش بازدهی سیکل پایه، استفاده از گرمای هدررفته و تولید چندانگانه انرژی از ترکیب سیکل پایه (تولید توان)، با سیستم تولید هیدروژن، چرخه تبرید جذبی، سیستم آب شیرین کن و سیستم های گرمایش منازل استفاده شده است. اهداف این تحقیق متنوع بوده و عبارت از موارد زیر بوده است:

- ۱- ارایه یک سیستم نوین از تولید چندانگانه انرژی با استفاده سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار
- ۲- مدل سازی جامع ترمودینامیک سیستم پیشنهادی
- ۳- مطالعه جامع پارامتریک برای بررسی اثر پارامترهای مختلف روی عملکرد سیستم ترکیبی
- ۴- بهینه سازی شرایط ترمودینامیک با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای تعیین بیشترین مقدار بازده انرژی و انرژی سیستم ترکیبی.

۲- توصیف سیستم مورد مطالعه

در شکل ۱، نمای شماتیک از سیستم تولید چندانگانه بر پایه سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار نشان داده شده است. با توجه به شکل، ابتدا در راکتور هسته ای، هلیوم با استفاده از توان حرارتی راکتور (۶۰۰ MW)، گرم و در توربین گاز، منبسط و باعث تولید توان می شود. سپس با توجه به انرژی قابل توجه جریان هلیوم خروجی از توربین گاز (جریان ۲) می توان به عنوان منبع حرارتی دما بالا برای راندن سیستم های دیگر استفاده کرد. در این سیستم، ابتدا جریان خروجی توربین وارد ریفرمر می شود و حرارت مورد نیاز واکنش ریفرمینگ را تامین می کند و باعث تولید هیدروژن در سیستم ریفرمینگ بخار آب می شود. در زیرسیستم اولی، هدف این سیستم، تولید هیدروژن از فرآیند ریفرمینگ بخار آب بیوگاز است. در این شکل، مخلوط بیوگاز (جریان ۱۰) از یک طرف به سیستم، وارد و از طرف دیگر بخار آب (جریان ۱۲) وارد فرآیند می شوند. جریان های پیش گرم شده در مخلوط کننده با هم مخلوط و در رکپراتور ۲ با استفاده از دمای بالای محصولات واکنش ریفرمینگ دوباره گرم شدند (جریان ۱۶) تا شرایط لازم برای انجام شیمیایی ریفرمینگ در ریفرمر آماده شود. همچنین به دلیل انجام واکنش ریفرمینگ بخار بیوگاز در دمای بالا، از جریان خروجی توربین گاز سیکل پایه برای تامین گرمای واکنش استفاده می شود. جریان گازهای خروجی واکنش در ریفرمر که شامل ترکیب های شیمیایی هیدروژن، کربن مونواکسید، دی اکسید کربن، متان و بخار آب بوده، دارای انرژی حرارتی قابل توجهی است. برای استفاده بهینه از گرمای بالای این جریان (۱۶)، مخلوط بیوگاز و بخار آب ورودی سیستم، پیش گرم می شوند. در نهایت، برای کاهش دمای گازهای خروجی از یک واحد گرمایش استفاده شده است. سپس توسط فرآیندهای خالص سازی می توان هیدروژن (جریان ۲۰) را از گاز سنتز جدا کرد و به عنوان خوراک فرآیند الکتریسیته در پیل های سوختی و سایر سیستم ها مورد استفاده قرار داد. جریان خروجی هلیوم از ریفرمر (جریان ۳)، برای پیش گرم کردن جریان خروجی از کمپرسور در رکپراتور ۱ استفاده می شود. زیرسیستم بعدی که با استفاده از دمای جریان ۳ مورد استفاده قرار می گیرد، سیکل تبرید جذبی آب- آمونیاک است که حرارت در دمای بالا به ژنراتور بخار داده می شود تا مبرد تبخیر (جریان ۳۳) شود و دمای محلول

به مدل سازی ترمودینامیک و مقایسه دو سیستم ترکیب شده با سیکل پایه پرداختند که با توجه به نتایج، به کارگیری سیکل رانکین آلی برای تولید توان از بازایی حرارت اتلاف شده سیستم در مقایسه با سیکل ترکیبی آب- آمونیاک (GT-MHR/NH3-Water)، از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک مناسب تر است. همچنین دبی جرمی هلیوم در سیستم ترکیبی سیکل رانکین آلی نسبت به سیکل ترکیبی آب- آمونیاک کمتر است. ریجعی و همکاران [13]، عملکرد سیستم ترکیبی تولید همزمان توربین گازی راکتور هلیوم مدولار، سیکل کالینا و سیکل تبرید جذبی از منظر انرژی و انرژی- اقتصادی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج شبیه سازی آنها نشان داد که در حالت ورودی سیکل پایه، میزان توان خالص ۳۰۴۴۶۲ kW، بازگشت ناپذیری کلی ۲۸۹۷۶۶ kW و بازده انرژی سیکل کلی تولید همزمان ۶۸/۹ درصد حاصل شده است.

تحلیل ترمودینامیک یک سیستم جدید از ترکیب سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار و سیکل توان جذبی آب- آمونیاک و سیستم سرمایه گذاری گاز طبیعی مایع شده (LNG) را مسفا و همکاران [14] مورد ارزیابی قرار دادند و به این نتیجه رسیدند که در حالت بهینه، بیشترین توان خالص خروجی و کمترین نرخ تخریب انرژی سیستم به ترتیب برابر با ۳۸۳ و ۴۶۷ MW است.

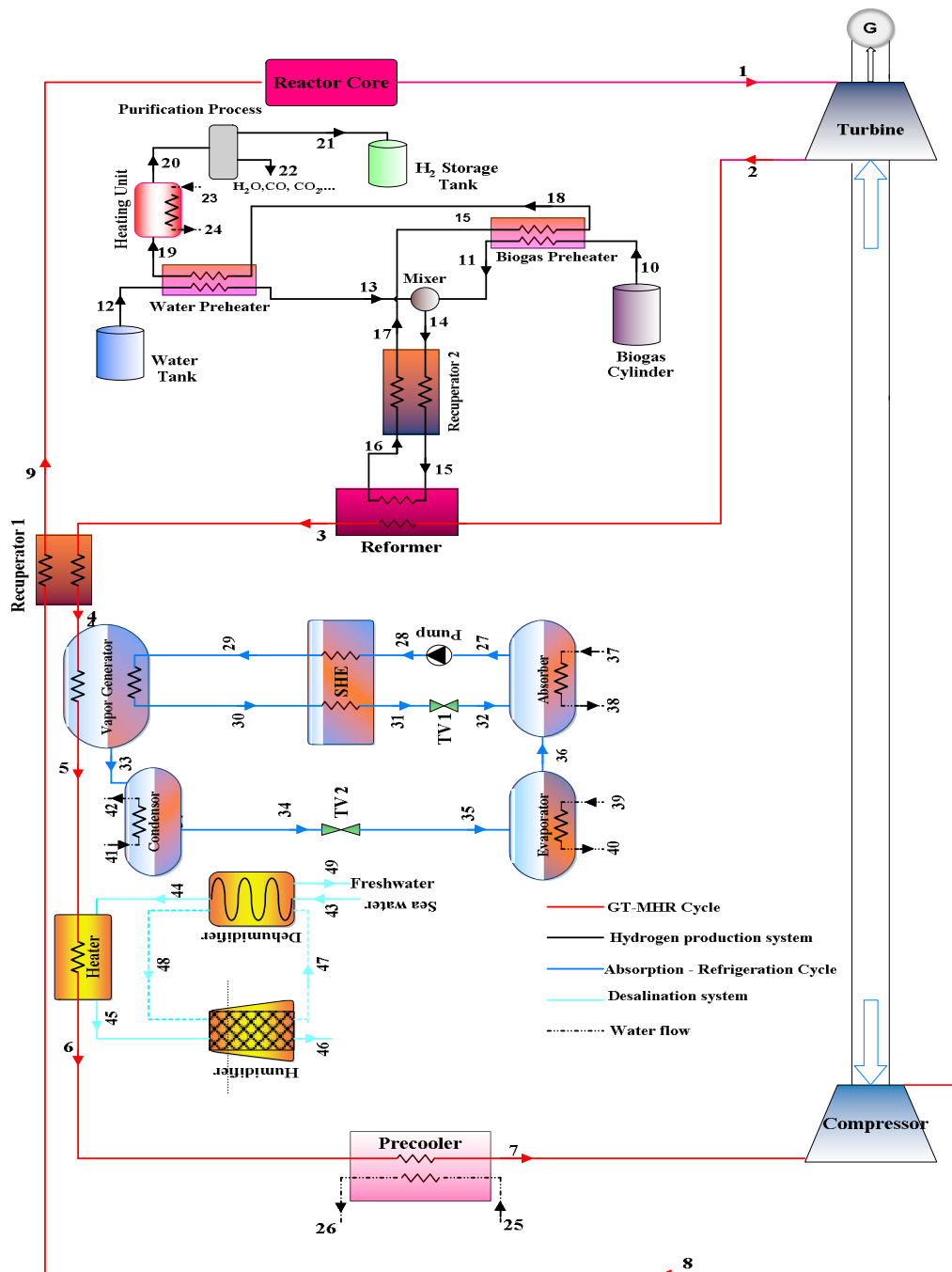
جاسکنور و همکاران [15]، سیستم ترکیبی تولید هیدروژن و سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار را ارایه کردند. در این سیستم از فرآیند الکترولیز آب برای تولید هیدروژن استفاده شده است که از طریق حرارت بازایی شده از سیکل پایه، باعث شکستن مولکول های آب به هیدروژن و اکسیژن می شود. نتایج نشان داد ترکیب سیستم تولید هیدروژن و سیکل پایه باعث افزایش بازده انرژی تا حدود ۵۰٪ شده است.

لدر و الن [16] نیز به تولید همزمان هیدروژن از طریق فرآیند الکترولیز آب و توان با استفاده از نیروگاه های هسته ای پرداختند و به این نتیجه رسیدند که هزینه تولید هیدروژن حدود ۲ \$/Kg H₂ است. نامی و همکاران [17]، تحلیل انرژی و انرژی تولید هیدروژن، با ترکیب سیکل های رانکین آلی، سیکل پایه و سیستم الکترولیز (PEM) را انجام دادند. نتایج نشان داد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور سیکل پایه، بازده انرژی سیستم ترکیبی بیشتر شده است و همچنین نرخ تولید هیدروژن با افزایش دمای ورودی توربین گاز هلیوم بیشتر می شود و در شرایط بهینه، بیشترین بازده انرژی و نرخ تولید هیدروژن به ترتیب برابر با ۴۹/۲۱٪ و ۵۶/۲ کیلوگرم بر ساعت حاصل شده است. در دور و همکاران [18]، سیستم ترکیبی تولید آب شیرین با استفاده از بازایی حرارت اتلافی در سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار را ارایه کردند. نتایج نشان داد که هزینه تولید آب شیرین حدود ۳۴٪ در مقایسه با سیستم های معمولی آب شیرین کن کاهش می یابد. خالد و همکاران [19]، تحلیل ترمودینامیک ترکیب دو سیستم فرآیند غشایی اسمز معکوس را برای تولید آب شیرین و سیکل پایه مورد بررسی قرار دادند. گرمای لازم برای سیستم آب شیرین کن از طریق بازیافت حرارت سیکل پایه تامین شده است. نتایج نشان داد که بازدهی انرژی سیستم ترکیبی حدود ۱۰٪ افزایش می یابد و به مقدار ۴۱٪ می رسد.

همان طور که گزارش داده شد، در سال های اخیر پژوهش های قابل توجهی در زمینه بازایی حرارت اتلاف شده از سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار و ترکیب آن با انواع سیستم های انرژی پرداخته شده است. اما تاکنون مطالعه جامع ترمودینامیک (تحلیل انرژی و انرژی) در مورد تولید چندانگانه انرژی و ترکیب

رطوبت‌زدایی و منبع حرارتی است. جریان خروجی از ژنراتور بخار وارد مبدل حرارتی می‌شود. در این سیستم بخار آب، یک حلقه باز و هوا، یک حلقه بسته را طی می‌کنند. ابتدا در رطوبت‌زدا، آب شور برای بازیابی حرارت هوای مرطوب چگالیده (جریان ۳۳) وارد سیستم می‌شود و سپس آب پیش‌گرم‌شده دوباره در منبع حرارتی با استفاده از جریان خروجی از ژنراتور بخار گرم می‌شود و وارد رطوبت‌زن می‌شود. در رطوبت‌زنی، هوا در تماس مستقیم با آب شور قرار می‌گیرد و تعدادی از مولکول‌های آب با استفاده از گرمای محسوس آب شور یا هوای گرم، بخار و جذب هوا می‌شوند و سپس در فرآیند رطوبت‌زدایی، این بخار می‌تواند با عبور هوای حامل آن از روی سطوح سرد (جریان ۴۹)، تقطیر، بازیافت و آب شیرین تولید شود. در نهایت جریان خروجی هلیوم (جریان ۶) برای رسیدن به دمای پایین در ورودی کمپرسور از پیش‌خنک‌کننده عبور می‌کند.

از دمای جاذب بالاتر رود. این حرارت در کندانسور و جاذب به محیط پس داده می‌شود. به‌منظور کاهش بازگشت‌ناپذیری‌ها از یک مبدل حرارتی محلول استفاده می‌شود. مبدل حرارتی محلول با کاهش حرارت مورد نیاز ژنراتور، ضریب عملکرد را بهبود می‌بخشد. علاوه بر این، سایز جاذب با کاهش دمایی که باید به محیط پس دهد، کوچک‌تر می‌شود. جریان خروجی از کندانسور (جریان ۳۴)، در شیر انبساط کاهش فشار داشته است و سپس در اواپراتور با استفاده از دمای آب ورودی آن تولید سرما می‌کند. در زیرسیستم انتهایی با توجه به دمای مناسب جریان خروجی هلیوم از ژنراتور بخار (جریان ۵) برای فرآیندهای تولید آب شیرین‌کن، سیستم تولید آب شیرین با استفاده از روش رطوبت‌زنی- رطوبت‌زدایی هوا با سیستم ترکیب می‌شود. براساس فرآیند کلی فوق، یک سیستم رطوبت‌زنی- رطوبت‌زدایی هوا شامل سه بخش اصلی رطوبت‌زنی،



شکل ۱) نمای شماتیک از سیستم پیشنهادی تولید چندگانه برای تولید سرما، گرما، توان، هیدروژن و آب شیرین

برای دماهای پایین زیر ۷۰۰K نیز به کار می رود [27]. بنابراین در حالت کلی با استفاده از روش لاگرانژ، مینیمم انرژی آزاد گیبس در حالت تعادل به شکل رابطه ۵ بیان می شود [28].

$$\sum_{i=1}^{NC-1} n_i \cdot (\mu_i^\circ + R_{univ} T \ln \left(\frac{y_i \cdot P}{P^\circ} \right)) + \sum_k \lambda_k a_{ik} + n_c \mu_c^\circ = 0 \quad (5)$$

که λ_k ضریب لاگرانژ است. در مینیمم سازی انرژی آزاد گیبس، محدودیت های زیر (رابطه ۶) باید برقرار شود و مقدار مول مواد مثبت باشد:

$$n_i \geq 0 \quad i = 1, \dots, NC \quad (6)$$

NC تعداد جزءهای در حال تعادل است. تعداد اتم های هر جزء شیمیایی طبق بقای جرمی در تعادل براساس معادله ۷ ثابت می ماند.

$$\sum_i n_i a_{ik} = A_k \quad k = 1, \dots, NE \quad (7)$$

NE تعداد اتم ها (اتم ها) در حال تعادل است.

۲-۳- موازنه جرم و انرژی

با فرض شرایط پایا برای هر حجم کنترل نشان داده در سیستم شکل ۱، موازنه جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم به صورت روابط ۸ و ۹ خواهد بود [29]. موازنه جرم:

$$\sum_i \dot{m}_i = \sum_o \dot{m}_o \quad (8)$$

موازنه انرژی:

$$\sum_i \dot{E}_{in} = \sum_o \dot{E}_{out} \quad (9)$$

که \dot{E}_{in} ، مقدار انرژی ورودی و \dot{E}_{out} مقدار انرژی خروجی به حجم کنترل است.

۳-۲-۱- سیکل پایه توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار

توان خالص سیکل پایه توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار برابر با اختلاف توان تولیدی توربین گاز و توان مصرفی کمپرسور است که توسط رابطه ۱۰ بیان می شود [4].

$$\dot{W}_{net,GT-MHR} = \dot{W}_{Tur} - \dot{W}_{Com} \quad (10)$$

بازده پلی تروپیک توربین و کمپرسور از روابط ۱۱ و ۱۲ تعیین می شوند [4].

$$\eta_{P,Tur} = 0.932 - 0.0117(r_T) \quad (11)$$

$$\eta_{P,Com} = 0.916 - 0.0175(r_C) \quad (12)$$

بازده انرژی سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار [4] به صورت زیر تعیین می شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,GT-MHR}}{\dot{Q}_{RC}} \quad (13)$$

۳-۲-۲- سیستم تولید هیدروژن

برای تعیین میزان تولید هیدروژن به ازای هر مول متان از روابط ۱۴-۱۶ استفاده شده است [30].

نسبت مولی بخارآب به کربن در ابتدای واکنش:

$$S_c = \left(\frac{n_{H_2O}}{n_{CH_4}} \right)_{in} \quad (14)$$

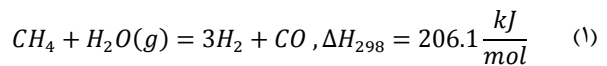
۳- مدل سازی سیستم

در این مقاله، برای ارزیابی بهتر سیستم تولید هیدروژن، ابتدا واکنش های انجام شده در ریفرمر مدل سازی می شود و ترکیب های تعادلی در سیستم ریفرمینگ بخارآب بیوگاز به روش مینیمم سازی انرژی آزاد گیبس (روش ضرایب لاگرانژ) به دست آورده شده که در این کار تنها مقدار کسر مولی هیدروژن تولیدی از واکنش های ریفرمینگ بخارآب مد نظر بوده است. همچنین برای بررسی عملکرد سیستم تولید آب شیرین، پارامترهای موثر آن سیستم تعریف می شود. سپس مدل سازی ترمودینامیک، معادلات بالانس جرم، انرژی و اگزرژی سیستم کلی پیشنهادی ارائه شده است. در بخش های بعد، مطالعه پارامتریک برای بررسی اثر پارامترها روی عملکرد سیستم بررسی شده است و در نهایت شرایط ترمودینامیک بهینه برای تعیین بیشترین بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی به دست آورده می شود. از نرم افزار EES به عنوان ابزار اصلی در تمامی محاسبات استفاده می شود.

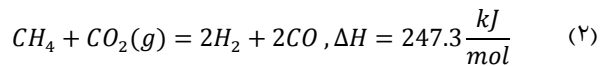
۳-۱- مدل سازی واکنش های شیمیایی انجام شده راکتور

به طور کلی، فرآیند ریفرمینگ بخارآب بیوگاز که در راکتور انجام می شود، می تواند ترکیب کلی واکنش های تعادلی (۴-۱) باشد [20].

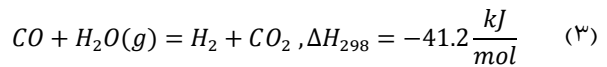
واکنش ریفرمینگ بخارآب متان (SMR):



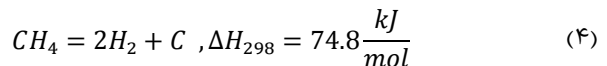
واکنش ریفرمینگ دی اکسیدکربن متان (CMR):



واکنش شیفت گاز آب (WGS):



واکنش تجزیه متان (MDR):



هر دو واکنش ۱ و ۲ به شدت گرماگیر است و در فشارهای پایین (یک اتمسفر) و دماهای بالا (۸۰۰-۱۲۰۰K) صورت می گیرند. به همین دلیل، منبع گرمای مناسبی برای انجام واکنش لازم است که در این مقاله از حرارت بالای جریان خروجی از توربین گاز برای شروع واکنش ریفرمینگ استفاده شده است. واکنش شیفت گازآب (۳) هم گرماده است و در دماهای پایین (۵۰۰-۶۰۰K) انجام می گیرد [23].

محدودیت اصلی واکنش ۲، امکان تشکیل کربن (در واکنش تجزیه متان) و نیاز به منبع دمایی بالایی برای انجام واکنش است [24]. با انجام همزمان واکنش ۱ و ۲ که در آن می توان با اضافه کردن بخارآب به متان در دماهای بالا میزان تولید هیدروژن و بازده انرژی سیستم را افزایش و همچنین امکان تشکیل کربن را کاهش داد. بنابراین برای افزایش میزان تولید هیدروژن و کاهش تشکیل کربن نیاز به بهینه سازی نسبت مولی بخارآب به کربن و دمای واکنش است [25, 26].

برای به دست آوردن ترکیب های شیمیایی در حالت تعادل با استفاده از مینیمم سازی انرژی گیبس، از روش ضرایب لاگرانژ در این مقاله استفاده شده است. مزیت روش این بوده که دیگر نیازی به دانستن واکنش های در حال تعادل نیست، فقط کافی است ترکیب مواد در حالت تعادل معلوم باشند. این روش قدرت همگرایی خوبی دارد و هیچ محدودیتی در زیادبودن تعداد واکنش های تعادلی ندارد و

نسبت مولی دی اکسید کربن به متان در مخلوط بیوگاز:

$$C_m = \left(\frac{n_{CO_2}}{n_{CH_4}} \right)_{in} \quad (15)$$

میزان تولید هیدروژن به ازای هر مول متان:

$$y_{H_2} = \left(\frac{n_{H_2}}{n_{CH_4}} \right)_{out} \quad (16)$$

که $(n_{H_2})_{out}$ ، مول هیدروژن خروجی از واکنش ریفرمینگ و $(n_{CH_4})_{in}$ ، مول متان ورودی در مخلوط بیوگاز است.

۳-۲-۳- سیستم آب شیرین کن

پارامترهای موثر در سیستم تولید آب شیرین کن به صورت زیر تعریف می شوند [31]:

۱- کارایی حرارتی رطوبت زن و رطوبت زدا (ε): به منظور ثابت نگه داشتن حالت هوای خروجی (آنتالپی و نسبت رطوبت)، کارایی حرارتی برای رطوبت زن و رطوبت زدا به صورت نسبت تغییر آنتالپی واقعی جریان به ماکزیمم تغییر آنتالپی در دو طرف آنها به صورت رابطه ۱۷ بیان می شود.

$$\varepsilon = \frac{\Delta \dot{H}}{\Delta \dot{H}_{max}} \quad (17)$$

۲- نسبت دبی جرمی جریان (m_r): نسبت دبی جرمی جریان آب در ورودی رطوبت زن به دبی جرمی جریان هوای مرطوب عبوری از رطوبت زن است که با رابطه ۱۸ ارایه می شود.

$$m_r = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{da}} \quad (18)$$

۳-۳- آنالیز انرژی

انرژی هر جریانی، ماکزیمم کاری تئوری قابل حصول از آن جریان است، در شرایطی که آن جریان فقط با محیط تبادل حرارت داشته باشد و به فشار و دمای محیط آورده شود. با صرف نظر کردن از انرژی های جنبشی و پتانسیل جریان، انرژی فیزیکی و شیمیایی جریانی به ترتیب از روابط ۱۹ و ۲۰ به دست آورده شده است [29].

$$\dot{E}^{ph} = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (19)$$

انرژی شیمیایی:

$$\dot{E}^{ch} = \dot{m} \left[\sum_i x_i (e_i^{ch} - RT_0 \ln x_i) \right] \quad (20)$$

که صفر مربوط به شرایط محیطی است. همچنین x_i کسر مولی ماده مورد نظر در ترکیب و e_i^{ch} انرژی شیمیایی استاندارد هر جزء است. مقادیر انرژی شیمیایی استاندارد مخصوص (e_i^{ch}) از منبع زارگوت و همکاران [32] تعیین می شود. نرخ انرژی کل به صورت رابطه ۲۱ خواهد بود.

$$\dot{E} = \dot{E}^{ph} + \dot{E}^{ch} \quad (21)$$

با اعمال موازنه انرژی برای هر جزء سیستم، نرخ تخریب انرژی آن جزء با رابطه ۲۲ به دست می آید.

$$\dot{E}_{D,k} = \dot{E}_{F,k} - \dot{E}_{P,k} \quad (22)$$

\dot{E}_D ، \dot{E}_P ، \dot{E}_F به ترتیب مربوط به نرخ انرژی سوخت، محصول و تخریب هر جزء از سیستم هستند. بازده انرژی تخریب انرژی برای هر جزء از سیستم توسط روابط ۲۳ و ۲۴ بیان

می شوند [29].

$$\eta_{ex,k} = \frac{\dot{E}_{P,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (23)$$

$$Y_{D,k}^* = \frac{\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{D,tot}} \quad (24)$$

همچنین انرژی ناشی از انتقال حرارت در راکتور به صورت رابطه ۲۵ است [7].

$$\dot{E}_{Q,RC} \approx \dot{Q}_{RC} \quad (25)$$

که در رابطه ۲۵، \dot{Q}_{RC} توان گرمایی راکتور است. معادلات بالانس انرژی و انرژی برای تک تک جزءهای سیستم اعمال شده است.

۳-۱-۳- سیستم کلی

توان خالص خروجی سیستم:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net,GT-MHR} - \dot{W}_{pump} \quad (26)$$

همچنین بازده انرژی و انرژی کلی به صورت روابط ۲۷ و ۲۸ تعریف شده است [32].

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{21} \cdot LHV_{H_2} + \dot{m}_{49} \cdot h_{fg} + \dot{Q}_{cooling} + \dot{Q}_{heating}}{\dot{m}_{Biogas} \cdot LHV_{Biogas} + \dot{Q}_{RC}} \quad (27)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{21} + (\dot{E}_{P,Dhu}) + (\dot{E}_C) + (\dot{E}_H)}{\dot{E}_{10} + \dot{E}_{Q,RC}} \quad (28)$$

که در رابطه ۲۸، پارامترهای \dot{E}_H ، \dot{E}_C ، $\dot{E}_{P,Dhu}$ به ترتیب انرژی محصول حجم کنترل رطوبت زدا، انرژی ناشی از تولید سرما و گرما هستند که توسط روابط ۲۹-۳۱ تعریف شده است:

$$\dot{E}_{P,Dhu} = \dot{E}_{44} - \dot{E}_{43} + \dot{E}_{49} \quad (29)$$

$$\dot{E}_C = \dot{E}_{40} - \dot{E}_{39} \quad (30)$$

$$\dot{E}_H = \dot{E}_{24} - \dot{E}_{23} \quad (31)$$

۳-۴- بهینه سازی تک و چندهدفه

در طراحی سیستم های حرارتی، بهینه سازی شرایط ترمودینامیک برای تعیین بیشترین بازده انرژی و انرژی به کار گرفته می شود. در این مقاله از روش الگوریتم ژنتیک در نرم افزار EES استفاده شده است. روش الگوریتم ژنتیک می تواند روش مناسبی در مقایسه با روش های دیگر موجود در نرم افزار باشد. در روش بهینه سازی تک هدفه، تابع هدف، تعیین بیشترین بازده انرژی یا انرژی سیستم بوده، اما در بهینه سازی چندهدفه، توابع هدف، تعیین همزمان بیشترین بازده انرژی و انرژی سیستم است [33]. [34] محدوده پارامترهای ترمودینامیک برای بهینه سازی در جدول ۱ ارایه شده است. برای سیستم ارایه شده در این تحقیق، از ماکزیمم تابع چندهدفه به صورت رابطه ۳۲ بیان می شود.

$$(MOF = w_1 \times \eta_{en} + w_2 \times \eta_{ex}), w_1 + w_2 = 1,$$

$$0 \leq w_1, w_2 \leq 1 \quad (32)$$

که w_1 و w_2 به ترتیب ضرایب وزنی توابع هدف بازده انرژی و انرژی سیستم هستند.

۴-۲- اعتبارسنجی نتایج

در این بخش، نتایج به دست آمده از مدل سازی برای هر زیرسیستم با چند منبع [41, 39, 4] در جدول ۳ مقایسه شده است. برای زیرسیستم تولید هیدروژن، درصد تبدیل متان و دی اکسید کربن و میزان تولید هیدروژن با پژوهش احمد و همکاران [39] در نسبت مولی بخار آب به کربن برابر با ۱/۳۲، نسبت مولی دی اکسید کربن به متان برابر با ۰/۹۸ اعتبارسنجی شده است. همچنین نتایج پارامترهای عملکردی سیستم توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار و چرخه تبرید جذبی به ترتیب با پژوهش // جنک و تورنیر [4] و هرولد و همکاران [41] اعتبارسنجی شده است. نتایج نشان دهنده انطباق خوبی بین پارامترهای محاسبه شده در کار حاضر و منابع معتبر دارد.

جدول ۳) اعتبارسنجی نتایج مدل سازی برای سیستم تولید هیدروژن، سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار و سیکل تبرید جذبی

سیستم/سیکل	پارامتر	مدل حاضر	مرجع
الف	درصد تبدیل متان (%)	۹۱/۸	[39] ۹۱/۲
	درصد تبدیل متان (%)	-۵/۴۷	-۵/۴۱
	کسر مولی هیدروژن تولیدی $(\frac{mol_{out-H_2}}{mol_{in-CH_4}})$	۲/۷۶	۲/۷۹
ب	سیال عامل	هلیوم	[4] هلیوم
	توان تولیدی توربین (MW)	۵۵۲/۸	۵۳۸/۲
	توان مصرفی کمپرسور (MW)	۲۴۸/۳	۲۴۳/۸
	توان خالص خروجی (MW)	۳۰۴/۵	۲۹۴/۴
	بار گرمایی پیش خنک کننده (MW)	۲۹۵/۶	۳۱۰/۲
	بار گرمایی رکتور (MW)	۹۷۰/۶	۹۶۶/۵
ج	دی جرمی (MW)	۴۰/۱	۴۰/۱۰
	بازده انرژی (%)	۵۰/۷۵	۴۹/۱۶
	سیال عامل	آب- آمونیاک	[41] آب- آمونیاک
	بار گرمایی مبدل حرارتی محلول (kW)	۲۵۸/۳	۲۵۷/۹
سیکل تبرید جذبی	بار گرمایی انزوربر (kW)	۲۹۲	۲۹۲
	بار گرمایی ژنراتور بخار (kW)	۲۵۸/۳	۲۵۷/۹
	بار گرمایی کندانسور (kW)	۲۹۲	۲۹۲
	بار گرمایی اوپراتور (kW)	۲۵۸/۳	۲۵۷/۹
	توان مصرفی پمپ (kW)	۱/۴۸۷	۱/۵
ضریب عملکرد سیکل	۰/۵۰۱۸	۰/۵۰۲	

۴-۳- مطالعه پارامتریک

در این بخش به صورت پارامتری، اثر متغیرهای مختلف سیستم بر میزان تولید هیدروژن، میزان تولید آب شیرین، نرخ تولید سرما و گرما، بازده انرژی و بازده اگزوزی سیستم بررسی می شود.

۴-۳-۱- تاثیر دمای ورودی توربین

تغییرات دمای ورودی توربین در نمودار ۱ ارایه شده است. با توجه به نمودار، با افزایش دمای ورودی به دلیل افزایش آنتالپی خروجی توربین و ثابت ماندن توان مصرفی کمپرسور، توان تولیدی توربین افزایش می یابد و در نتیجه توان خالص خروجی بیشتر می شود. به تبع افزایش توان خالص خروجی، بازده انرژی و اگزوزی نیز افزایش می یابد. از طرف دیگر، نرخ تولید هیدروژن افزایش می یابد و به ماکزیمم مقدار خود برابر با ۰/۲۳۵۷ کیلوگرم بر ثانیه در دمای حدوداً ۱۳۰۰-۱۲۹۵ درجه کلوین می رسد، سپس اندکی کاهش می یابد. دلیل این روند را می توان به این صورت توجیه کرد که با افزایش دمای ورودی توربین، دمای خروجی توربین و به تبع آن دمای واکنش تعادلی ریفرمینگ انجام شده در ریفرمر افزایش می یابد. ابتدا با افزایش دمای ریفرمر، درصد تبدیل متان طبق واکنش تعادلی در معادله ۱ بیشتر می شود.

جدول ۱) محدوده متغیرهای ترمودینامیک برای بهینه سازی

پارامتر/نام	محدوده
$T_1 (K)$	۱۱۵۳/۱۵-۱۲۷۳/۱۵
CPR	۱/۵-۴/۵
$\Delta T_{pp,Ref} (K)$	۲-۱۵
S_c	۱-۶
C_m	۰/۱-۱
$T_{vg} (K)$	۳۹۳/۱۵-۳۵۳/۱۵
$T_{Eva} (K)$	۲۶۵/۱۵-۲۸۵/۱۵
$T_{45} (K)$	۳۴۸/۱۵-۳۵۸/۱۵
m_r	۲-۸
$TTD_{Heater} (K)$	۳-۱۰

۴-۴- بحث و بررسی نتایج

۴-۴-۱- فرضیات و اطلاعات ورودی سیستم

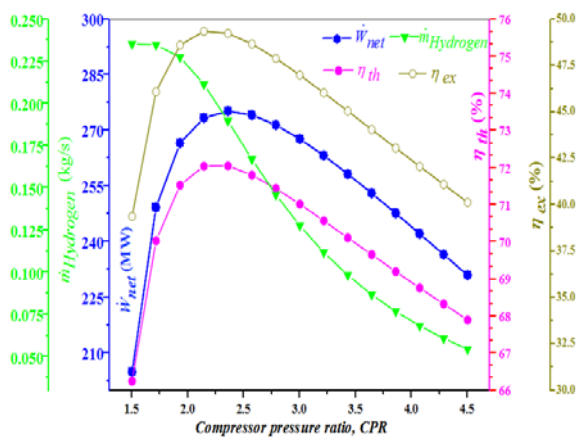
در مدل سازی انجام گرفته فرض های زیر مد نظر قرار گرفته است:
 ۱- کلیه مدل سازی ها در شرایط پایا انجام خواهند شد.
 ۲- گاز هلیوم و ترکیبات گازهای خروجی از فرآیند ریفرمینگ به عنوان گاز ایده آل فرض خواهند شد.
 ۳- ترکیبات گازهای خروجی از فرآیند ریفرمینگ به صورت تعادل شیمیایی فرض خواهند شد.
 ۴- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در همه اجزای سیستم چشم پوشی می شود.
 ۵- از تلفات حرارتی در اجزای سیکل ها صرف نظر خواهد شد.
 ۶- از افت فشار در هر بخش از زیرسیستم ها صرف نظر می شود.
 ۷- حالت جریان خروجی از اوپراتور، ژنراتور بخار و کندانسور و انزوربر اشباع است.
 ۸- دمای آب چگالیده شده در رطوبت زدا به صورت متوسط دمایی حاصل جریان های دمای نقطه شبنم هوای ورودی و دمای حباب تر هوای خروجی تعیین شده است [35, 36]. سایر اطلاعات ورودی سیستم در جدول ۲ خلاصه شده است [4, 7, 31, 37, 38].

جدول ۲) اطلاعات ورودی برای مدل سازی سیستم

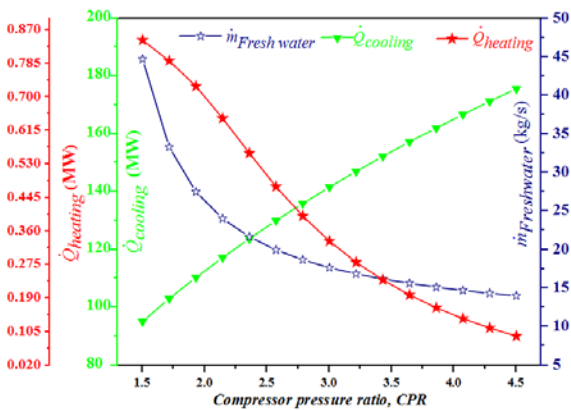
نماد	توضیح	مقدار
$T_0 (K)$	دمای مرجع [7]	۲۹۸/۱۵
$P_0 (bar)$	فشار مرجع [7]	۱/۰۱۳
$T_1 (K)$	دمای ورودی توربین [4]	۱۱۷۳/۱۵
$P_7 (bar)$	فشار ورودی کمپرسور [4]	۳۳/۳
CPR	نسبت فشار کمپرسور [4]	۲/۱
$\dot{Q}_{RC} (MW)$	توان گرمایی راکتور [4]	۶۰۰
$\Delta P_{RC} (bar)$	افت فشار راکتور [4]	۱/۴
$\Delta P_{Ref} (bar)$	افت فشار در ریفرمر	۰/۹
$\Delta P_{LP,Rec 1} (bar)$	افت فشار سمت فشار بالا رکتور ۱ [4]	۰/۷
$\Delta P_{HP,Rec 2} (bar)$	افت فشار سمت فشار بالا رکتور ۲ [4]	۱
$\Delta P_{vg} (bar)$	افت فشار در ژنراتور بخار	۰/۸
$\Delta P_{he} (bar)$	افت فشار در گرمکن	۰/۵
$\Delta P_{PC} (bar)$	افت فشار در پیش خنک کننده [4]	۰/۴
$T_{vg} (K)$	دمای ژنراتور بخار [4]	۳۷۳/۱۵
$T_{Abs} (K)$	دمای انزوربر [37]	۲۹۸/۱۵
$T_{Cond} (K)$	دمای کندانسور [37]	۳۰۳/۱۵
$T_{Eva} (K)$	دمای اوپراتور [37]	۲۶۸/۱۵
$T_{43} (K)$	دمای حد بالای سیستم تولید آب شیرین [31]	۲۹۸/۱۵
$T_{45} (K)$	دمای حد پایین سیستم تولید آب شیرین [31]	۳۴۸/۱۵
$P_{10} (bar)$	فشار ورودی بیوگاز [38]	۶/۸۹۵
$\epsilon_{Rec1,2}, \epsilon_{PC} (\%)$	کارایی رکتور ۱، ۲ و پیش خنک کننده [7]	۹۵
$\epsilon_{SHE} (\%)$	کارایی مبدل حرارتی محلول [31]	۸۰
S_c	نسبت بخار آب به کربن [39]	۲
C_m	نسبت کربن دی اکسید به متان [39]	۰/۵
$\Delta T_{pp,Ref} (K)$	اختلاف دمای پینچ در ریفرمر	۵
$\Delta T_{pp,vg} (K)$	اختلاف دمای پینچ در ژنراتور بخار [37]	۱۵
$\Delta T_{pp,abs} (K)$	اختلاف دمای پینچ در انزوربر [37]	۱۰
$TTD_{Heater} (K)$	اختلاف دمای انتهایی در گرمکن [40]	۵

۴-۳-۲- تاثیر نسبت فشار کمپرسور

نمودار ۲- الف و ب به ترتیب اثر نسبت فشار کمپرسور روی توان خالص خروجی، نرخ تولید هیدروژن، بازده انرژی و اگرژی سیستم، نرخ تولید آب شیرین و نرخ تولید گرما و سرما را نشان می‌دهد. در نمودار ۲- الف، با تغییر نسبت فشار کمپرسور، ابتدا توان خالص خروجی افزایش می‌یابد و به مقدار ماکزیمم خود حدوداً برابر با ۲۷۵ مگاوات در محدوده نسبت فشار ۲/۳ تا ۲/۴۵ می‌رسد و سپس کاهش پیدا می‌کند. همچنین بازده انرژی و اگرژی سیستم روند مشابهی را مطابق با تغییرات توان خروجی از خود نشان داده است که مقدار ماکزیمم هر کدام به ترتیب برابر با ۷۲/۰۵ و ۴۹/۳۵٪ هستند. نرخ تولید هیدروژن به دلیل کاهش دمای خروجی توربین و دمای واکنش ریفرمینگ روند نزولی را طی می‌کند. از سوی دیگر، مطابق با نمودار ۲- ب، نرخ تولید گرما و نرخ تولید آب شیرین به ترتیب به دلیل کاهش دمای خروجی توربین، دمای واکنش ریفرمینگ و کاهش دبی جرمی کلی سیستم تولید آب شیرین، روند نزولی را طی می‌کنند. نرخ تولید سرما به علت افزایش دبی جرمی سیکل تبرید جذبی افزایش می‌یابد.



الف

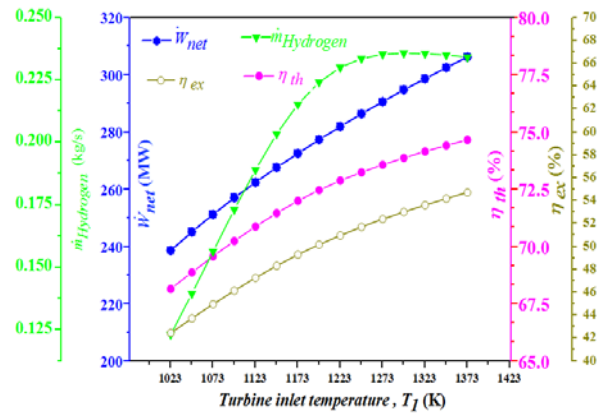


ب

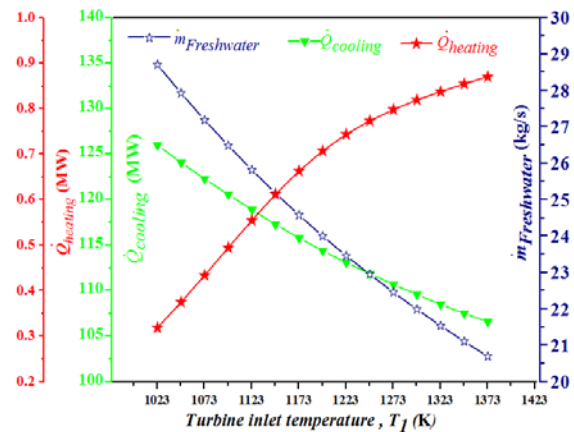
نمودار ۲) اثر نسبت فشار کمپرسور بر میزان تولید هیدروژن، توان خالص خروجی و بازده انرژی و اگرژی سیستم کلی و همچنین تولید آب شیرین، نرخ تولید گرما و سرما؛ الف) اثر نسبت فشار کمپرسور بر میزان تولید هیدروژن، توان خالص خروجی و بازده انرژی و اگرژی سیستم کلی، ب) اثر نسبت فشار کمپرسور بر نرخ تولید آب شیرین، نرخ تولید گرما و سرما

۴-۳-۳- تاثیر نسبت مولی کربن دی اکسید به متان

یکی دیگر از عوامل موثر بر عملکرد سیستم تولید هیدروژن و سیستم کلی، نسبت مولی کربن دی اکسید به متان در مخلوط بیوگاز سیستم تولید هیدروژن است. در نمودار ۳، اثر تغییر این نسبت از



الف



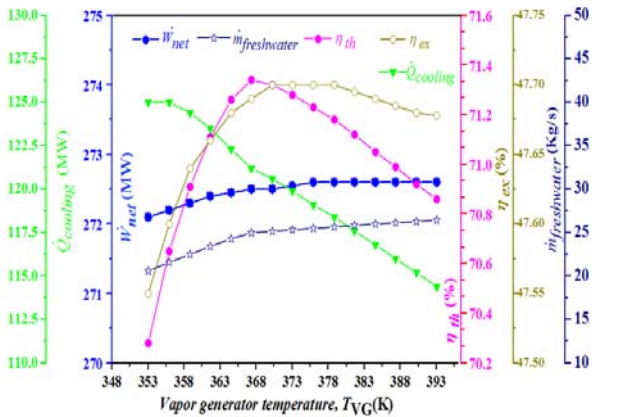
ب

نمودار ۱) اثر دمای ورودی توربین بر میزان تولید هیدروژن، توان خالص خروجی و بازده انرژی و اگرژی سیستم کلی و همچنین تولید آب شیرین و نرخ تولید گرما و سرما؛ الف) اثر دمای ورودی توربین بر میزان تولید هیدروژن، توان خالص خروجی و بازده انرژی و اگرژی سیستم کلی، ب) اثر دمای ورودی توربین بر نرخ تولید آب شیرین و نرخ تولید گرما و سرما

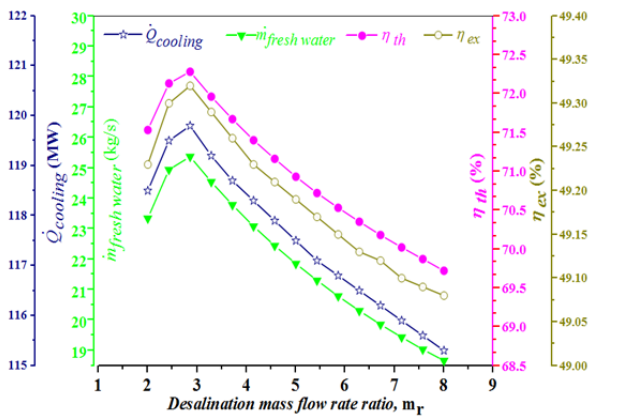
طبق اصل لوشاتلیه [42] اگر در سیستم، در حال تعادل، تغییری اعمال شود، تعادل در جهتی پیش می‌رود که تغییر ایجاد شده را تا جایی که امکان دارد، جبران کند. بنابراین با افزایش دما به دلیل این که واکنش‌های تعادلی زیادی انجام می‌شود و با توجه به طرف دوم معادلات ۱-۴، مول هیدروژن بیشتری تولید می‌شود و با توجه به نمودار، ابتدا روند صعودی دارد و سپس به مقدار ماکزیمم خود می‌رسد و از دمای بیش از ۱۳۲۳ درجه می‌رسد، به دلیل این که با توجه به گرماده بودن معادله ۳ با افزایش دما، تعادل به سمت واکنش دهنده‌ها پیش می‌رود تا مقدار زیادی گرما جذب کند که در این صورت مقدار مول هیدروژن کمتر می‌شود که این رفتار هم با اصل لوشاتلیه مطابقت دارد.

تغییرات نرخ تولید آب شیرین، نرخ تولید گرما و سرما با دما در نمودار ۱- ب نشان داده شده است. مطابق با نمودار، نرخ تولید گرما با افزایش دمای ورودی توربین به دلیل افزایش دمای واکنش ریفرمینگ همان طور که گفته شد، افزایش می‌یابد. نرخ تولید سرما به دلیل کاهش دبی جرمی سیکل تبرید جذبی، روند کاهشی دارد و تا حدود ۱۰۶ مگاوات کمتر می‌شود. همچنین نرخ تولید آب شیرین به دلیل کمتر شدن دبی جرمی کلی سیستم آب شیرین‌کن کاهش می‌یابد.

مشاهده می شود که روند تغییرات کلیه منحنی ها مشابه هم است و دارای نقطه بهینه در نسبت دبی جرمی برابر با ۲/۸۵۷ هستند و از این نقطه به بعد، روند کاهش را طی می کنند. دلیل این روند را می توان بدین صورت توجیه کرد که ابتدا با افزایش نسبت دبی جرمی سیستم تولید آب شیرین، نسبت رطوبت هوای مرطوب جریان ۴۷ در شکل ۱، افزایش و سپس کاهش می یابد. مطابق با نمودار ۵ بیشترین نرخ تولید سرما، نرخ تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی سیستم به ترتیب برابر با ۱۹۹/۳ مگاوات، ۲۵/۳۷ کیلوگرم بر ثانیه، ۷۲/۲۸ و ۴۹/۳۲ % هستند.



نمودار ۴) اثر دمای ژنراتور بخار بر توان خالص خروجی، نرخ تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی

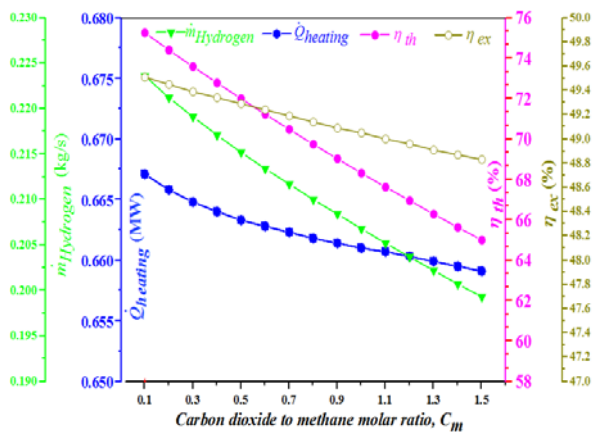


نمودار ۵) اثر نسبت دبی جرمی سیستم تولید آب شیرین بر نرخ تولید سرما، نرخ تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی

۴-۴ نتایج تحلیل بهینه سازی

با توجه به روش های بهینه سازی گفته شده در بخش قبلی و در نظر گرفتن محدوده متغیرهای ترمودینامیک در جدول ۱، نتایج پارامترهای عملکردی بهینه از تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم، در جدول ۴ ارائه شده است. متغیرهای تصمیم و توابع هدف با حالت مبنا مقایسه شده است. مطابق با نتایج به دست آمده در روش بهینه سازی چندهدفه، بازده انرژی و اگزرژی سیستم تولید چندانگانه در مقایسه با حالت مبنا به ترتیب به میزان ۱/۵۷ و ۷/۰% بهبود یافته و به ۷۴/۴۱ و ۵۰/۲۱% رسیده است. سایر نتایج حاصل از روش های بهینه سازی دیگر نیز در جدول ۴ نشان داده شده است. در جدول ۵، مقادیر تخریب اگزرژی، نسبت تخریب اگزرژی و بازده

۰/۱ تا ۱/۵ در نسبت مولی بخار آب به متان برابر با $S_c=2$ در فشار واکنش ۱ bar را نشان می دهد. با افزایش این نسبت، میزان تولید هیدروژن بیشتر می شود و این تغییر را می توان به این صورت توجیه کرد که با توجه به گرماگیر بودن واکنش ۱ و ۲ و در نتیجه افزایش دمای واکنش، میزان تولید هیدروژن تغییر می کند. در نسبت های مولی کمتر، مول متان بیشتری با توجه به واکنش ۲ در واکنش با دی اکسید کربن شرکت می کند و در نتیجه با افزایش نسبت دی اکسید کربن به متان به دلیل کمتر بودن مول متان در مخلوط بیوگاز، میزان تولید هیدروژن کمتر می شود. همچنین با توجه به نمودار ۳، با افزایش نسبت مولی دی اکسید کربن به متان، همان طور که قبلاً نیز گفته شده است، میزان تولید هیدروژن کمتر می شود و در نتیجه بازده انرژی و اگزرژی و نرخ تولید گرما کاهش می یابد.



نمودار ۳) اثر نسبت مولی کربن دی اکسید به متان بر میزان تولید هیدروژن، نرخ تولید گرما و بازده انرژی و اگزرژی سیستم کلی

۴-۳-۴ تاثیر دمای ژنراتور بخار

در نمودار ۴، اثر دمای ژنراتور بخار روی توان خالص خروجی، نرخ تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی سیستم نشان داده شده است. با توجه به نمودار ۴، در اثر افزایش دمای ژنراتور بخار به دلیل کاهش توان مصرفی پمپ سیکل تبرید جذبی، توان خالص خروجی اندکی افزایش می یابد. همچنین نرخ تولید آب شیرین به دلیل افزایش دبی جرمی کلی سیستم تولید آب شیرین، بیشتر می شود و به مقدار حدوداً برابر با ۲۶/۴ کیلوگرم بر ثانیه می رسد. نرخ تولید سرما در سیکل تبرید جذبی نیز به علت کاهش دبی جرمی سیکل، روند کاهش را طی می کند. از طرف دیگر مطابق با نمودار ۴، بازده انرژی و اگزرژی سیستم ابتدا افزایش می یابد و به مقدار ماکزیمم خود به ترتیب برابر با ۷۱/۳۴ و ۴۷/۷% در دماهای ۳۶۷/۴ و ۳۷۳/۱ درجه کلون می رسد و سپس با افزایش دمای ژنراتور، بازده انرژی و اگزرژی سیستم کاهش می یابد.

دلیل این تغییرات را می توان بدین صورت توضیح داد که با توجه به رابطه ۲۷ و توضیحات قبلی گفته شده، از یک طرف توان خالص خروجی و نرخ تولید آب شیرین افزایش می یابد و از طرف دیگر، نرخ تولید سرما کمتر می شود که در نتیجه در اثر این تغییرات همزمان، بازده انرژی و اگزرژی به صورت نمودار ۴ تغییر می کند.

۴-۳-۵ تاثیر نسبت دبی جرمی سیستم تولید آب شیرین

اثر تغییر نسبت دبی جرمی سیستم تولید آب شیرین بین ۲ تا ۸ روی نرخ تولید سرما، نرخ تولید آب شیرین، بازده انرژی و اگزرژی سیستم در نمودار ۵ نشان داده شده است. با توجه به نمودار

حالت بهینه‌سازی چندهدفه در مقایسه با حالت مبنا، مقدار آن به ۱/۳۸٪ کاهش یافته است. همچنین تخریب آگرژی سیستم کلی در حالت بهینه‌سازی چندهدفه در مقایسه با حالت مبنا به میزان ۰/۷۴٪ کاهش یافته است.

آگرژی‌تیک در انواع حالت‌های بهینه برای هر جزء سیستم کلی در مقایسه با حالت مبنا نشان داده شده است. با توجه به نتایج در انواع حالت بهینه برای هر جزء، سهم تخریب آگرژی راکتور به دلیل انتقال حرارت و واکنش‌های هسته‌ای داخل، بیشترین بوده و در

جدول ۴) نتایج پارامترهای عملکردی بهینه از تحلیل انرژی و آگرژی سیستم

پارامترها/نماد	حالت مبنا	بهینه‌سازی تک‌هدفه بازده انرژی	بهینه‌سازی تک‌هدفه بازده آگرژی	بهینه‌سازی چندهدفه
w_1	۰	۱	۰	۰/۵
w_2	۰	۰	۱	۰/۵
$T_1 (K)$	۱۱۸۶/۹۵	۱۱۷۳/۱۵	۱۲۱۷/۷۵	۱۲۰۲/۳۵
CPR	۲/۰۶۴	۲/۱	۲/۵۷۷	۲/۳۳۱
$\Delta T_{pp,Ref} (K)$	۵/۶۶۷	۵	۹	۷/۳۴
S_c	۲/۴۱	۲	۳/۶۹۲	۳/۰۵۱
C_m	-۰/۳۵۳۸	-۰/۵	-۰/۵۸۴۶	-۰/۴۶۹۲
$T_{vg} (K)$	۳۶۴/۴۳	۳۷۳/۱۵	۳۷۴/۶۵	۳۶۹/۵۶
$T_{Eva} (K)$	۲۷۰/۶	۲۶۸/۱۵	۲۷۵/۱۸	۲۷۳/۲
$T_{45} (K)$	۳۵۱	۳۴۸/۱۵	۳۵۳/۶	۳۵۲/۶
m_r	۲/۸۴۶	۲/۳۳۳	۳/۶۱۵	۳/۲۳۱
TTD Heater (K)	۴/۹۷۴	۵	۶/۷۶۹	۵/۸۷۲
$\eta_{th,GT-MHR} (\%)$	۴۵/۴۲	۴۵/۶۸	۴۷/۰۶	۴۶/۷۳
$\eta_{th} (\%)$	۷۳/۲۶	۷۱/۹۹	۷۱/۹	۷۴/۴۱
$\eta_{ex} (\%)$	۴۹/۸۶	۴۹/۲۹	۵۰/۴۳	۵۰/۲۱
$W_{net} (MW)$	۲۷۴/۰۸۴	۲۷۲/۵۳۱	۲۸۲/۳۶۰	۲۸۰/۳۵۸
$\dot{Q}_{cooling} (MW)$	۱۱۹/۸۴۶	۱۱۵/۸۴۵	۱۲۷/۳۰۲	۱۲۳/۵۹۸
$\dot{Q}_{heating} (MW)$	۰/۷۴۴	۰/۶۶۳	۰/۷۱۲	۰/۷۳
$m_{Hydrogen} (kg/s)$	۰/۲۳۹۶	۰/۲۱۵۲	۰/۲۴۴۹	۰/۲۴۳۲
$m_{Freshwater} (kg/s)$	۲۱/۵۲	۲۴/۵۸	۱۵/۶۷	۱۸/۱۴

جدول ۵) نتایج تحلیل آگرژی در انواع حالت‌های بهینه برای هر جزء سیستم

جزء	حالت مبنا			بهینه‌سازی تک‌هدفه (تابع بازده انرژی)			بهینه‌سازی تک‌هدفه (تابع بازده آگرژی)			بهینه‌سازی چندهدفه		
	η_{ex}^i (%)	γ_b^i (%)	\dot{E}_D^i (MW)	η_{ex}^i (%)	γ_b^i (%)	\dot{E}_D^i (MW)	η_{ex}^i (%)	γ_b^i (%)	\dot{E}_D^i (MW)	η_{ex}^i (%)	γ_b^i (%)	\dot{E}_D^i (MW)
راکتور	۷۰/۲۶	۵۵/۹۵	۱۷۸/۴۲۴	۷۰/۶۵	۵۶/۸۸	۱۷۶/۹۷۴	۷۰/۶۸	۵۶/۷۲	۱۷۵/۹۷۴	۷۰/۶۷	۵۶/۱۱۴	۱۷۵/۹۴۲
توربین	۹۷/۴۶	۴/۴	۱۴/۰۳۲	۹۷/۵۱	۴/۲۵	۱۴/۷۷۸	۹۷/۲۶	۵/۰۷	۱۴/۷۴۴	۹۷/۳۷	۴/۷	۱۵/۷۴۴
رکپراتور ۱	۹۴/۸۸	۹/۸۸	۳۱/۵۰۶	۹۴/۸۷	۱۰/۳۷	۳۳/۲۸۷	۹۴/۱۴۷	۶/۰۴	۳۴/۳۶۸	۹۵/۲	۷/۱۷۸	۱۸/۷۲۵
پیش‌خنک‌کننده	۱۶/۳	۱/۹۹	۶/۳۶۲	۱۶/۱۴	۲/۱۸	۷/۰۱۲	۱۵/۷۴	۲/۰۱	۶/۴۹۸	۱۵/۹۶	۲/۰۷	۶/۲۴۶
کمپرسور	۹۳/۰۷	۵/۷۴	۱۸/۳۱۳	۹۳/۰۵	۵/۶۲	۱۸/۰۷۱	۹۳/۴۱	۵/۸۵	۱۸/۱۲۶	۹۳/۲۴	۵/۷۶	۱۸/۱۲۶
پیش‌گرمکن بیوگاز	۶۶/۹۱	۰/۳۸	۰/۱۲۴۱	۶۶/۳	۰/۳۸	۰/۱۲۴۳	۶۶/۲۸	۰/۴	۰/۱۲۴۸	۶۵/۱۸	۰/۴	۰/۱۲۵
پیش‌گرمکن آب	۶۲/۴۸	۰/۲۳	۰/۰۷۶۲	۶۲/۳۸	۰/۳۲	۰/۱۱۷۷	۶۵/۹۹	۰/۴۱	۰/۱۱۷۲	۶۵/۲۷	۰/۳۷	۰/۱۲۸
مخلوط‌کننده	۹۹/۹۸	۰/۰۲۳	۰/۰۷۴۲	۹۹/۹۸	۰/۰۱۸	۰/۰۵۵۸	۹۹/۹۹	۰/۰۱۵	۰/۰۵۲۸	۹۹/۹۹	۰/۰۱۶	۰/۰۴۹
رکپراتور ۲	۹۴/۶۴	۰/۲۲	۶/۵۲۸	۹۴/۷۹	۰/۲۳	۰/۰۷۷	۹۴/۴۶	۰/۳۱	۰/۰۸۷۷	۹۴/۶	۰/۲۸	۰/۰۹۷۸
ریفرمر	۴۵/۹۵	۲/۰۵	۶/۵۴۷	۴۶/۹۲	۲/۰۶۹	۵/۶۳۷	۵۲/۴۹	۱/۶	۵/۶۳۷	۵/۱۳	۱/۸	۴/۵۲۹۳
واحد گرمایش	۳۸/۹۸	۰/۲۸	۰/۰۳۳	۴۱/۰۳	۰/۳۱	۰/۱۰۲	۲۸/۰۸	۰/۰۳۴	۰/۱۰۵۴	۳۴/۴۲	۰/۰۳۴	۰/۰۵۴
ژنراتور بخار	۵۸/۶۲	۷/۰۹	۲۲/۶۱۶	۵۵/۲۱	۷/۵۷	۲۴/۳۰۵	۵۵/۶۹	۹/۰۶	۲۶/۱۶۸	۵۵/۴۸	۸/۳۵	۲۸/۱۰۵
کنداآب‌سور	۲۴/۰۶	۱/۱۶	۳/۷۲	۲۳/۷۵	۱/۱۹۳	۳/۸۲۸	۱۶/۸۵	۲/۰۴	۵/۰۶۹	۱۹/۶۳	۱/۶۱	۶/۳۳۹
مبدل حرارتی محلول	۵۰/۶۴	۱/۴۸	۴/۷۴۷	۵۳/۳۵	۱/۳۶۳	۴/۳۷۳	۵۷/۱	۱/۴۵	۴/۴۳۵	۵۵/۴۲	۱/۴۱	۴/۵۱۲
شیر انبساط ۱	۹۹/۹۹	۰/۰۷۸	۰/۲۵	۹۹/۹۹	۰/۰۹۷	۰/۳۱۳	۹۹/۹۹	۰/۰۹۴	۰/۳۰۱	۹۹/۹۹	۰/۰۹۶	۰/۲۹۰۵
پمپ	۸۹/۹۹	۰/۰۱۳	۰/۰۴۳	۹۰/۰۲	۰/۰۱۵	۰/۰۵۱	۹۰/۱۹	۰/۰۱۶	۰/۰۵۰۳۵	۹۰/۱۱	۰/۰۱۶	۰/۰۵۰۱۵
اوپراتور	۷۵/۰۱	۰/۹۸	۳/۱۴۱	۴۴/۳۲	۲/۰۴۸	۶/۵۷	۴۳/۶۱	۱/۸	۶/۰۹۲	۴۴/۰۲	۱/۹۴	۵/۵۸۷
ابزوربر	۱۴/۲	۲/۷	۸/۶۳۲	۱۵/۳	۲/۳۵۷	۷/۵۶۲	۱۸/۸۳	۳/۲	۸/۷۴۱	۱۲/۱	۲/۷۸	۹/۹۴۸
شیر انبساط ۳	۹۹/۴۱	۳/۹۴	۱۲/۵۷	۹۹/۴۷	۳/۶۷	۱۱/۸	۹۹/۵۸	۳/۱۹	۱۰/۸۸۱	۹۹/۵۲	۳/۴۷	۹/۹۰۸
گرمکن	۴/۱۴۸	۴/۱۴۸	۴/۱۴۸	۵۲/۲۳	۱/۳۷۳	۴/۴۰۵	۵۲/۱۶	۱/۱۳	۳/۸۷۲	۵۲/۳۵	۱/۲۳	۳/۵۰۶
رطوبت‌زن	۶۶/۶	۰/۷۹	۲/۵۴۷	۶۸/۶۶	۰/۶۸	۲/۱۷۲	۷۰/۲۱	۰/۵۲	۱/۸۵۱	۶۹/۶۶	۰/۶	۱/۶۳۵
رطوبت‌زدا	۹۲/۶۲	۰/۱۱	۰/۳۷	۹۲/۳۶	۰/۱۱	۰/۳۶۴	۹۷/۲۱	۰/۰۳۵	۰/۲۳۴۸	۹۴/۴۷	۰/۰۷۴	۰/۱۱۱
سیستم کلی	۴۹/۸۶	-	۳۱۲/۴۴۷	۴۹/۲۹	-	۳۲۰/۸۶۵	۵۰/۴۳	-	۳۱۳/۴۶۱	۵۰/۲۱	-	۳۱۰/۱۸۹

زیرسیستم‌های در نظر گرفته شده شامل سیستم تولید هیدروژن، سیکل تبرید جذبی، واحد گرمایش و سیستم تولید آب شیرین‌کن از نظر انرژی و آگرژی مورد بررسی قرار گرفت. همچنین اثر

۵- نتیجه‌گیری
در این مقاله، سیستم تولید چندگانه با استفاده از حرارت اتلافی از سیکل توربین گاز- راکتور هلیوم مدولار به‌عنوان محرک برای

تعداد مول برای جزء i (kmol)	n_i
فشار بر حسب (bar)	P
نرخ انتقال حرارت (kW)	\dot{Q}
آنتروپی مولی جزء i در حالت استاندارد (kJkmol ⁻¹ K ⁻¹)	\bar{s}_i^0
دما بر حسب (K)	T
توان مصرفی پمپ (kW)	\dot{W}_{pump}
کسر مولی جزء i	y_i
پتانسیل شیمیایی جزء i (kJkmol ⁻¹)	μ_i
ضریب فوگاسیته جزء i	ϕ_i
علامه یونانی	
بازده	η
ضریب لاگرانژ عنصر k ام	λ_k
بالانویس ها	
فیزیکی	ph
شیمیایی	ch
زیرنویس ها	
کربن	c
سوخت	F
محصولات	P
تلف شده	D

منابع

- 1- Dincer I, Zamfirescu C. Advanced power generation systems. 1st Edition. Cambridge: Academic Press; 2014.
- 2- Wang J, Dai Y, Gao L. Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plants in cement industry. Applied Energy. 2009;86(6):941-948.
- 3- El-Genk MS, Tournier JM. On the use of noble gases and binary mixtures as reactor coolants and CBC working fluids. Energy Conversion and Management. 2008;49(7):1882-1891.
- 4- El-Genk MS, Tournier JM. Noble gas binary mixtures for gas-cooled reactor power plants. Nuclear Engineering and Design. 2008;238(6):1353-1372.
- 5- Nisan S, Benzarti N. A comprehensive economic evaluation of integrated desalination systems using fossil fuelled and nuclear energies and including their environmental costs. Desalination. 2008;229(1-3):125-146.
- 6- Yari M. Waste heat recovery from closed Brayton cycle using organic Rankine cycle: Thermodynamic analysis. ASME Turbomachinery Technical Conference & Exposition, Power for Land, Sea and Air, June 8-12, 2009, Orlando, Florida, USA; 2009. p. 413-424.
- 7- Yari M, Mahmoudi SMS. Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles. Applied Thermal Engineering. 2010;30(4):366-375.
- 8- Zare V, Yari M, Mahmoudi SMS. Proposal and analysis of a new combined cogeneration system based on the GT-MHR cycle. Desalination. 2012;286:417-428.
- 9- Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M. Ammonia-water cogeneration cycle for utilizing waste heat from the GT-MHR plant. Applied Thermal Engineering. 2012;48:176-185.
- 10- Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M. An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the gas turbine-modular helium reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle. Energy. 2013;61:397-409.
- 11- Soroureddin A, Mehr AS, Mahmoudi SMS, Yari M. Thermodynamic analysis of employing ejector and organic Rankine cycles for GT-MHR waste heat utilization: A comparative study. Energy Conversion and Management. 2013;67:125-137.
- 12- Zare V, Mahmoudi SMS. A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles

پارامترهای مختلف سیستم از قبیل دمای ورودی توربین، نسبت فشار کمپرسور، نسبت مولی کربن دی اکسید به متان، دمای ژنراتور بخار و نسبت دبی جرمی سیستم تولید آب شیرین کن روی عملکرد سیستم مورد ارزیابی قرار گرفت. در انتها نیز شرایط ترمودینامیک بهینه با استفاده از روش بهینه سازی تک و چندهدفه در مقایسه با حالت مبنا ارایه شد. نتایج مهم به دست آمده به صورت زیر خلاصه شده است:

- 1- بیشترین میزان تولید هیدروژن در این سیستم مورد بررسی، در شرایط ورودی $S_c=2$ و نسبت مولی دی اکسید کربن به متان برابر با ۰/۵، دمای ورودی توربین ۱۳۰۰-۱۲۹۵ درجه کلوین و ۰/۲۳۵۷ کیلوگرم بر ثانیه به دست آمد.
- 2- با افزایش دمای ورودی توربین، نرخ تولید گرما، بازده انرژی و انرژی سیستم کلی افزایش یافت و نرخ تولید آب شیرین و تولید سرما کاهش پیدا کرد.
- 3- ماکزیمم مقدار توان خالص خروجی، بازده انرژی و انرژی سیستم کلی در نسبت فشار کمپرسور بین ۲/۴۵-۲/۳ به ترتیب برابر با ۲۷۵ مگاوات و ۷۲/۰۵ و ۴۹/۳۵٪ به دست آمدند.
- 4- نرخ تولید هیدروژن، آب شیرین و نرخ تولید گرما با تغییر نسبت فشار کمپرسور کمتر شده و نرخ تولید سرما افزایش یافته است.
- 5- در اثر افزایش نسبت مولی کربن دی اکسید به متان در مخلوط بیوگاز، میزان تولید هیدروژن، گرما، بازده انرژی و انرژی سیستم کلی کاهش یافت.
- 6- بیشترین بازده انرژی و انرژی سیستم کلی در شرایطی که دمای ژنراتور بخار برابر با ۳۶۷/۴ و ۳۷۳/۱ درجه کلوین بود، به ترتیب برابر با ۷۱/۳۴ و ۴۷/۷٪ حاصل شد.
- 7- نقطه بهینه نسبت دبی جریان سیستم تولید آب شیرین کن برای بازده انرژی و انرژی سیستم کلی برابر با ۲/۸۵۷ به دست آمد.
- 8- طبق نتایج به دست آمده در روش بهینه سازی چندهدفه، بازده انرژی و انرژی سیستم تولید چندانگانه در مقایسه با حالت مبنا به ترتیب به میزان ۱/۵۷ و ۰/۷٪ بهبود یافت و به مقدار برابر با ۷۴/۴۱ و ۵۰/۲۱٪ رسید. همچنین میزان تخریب انرژی سیستم کلی در حالت بهینه سازی چندهدفه در مقایسه با حالت مبنا به میزان ۰/۷۴٪ کاهش یافته است.

تشکر و قدردانی: موردی بیان نشده است.

تأییدیه اخلاقی: موردی بیان نشده است.

تعارض منافع: موردی بیان نشده است.

سهم نویسندگان: سعید قوامی گرگری (نویسنده اول)، پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۴۰٪)؛ هادی غائبی (نویسنده دوم)، روش شناس پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۳۰٪)؛ مصطفی رحیمی (نویسنده سوم)، پژوهشگر کمکی/نگارنده بحث (۳۰٪)

منابع مالی: موردی بیان نشده است.

۶- پی نوشت

تعداد اتم های عنصر k ام در هر مولکول از جزء i	a_{ik}
جرم کل عنصر k ام	A_k
نرخ انرژی (kW)	\dot{E}
فوگاسیته جزء i (Pa)	f_i
انرژی آزاد گیبس مولی جزء i در حالت استاندارد (kJkmol ⁻¹)	\bar{g}_i^0
انرژی آزاد گیبس (kJ)	G
آنتالپی مولی جزء i در حالت استاندارد (kJkmol ⁻¹)	\bar{h}_i^0
دبی جرمی (kgs ⁻¹)	\dot{m}

- 27- Klein S, Nellis G. Thermodynamics. 1st Edition. New York: Cambridge University press; 2011.
- 28- Wang W, Cao Y. Hydrogen production via sorption enhanced steam reforming of butanol: Thermodynamic analysis. International Journal of Hydrogen Energy. 2011;36(4):2887-2895.
- 29- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. Thermal design and optimization. Hoboken: John Wiley & Sons; 1996.
- 30- Rabbani M, Dincer I. Energetic and exergetic assessments of glycerol steam reforming in a combined power plant for hydrogen production. International Journal of Hydrogen Energy. 2015;40(34):11125-11132.
- 31- Ghaebi H, Shekari Namin A, Rostamzadeh H. Performance assessment and optimization of a novel multi-generation system from thermodynamic and thermoeconomic viewpoints. Energy Conversion and Management. 2018;165:419-439.
- 32- Szargut J, Morris DR, Steward FR. Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. New York: Hemisphere; 1988.
- 33- Ghaebi H, Parikhani T, Rostamzadeh H, Farhang B. Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. Energy. 2017;139:262-276.
- 34- Zare V, Mahmoudi SMS, Yari M, Amidpour M. Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle. Energy. 2012;47(1):271-283.
- 35- Sharqawy MH, Antar MA, Zubair SM, Elbasher AM. Optimum thermal design of humidification dehumidification desalination systems. Desalination. 2014;349:10-21.
- 36- Prakash Narayan G, John MGS, Zubair SM, Lienhard V JH. Thermal design of the humidification dehumidification desalination system: An experimental investigation. International Journal of Heat and Mass Transfer. 2013;58(1-2):740-748.
- 37- Sun DW. Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Conversion and Management. 1998;39(5-6):357-368.
- 38- Wegeng R, Diver R, Humble P. Second law analysis of a solar methane reforming system. Energy Procedia. 2014;49:1248-1258.
- 39- Ahmed Sh, Lee SHD, Ferrandon MS. Catalytic steam reforming of biogas-effects of feed composition and operating conditions. International Journal of Hydrogen Energy. 2015;40(2):1005-1015.
- 40- Mohammadkhani F, Shokati N, Mahmoudi SMS, Yari M, Rosen MA. Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. Energy. 2014;65:533-543.
- 41- Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption chillers and heat pumps. 2nd Edition. Boca Raton: CRC press; 2016.
- 42- Simpson AP, Lutz AE. Exergy analysis of hydrogen production via steam methane reforming. International Journal of Hydrogen Energy. 2007;32(18):4811-4820.
- for waste heat recovery from the gas turbine-modular helium reactor. Energy. 2015;79:398-406.
- 13- Rabiei R, Hanifi Miangafsheh K, Zoghi M, Yari M. Energy and exergoeconomic analysis of combined cogeneration gas turbine-modular helium reactor, Kalina cycle and absorption refrigeration cycle. Modares Mechanical Engineering. 2018;18(6):113-121. [Persian]
- 14- Mosaffa AH, Hasani Mokarram N, Garousi Farshi L. Thermoeconomic analysis of a new combination of ammonia/water power generation cycle with GT-MHR cycle and LNG cryogenic exergy. Applied Thermal Engineering. 2017;124:1343-1353.
- 15- Jaszczur M, Rosen MA, Śliwa T, Dudek M, Pieńkowski L. Hydrogen production using high temperature nuclear reactors: Efficiency analysis of a combined cycle. International Journal of Hydrogen Energy. 2016;41(19):7861-7871.
- 16- Elder R, Allen R. Nuclear heat for hydrogen production: Coupling a very high/high temperature reactor to a hydrogen production plant. Progress in Nuclear Energy. 2009;51(3):500-525.
- 17- Nami H, Mohammadkhani F, Ranjbar F. Utilization of waste heat from GTMHR for hydrogen generation via combination of organic Rankine cycles and PEM electrolysis. Energy Conversion and Management. 2016;127:589-598.
- 18- Dardour S, Nisan S, Charbit F. Utilisation of waste heat from GT-MHR and PBMR reactors for nuclear desalination. Desalination. 2007;205(1-3):254-268.
- 19- Khalid F, Dincer I, Rosen MA. Analysis and assessment of a gas turbine-modular helium reactor for nuclear desalination. Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science. 2016;2(3):031014.
- 20- Galvagno A, Chiodo V, Urbani F, Freni F. Biogas as hydrogen source for fuel cell applications. International Journal of Hydrogen Energy. 2013;38(10):3913-3920.
- 21- Jakobsen JG, Jørgensen TL, Chorkendorff I, Sehested J. Steam and CO₂ reforming of methane over a Ru/ZrO₂ catalyst. Applied Catalysis A General. 2010;377(1-2):158-166.
- 22- Gucci L, Erdöhelyi A, editors. Catalysis for alternative energy generation. 2nd Edition. New York: Springer Science & Business Media; 2012.
- 23- Rahimpour MR, Dehnavi MR, Allahgholipour F, Iranshahi D, Jokar SM. Assessment and comparison of different catalytic coupling exothermic and endothermic reactions: A review. Applied Energy. 2012;99:496-512.
- 24- Izquierdo U, Barrio VL, Lago N, Requies J, Cambra JF, Güemez MB, et al. Biogas steam and oxidative reforming processes for synthesis gas and hydrogen production in conventional and microreactor reaction systems. International Journal of Hydrogen Energy. 2012;37(18):13829-13842.
- 25- Kolbitsch P, Pfeifer Ch, Hofbauer H. Catalytic steam reforming of model biogas. Fuel. 2008;87(6):701-706.
- 26- Gangadharan P, Kanchi KC, Lou HH. Evaluation of the economic and environmental impact of combining dry reforming with steam reforming of methane. Chemical Engineering Research and Design. 2012;90(11):1956-1968.