



Semnan University

Journal of Modeling in Engineering

Journal homepage: <https://modelling.semnan.ac.ir/>

ISSN: 2783-2538



Type of Article (e.g. Research Article)

Thermodynamic modeling of the multi-generation cycle of power, cooling and fresh water using the basic cycle of solid oxide fuel cell

Doaa mubarak Mohsin rukabi ^a, Mohammad vajdi ^{b,*}, Asgar minaie ^c, Mohammad Ebadollahi ^d

^a Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran (Phd student)

^b Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran (Associate Professor)

^c Department of Mechanical Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran (Associate Professor)

^d Department of Engineering sciences, Faculty of Advanced Technologies, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran (Assistant Professor)

PAPER INFO

Paper history:

Received: 2022-03-13

Revised: 2022-05-12

Accepted: 2022-10-19

Keywords:

solid oxide fuel cell, Brayton modular Helium, Stirling engine, reverse osmosis desalination

ABSTRACT

Nowadays, the development of energy systems based on efficient renewable energy has been the focus of researchers to overcome environmental issues. This study presents a multi-generation system with solid oxide fuel cell, Brayton modular helium, reverse osmosis desalination, Stirling engine and cascaded absorption-condensation refrigeration. In this way, the system's functioning was examined from the perspective of the first law of thermodynamics. Then the second law of thermodynamics was used to determine the exergy efficiency of each subsystem and the amount of exergy destruction. The proposed cycle was subjected to an exergoeconomic analysis. At the end, in order to understand the behavior of the performance criteria of the system with the design parameters, a comprehensive parametric study has been conducted. The results show that the proposed cogeneration system can produce 9.705 MW of net power, 8.45 kg/s of fresh water and 68.79kW of cooling. Also, the energy and exergy efficiency of the whole production system at the same time have been calculated as 55.02 and 49.82%, respectively. Also, the product's CO₂ emission rate and component's investment cost rate are 17.59 kg/MWh and 105.7 \$/kWh, respectively.

DOI: <https://doi.org/>

© 2024 Published by Semnan University Press.

This is an open access article under the CC-BY 4.0 license. (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

* Mohammad vajdi

E-mail address: Vajdi@uma.ac.ir

نوع مقاله (مقاله پژوهشی)

مدلسازی ترمودینامیکی چرخه تولید چندگانه توان، سرمایه‌ش و آب شیرین با استفاده از چرخه پایه پیل سوختی اکسید جامد

دعاء مبارک محسن الرکابی^۱، محمد وجدی^{۲*}، عسگر مینایی^۳، محمد عباداللهی^۴

اطلاعات مقاله	چکیده
دریافت مقاله: ۱۳۹۵/۰۳/۲۰	امروزه توسعه سامانه‌های انرژی مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر کارآمد مورد توجه محققان برای
بازنگری مقاله: ۱۳۹۵/۰۶/۲۰	غلبه بر مسائل زیست محیطی قرار گرفته است. این مطالعه یک سامانه چند نسلی با پیل سوختی
پذیرش مقاله: ۱۳۹۵/۰۷/۱۵	اکسید جامد، هلیوم مدولار برایتون، نمک‌زدایی اسمز معکوس، موتور استرلینگ و تبرید جذبی- تراکمی آبشاری را ارائه می‌کند. به این ترتیب عملکرد چرخه از منظر قانون اول ترمودینامیک
واژگان کلیدی:	مورد بررسی قرار گرفت. سپس از قانون دوم ترمودینامیک برای تعیین بازده انرژی هر زیر چرخه و میزان تخریب انرژی استفاده شد. بررسی اقتصادی سامانه از دیدگاه انرژی و اکونومیک انجام شده است. در پایان به منظور درک رفتار معیارهای عملکرد سامانه با پارامترهای طراحی، مطالعه مولفه‌ای جامعی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که سامانه تولید چندگانه پیشنهادی می‌تواند
چرخه پیل سوختی اکسید جامد، چرخه برایتون هلیوم مدولار، موتور استرلینگ، چرخه آب‌شیرین کن اسمز معکوس	۹/۷۰۵ مگاوات توان خالص، ۸/۴۵ کیلوگرم بر ثانیه آب شیرین و ۶۸/۷۹ کیلووات سرمایه‌ش تولید کند. همچنین بازده انرژی و انرژی کل سامانه تولید همزمان به ترتیب ۵۵/۰۲ و ۴۹/۸۲ درصد محاسبه شده است. همچنین نرخ انتشار CO ₂ محصول و نرخ هزینه سرمایه گذاری جزء به ترتیب ۱۷/۵۹ کیلوگرم بر مگاوات ساعت و ۱۰۵/۷ دلار در کیلووات ساعت است.

*پست الکترونیک نویسنده مسئول: Vajdi@uma.ac.ir

۱. دانشجوی دکترای مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

۲. دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

۳. دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه محقق اردبیلی، ایران

۱- مقدمه

از طریق یک واکنش شیمیایی طبیعی بین H_2 و O_2 ، انرژی شیمیایی حاصل از سوخت توسط پیل سوختی اکسید جامد (SOFC) به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. در مقایسه با موتورهای و نیروگاه‌های حرارتی، پیل‌های سوختی در تبدیل سوخت‌های مبتنی بر H_2 کارآمدتر هستند. پیل‌های سوختی این مزیت را دارند که می‌توانند نه تنها از H_2 ، بلکه از سوخت‌های فسیلی (مانند CH_4 ، بوتان و حتی بنزین و گازوئیل) نیز استفاده کنند، بنابراین نسبت به سایر سامانه‌های پیل سوختی ارزان‌تر و انعطاف‌پذیرتر هستند [۱]. پیل‌های سوختی به دلیل عدم وجود قطعات متحرک بدون لرزش هستند که آلودگی صوتی ناشی از تولید برق را از بین می‌برد. علاوه بر این، کاهش انتشار CO_2 آن‌ها را به وسیله‌ای سازگار با محیط زیست برای تامین انرژی تبدیل می‌کند [۲]. رنجبر و همکاران [۳] با استفاده از یک چرخه تبرید شاخه‌ای و یک واحد تولید گرمایش، بازیابی گرمای زباله را برای یک پیل سوختی اکسید جامد انجام دادند. آن‌ها مشاهده کردند که بازده انرژی با چگالی جریان کاهش می‌یابد و بیشترین بازده انرژی ۴۷ درصد محاسبه شد. پتانسیل استفاده از یک SOFC همراه با یک واحد سرمایش/گرمایش همزمان برای یک ساختمان معروف در چین توسط وانگ و همکاران بررسی شد [۴]. در مقایسه با نیروگاه‌های معمولی، این سامانه ۶۵۱۰ تن CO_2 کمتری در سال تولید کرد. روی و همکاران [۵] برای یک نیروگاه ترکیبی متشکل از یک SOFC با سوخت بیوگاز، یک چرخه رانکین آلی و یک چرخه توربین گاز بازده انرژی را ۴۴/۲ درصد برآورد کردند. افزایش چگالی جریان SOFC پتانسیل کاهش انتشار CO_2 را با حداکثر ظرفیت ۳۵۶۴ تن در سال در مقایسه با نیروگاه‌های معمولی افزایش داد. سادات و همکاران [۶] گرمای هدر رفته یک پیل سوختی اکسید جامد را با استفاده از یک واحد گرمایش و یک چرخه خنک کننده اجکتوری بازیابی کردند. آن‌ها همچنین یک الکترولیز غشای تبادل پروتون را به پیکربندی اضافه کردند و بازده کلی انرژی را ۳۳/۹٪ تخمین زدند. زهاد و همکاران [۷] به طور همزمان از یک چرخه خنک کننده اجکتوری و یک چرخه چیلر جذبی برای گرمای تلف شده یک نیروگاه پیل سوختی اکسید جامد استفاده کردند. آن‌ها مشاهده کردند که این تکنیک، بازده کلی انرژی را تا ۴۷/۳ درصد افزایش داد. چگالی جریان نیز باعث افزایش توان خروجی و خنک کننده سامانه شد. آدایو

و همکاران [۸] از نظر ترمودینامیکی و محیطی یک سامانه مبتنی بر پیل سوختی اکسید جامد تغذیه شده با زیست توده ادغام شده با یک چرخه رانکین آلی، یک چرخه چیلر جذبی، یک واحد گرمایش و یک الکترولیز غشایی پروتون را تجزیه و تحلیل کردند. افزایش چگالی جریان باعث افزایش شاخص اثرات زیست محیطی سامانه شد. افزایش آلودگی هوا به دلیل استفاده از سوخت‌های فسیلی برای تامین نیازهای انرژی و کاهش منابع سوخت فسیلی، الهام بخش طراحی سامانه‌های تولید برق کارآمدتر است. در سراسر جهان، مقدار قابل توجهی از گرما هدر می‌رود. از این رو با کاهش تلفات حرارتی در هر بخش از صنعت، بازده سامانه افزایش می‌یابد. در نتیجه آلودگی هوا کاهش می‌یابد [۹]. در سال‌های اخیر، در میان راکتورهای هسته‌ای با دمای بالا که با گاز خنک می‌شوند، راکتور هلیوم توربین گاز مدولار (GT-MHR) به دلیل ویژگی‌های امیدوارکننده‌ای مانند ایمنی خوب، اقتصاد بهبود یافته و دوام بالا توجه را به خود جلب کرده است. ون دن برامبوشه و همکاران [۱۰] طراحی آیرودینامیکی و محدودیت‌های عملکرد یک توربین هلیوم چند مرحله‌ای ۶۰۰ مگاواتی را برای یک توربین گازی چرخه بسته راکتور هسته‌ای با دمای بالا ارائه کرد. هدف طراحی برای حداکثر بازده و در عین حال محدود کردن تعداد مراحل به دلایل وزن و دینامیک روتور است. ژائو و پیترسون [۱۱] عملکرد چرخه‌های هلیوم برایتون را با حالت‌های گرمایش و سرمایش چندگانه برای SFRها با دمای خروجی راکتور در محدوده ۵۱۰-۶۵۰ درجه سلسیوس پیش بینی کردند. بازده حرارتی حاصل از ۳۹٪ تا ۴۷٪ متغیر است که با چرخه‌های فشرده سازی مجدد دی اکسید کربن فوق بحرانی قابل مقایسه است. اخیراً داردورا و همکاران [۱۲] دنباله‌ای از مراحل ارائه کرد که امکان محاسبه هزینه‌های نمک‌زدایی هلیوم مدولار برایتون را فراهم کرد که انرژی حرارتی رایگان را فراهم می‌کرد. آن‌ها نشان دادند که هزینه نمک‌زدایی در سامانه مبتنی بر چرخه مدولار هلیوم با آب شیرین کن تقطیر چند اثره ۳۴ درصد کمتر از چرخه ترکیبی معمولی سامانه آب-شیرین کن تقطیر چند اثره است. نویسندگان همچنین تأثیر انتخاب سیال عامل را بر عملکرد نیروگاه‌های هسته‌ای با توربوماشین‌های مستقیم برایتون و تک شفت و چند شفت بررسی کردند. اثرات انتخاب سیال عامل بر تعداد مراحل توربوماشین‌ها و بازده حرارتی و توان الکتریکی نیروگاه هسته‌ای محاسبه و مقایسه شد. آب یکی از فراوان‌ترین منابع

روی زمین است. با این حال، بیشتر آن، حدود ۹۷ درصد، آب شور اقیانوس و ۳ درصد باقی مانده را آب شیرین تشکیل می‌دهد. امروزه تامین آب شیرین به یک موضوع مهم در مناطق مختلف جهان تبدیل شده است [۱۳]. بسیاری از این مکان‌ها یا در نواحی ساحلی با دسترسی به آب فراوان دریا و یا نزدیک حجمی از آب شور زیرزمینی قرار دارند. اما عامل مهمی که مانع استفاده گسترده از فناوری‌های نمک‌زدایی برای تامین آب شیرین می‌شود، هزینه‌های اقتصادی بالا به‌ویژه به دلیل مصرف انرژی است. در بین فناوری‌های پرکاربرد، اسمز معکوس کارآمدترین سامانه برای نمک‌زدایی آب‌های شور با بازده قانون دوم بسیار بالاتر نسبت به سایر فرآیندهای نمک‌زدایی محسوب می‌شود. با این حال، به دلیل تعداد زیاد نیروگاه‌های اسمز معکوس در حال کار، مصرف کلی انرژی هنوز بسیار بالا است [۱۴]. اگرچه روش‌های مختلفی برای نمک‌زدایی مبتنی بر غشاء وجود دارد، اسمز معکوس و الکترودیالیز رایج‌ترین روش‌ها هستند. دلگادو-تورس و همکاران [۱۵] از یک کلکتور خورشیدی سهموی برای جذب انرژی خورشیدی به عنوان سوخت برای اجرای چرخه رانکین آلی برای تامین توان مورد نیاز واحد نمک‌زدایی اسمز معکوس استفاده کرد. بعدها آن‌ها از چرخه رانکین آلی آبشاری به جای رانکین آلی ساده استفاده کردند و برق را برای تولید ۱۰۰۰ متر مکعب آب شیرین در روز فراهم کردند. آن‌ها نشان دادند که عملکرد رانکین آبشاری و سامانه اسمز معکوس بالاتر از سامانه رانکین آلی و اسمز معکوس معمولی است و به مساحت کلکتور کمتری نیاز دارد. لی و همکاران [۱۶] از یک چرخه رانکین آلی فوق بحرانی برای راه‌اندازی واحد نمک‌زدایی اسمز معکوس که برای منابع گرمای مختلف دماپایین (خورشیدی، زمین‌گرمایی، گرمای هدر رفته و غیره) قابل استفاده است، استفاده کرد. آن‌ها به این نتیجه رسیدند که یک چرخه رانکین آلی فوق بحرانی برای اهداف نمک‌زدایی برای گرمای هدر رفته یا انرژی زمین‌گرمایی مناسب‌تر از منابع حرارتی دوار مانند خورشیدی است.

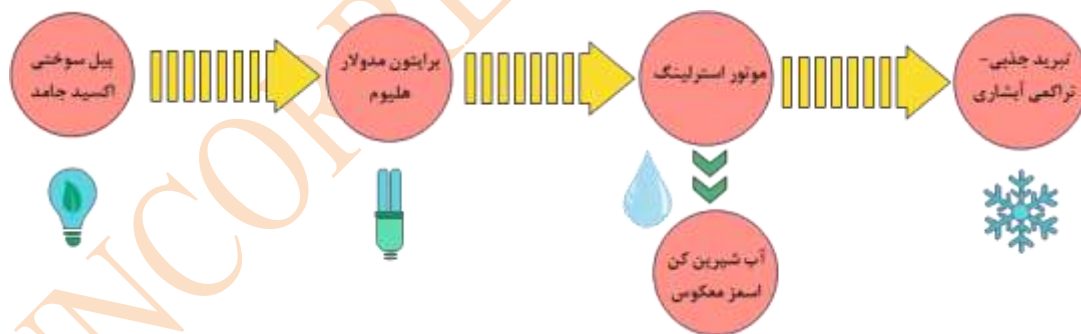
۲- توصیف سامانه

در شکل ۱، چگونگی جریان^۲ انرژی و انجام فرآیندهای چرخه شبیه‌سازی شده، ارائه شده است. خروجی مبدل حرارتی چرخه پیل سوختی اکسید جامد به دلیل دمای بالا، به چرخه

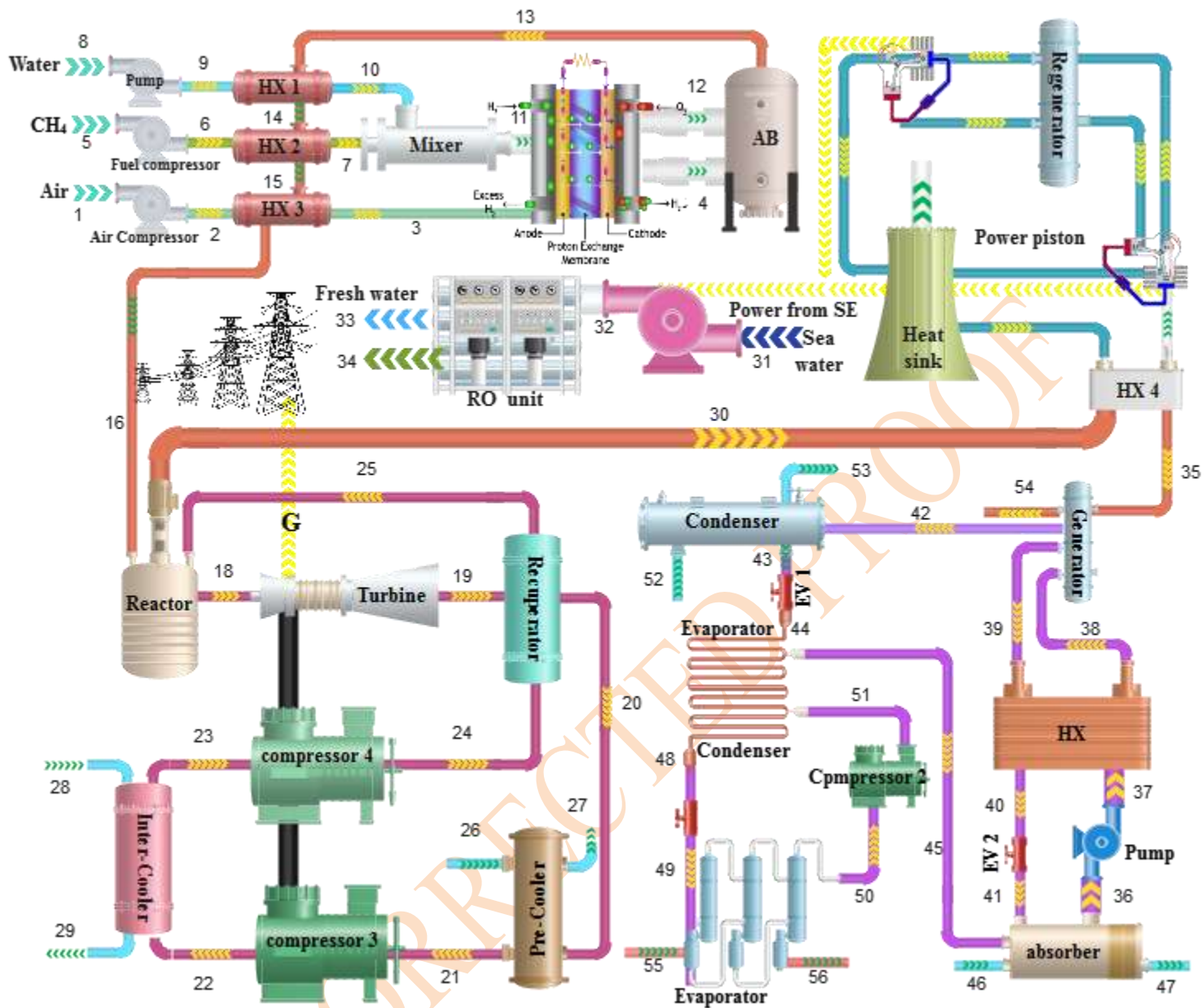
برایتون مدولار هلیوم متصل می‌شود تا برای تولید توان اضافی مورد استفاده قرار گیرد. در ادامه به منظور تولید توان مورد نیاز آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس، جریان خروجی از راکتور چرخه برایتون وارد موتور استرلینگ شده و توان تولید می‌کند. در آخر، به منظور تولید سرمایه‌های جریان خروجی موتور استرلینگ وارد ژنراتور شده و چرخه تبرید جذبی-تراکمی را راه‌اندازی می‌کند. شکل ۲ طرح کلی سامانه جدید پیشنهاد شده در مطالعه حاضر را نشان می‌دهد. سوخت متان در جریان ۵ و H_2O در جریان ۸ وارد می‌شود و سپس این جریان‌ها به ترتیب در نقاط ۶ و ۹ تحت فشار قرار می‌گیرند. سپس حرارت داده شده و مخلوط می‌شوند و مخلوط به آند SOFC منتقل می‌شود (جریان ۱۱). به همین ترتیب، هوای اتمسفر (جریان ۱) تا جریان ۲ با فرآیند فشرده‌سازی روبه‌رو می‌شود و سپس گرم می‌شود (جریان ۳). بنابراین، جریان ۳ به کاتد پیل سوختی اکسید جامد منتقل می‌شود. با توجه به واکنش‌های رفرمینگ و تغییر H_2O -گاز که در بخش شبیه‌سازی پیل سوختی به صورت معادلات (۳-۱) ارائه شده‌اند، CO_2 ، CO ، H_2O و H_2 از آند خارج می‌شوند (جریان ۱۲). همچنین، هوا در جریان ۴ از آند خارج می‌شود. پس از آن، H_2 باقی مانده در پس‌سوز سوزانده می‌شود و گرمای تلف شده خروجی آزاد می‌شود (جریان ۱۳). این جریان برای بازیابی حرارت داخلی توسط مبدل‌های حرارتی ۱ تا ۳ مورد استفاده قرار می‌گیرد، سپس به مولد بخار جریان می‌یابد تا باعث راه‌اندازی چرخه برایتون هلیوم مدولار شود. در چرخه برایتون مدولار هلیوم، هلیوم خنک‌کننده قبل از ورود به واحد تبدیل نیرو در هسته راکتور گرم می‌شود؛ زیرا از طریق کانال‌های خنک‌کننده در عناصر سوخت گرافیتی به سمت پایین جریان می‌یابد. واحد تولید توان شامل یک توربین گاز، یک ژنراتور برق و دو کمپرسور گاز متوالی با یک محور عمودی است. به دلایل ترمودینامیکی، همانطور که شکل ۱ نشان می‌دهد، قبل از مرحله اول و دوم فشرده‌سازی به ترتیب به یک پیش‌خنک کننده و یک اینترکولر نیاز است. در این مبدل‌های حرارتی مقدار قابل توجهی از انرژی حرارتی تلف می‌شود. دمای معمولی سیال کاری که وارد پیش‌خنک کننده و اینترکولر می‌شود حدود ۱۵۰-۱۰۰ درجه سلسیوس است. در ادامه به منظور تامین توان آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس از یک موتور استرلینگ استفاده شده است. زمانی

موتور استرلینگ به آب شیرین کن اسمز معکوس اعمال می-شود. در واحد آب شیرین کن، آب دریا (جریان ۳۱) با دما و فشار محیط وارد پمپ فشار قوی شده و جریان آب شور با فشارقوی (جریان ۳۲) وارد غشاء واحد آب شیرین کن می-شود و در آن آب شیرین (جریان ۳۳) با درصد غلظت مناسب از آب پسماند (جریان ۳۴) جدا شده و به سمت مصرف کننده می-رود. در ادامه دمای گازهای خنک شده (جریان ۳۵) در محدوده بسیار مناسبی برای به کار انداختن یک چرخه تبرید پایین می-باشد. بنابراین در مرحله بعدی از یک چرخه تبرید جذبی-تراکمی آبشاری با سیال کاری لیتوم برماید-آب در چرخه جذبی و سیال R134a در چرخه تراکمی استفاده شده است. در این چرخه محلول اشباع رقیق لیتوم برماید از جاذب وارد پمپ و سپس مبدل حرارتی محلول می-شود و توسط محلول غلیظ لیتوم برماید دمایش افزایش می-یابد. در ژنراتور به واسطه گرمای دریافتی از گازها سیال آب از محلول لیتوم جدا شده و به عنوان مبرد وارد چگالنده و سپس تبخیرکننده به منظور تولید تبرید می-شود. در ادامه بخار اشباع خروجی تبخیرکننده 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 می-شود.

که حرارت به سیال عامل موتور یعنی هلیوم منتقل می-شود، در درجه حرارت و فشار و حجم سیال تغییراتی اعمال می-شود. این موتور در چهار مرحله مطابق با شکل ۱، این حرارت را به کار قابل دسترس تبدیل می-کند. مطابق شکل ۱ در اولین مرحله حرارت از منبع گرمایی به گاز داخل سیلندر گرم منتقل می-شود (پیستون سمت راست). در این مرحله، فشار تولیدی پیستون گرم را به حرکت در می-آورد و باعث تولید توان الکتریکی می-شود. 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 می-کند. 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 می-کند. گرمای ایجاد شده توسط فرآیند تراکم به واسطه سطح سرد به محیط بیرون منتقل می-شود. در آخرین مرحله چرخه هر دو پیستون به طور همزمان حرکت می-کنند، هنگامی که پیستون گرم به سمت بالا حرکت می-کند، پیستون سرد به سمت پایین حرکت می-کند. این عمل سیال هلیوم گرم شده توسط مبدل حرارتی را به داخل سیلندر گرم رانده و چرخه دوباره تکرار می-شود. در ادامه توان تولیدی



شکل ۱-طرحواره کلی سامانه تولید چندگانه



شکل ۲- طرحواره سامانه پیشنهادی تولید چندگانه

۳- شبیه‌سازی سامانه پیشنهادی

در این بخش از پژوهش برای بررسی دقیق سامانه پیشنهادی، ابتدا به بیان فرضیات ترمودینامیکی حاکم و سپس بیان شبیه‌سازی ریاضی اجزاء سامانه نظیر پیل سوختی اکسید جامد، چرخه برایتون مدولار هلیوم، موتور استرلینگ، آب‌شیرین‌کن اسمز معکوس و در نهایت معادلات بقای جرم، بقای انرژی، انرژی، هزینه و پارامترهای عملکردی سامانه خواهیم پرداخت. به منظور شبیه‌سازی سامانه پیشنهادی کدی در محیط نرم افزار EES بر اساس فرضیه‌های زیر نوشته شده است: -تحلیل و بررسی همه جریان‌ها در حالت پایا صورت گرفته است [۱۷].

-در تمامی فرضیات، از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است [۱۷].

-برای فرآیندهای انبساط و تراکم، بازده آیزنتروپیک ثابت در نظر گرفته شده است [۱۸].

- خروجی جریان‌ها از چگالنده‌ها و تبخیر کننده‌ها به صورت اشباع فرض شده است.

-ارزش حرارتی گاز متان ۵۰۰۲۰ کیلوژول بر کیلوگرم فرض شده است [۱۹].

-از تبادل حرارت سامانه با محیط صرف نظر شده است (سامانه آدیاباتیک است) [۲۰].

-دما و فشار محیط به ترتیب برابر با ۲۵ درجه سلسیوس و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.

۱-۳- مدل ریاضی پیل سوختی اکسید جامد

واکنش‌های الکتروشیمیایی در پیل سوختی را می‌توان به صورت زیر بیان نمود [۲۱]:



معادله ۳ بر اساس معادله زیر منجر به تولید برق می‌شود

$$\dot{W}_{\text{SOFC}} = A_{\text{c,SOFC}} N_{\text{c,SOFC}} V_{\text{c,SOFC}} J_{\text{SOFC}} \quad (۴)$$

که در آن $A_{\text{c,SOFC}}$ مساحت سطح فعال یک سلول است، $N_{\text{c,SOFC}}$ تعداد سلول‌های داخل پشته SOFC است، $V_{\text{c,SOFC}}$ ولتاژ سلول تولید شده توسط هر سلول است و J_{SOFC} چگالی جریان عملیاتی پیل سوختی اکسید جامد است. \dot{W}_{SOFC} به شدت به مدل دقیق الکتروشیمیایی پیل سوختی اکسید جامد بستگی دارد تا سهم هر گونه گاز در جریان‌ها و $V_{\text{c,SOFC}}$ را بیابد [۲۲].

در اینجا، $V_{\text{c,SOFC}}$ به طور بالقوه بر اساس ولتاژ نرنست (V_N) و افت ولتاژ (V_L) است [۲۲]:

$$V_{\text{c,SOFC}} = V_{N,\text{SOFC}} - V_{L,\text{SOFC}} \quad (۵)$$

V_L به سه بخش اصلی تقسیم می‌شود: (I) پتانسیل اهمی، (II) پتانسیل فعال سازی و (III) پتانسیل غلظت می‌باشد.

$$V_{L,\text{SOFC}} = V_{\text{ohm,SOFC}} + V_{\text{act,SOFC}} + V_{\text{conc,SOFC}} \quad (۶)$$

پتانسیل اهمی که با $V_{\text{ohm,SOFC}}$ نشان داده می‌شود، به مقاومت اجزای داخلی به صورت زیر بستگی دارد [۲۲]:

$$V_{\text{ohm,SOFC}} = J_{\text{SOFC}} \left(R_c + \sum_i \rho_i L_i \right) \quad (۷)$$

در معادله فوق R_c, ρ_i, L_i به ترتیب تماس مقاومتی، مقاومت الکتریکی جزء i th و ضخامت جزء i th هستند. با توجه به دمای ورودی پیل سوختی اکسید جامد و چگالی الکتروولت، آند، کاتد، به صورت زیر فرموله می‌شود [۲۲]:

$$\rho_e = (3.34 \times 10^4 \exp(-10300/T_{\text{SOFC}}))^{-1} \quad (۸)$$

$$\rho_a = (95 \times 10^6 / T_{\text{SOFC}} \exp(-1150 / T_{\text{SOFC}}))^{-1} \quad (۹)$$

$$\rho_c = (42 \times 10^6 / T_{\text{SOFC}} \exp(-1200 / T_{\text{SOFC}}))^{-1} \quad (۱۰)$$

جدول ۱، پارامترهای ورودی سامانه پیشنهادی و جدول ۲ معادلات بالانس انرژی و انرژی را نشان می‌دهد.

۳۰۰	اختلاف فشار خنک کننده میانی، (kPa)
چرخه تبرید جذبی-تراکمی ابشاری [۲۶]	
۲۷۸/۱۵	دمای تبخیرکن-چگالنده تبرید جذبی، (K)
۰/۸۲	بازده ایزنتروپیک کمپرسور، (%)
۳۰۸/۱۵	دمای چگالنده، (K)

۲-۳- مدل ریاضی موتور استرلینگ

روش زمان محدود یکی از روش‌های ترمودینامیکی است که در این مطالعه موتور استرلینگ بر این اساس مدل‌سازی شده است. این روش توسط کرزن و آلبورن [۲۷] پیشنهاد شد. مقدار گرمایی که منبع گرما یعنی گازهای حاصل از احتراق Q_h به موتور و موتور به منبع سرد یا چشمه حرارتی Q_c منتقل می‌کند، طبق معادلات زیر به اختلاف دمای لگاریتمی به طور مستقیم وابسته و به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۸]:

$$Q_h = U_H A_H (LMTD)_H t_H \quad (11)$$

$$Q_c = U_L A_L (LMTD)_L t_L$$

$$(LMTD)_L = \left[\frac{(T_c - T_{L1}) - (T_c - T_{L2})}{\ln [(T_c - T_{L1}) / (T_c - T_{L2})]} \right] \quad (12)$$

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

در معادله بالا، U و A ضریب انتقال حرارت کلی و مساحت سطح و t_H و Q_L مدت زمان انجام فرآیندها را نشان می‌دهد. از طرفی T_H و T_L دمای سیال‌های خارجی و T_h و T_c دمای کاری بالا و پایین موتور می‌باشند. رابطه بالا را می‌توان بر حسب خواص سیال بیرونی (گازها و آب خنک‌کن) مطابق زیر تعریف کرد [۲۸]:

$$Q_h = C_H (T_{H1} - T_{H2}) t_H, Q_c = C_L (T_{L2} - T_{L1}) t_L \quad (13)$$

C_H و C_L به ترتیب نرخ ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد می‌باشند، همچنین با ترکیب معادلات ۱۲ و ۱۳ به روابط زیر دست پیدا خواهیم کرد [۲۸]:

$$Q_h = C_H \varepsilon_H (T_{H1} - T_h) t_H, Q_c = C_L \varepsilon_L (T_c - T_{L1}) t_L \quad (14)$$

در معادله بالا ε_H و ε_L به ترتیب بیان‌کننده کارایی سیلندر گرم و سرد هستند. از طرفی به دلیل انتقال حرارت محدود طی دو فرآیند هم حجم، تاثیر برگشت ناپذیری‌ها در مبدل حرارتی (RG) در نظر گرفته می‌شود. اگر فرض کنیم

جدول ۱- پارامترهای ورودی مورد نیاز برای مدل‌سازی

ترمودینامیکی

چرخه پیل سوختی [۲۳]	
۱۰۰۰	تعداد سلول‌های موجود
۹۷۳/۱۵	دمای ورودی پیل سوختی اکسید جامد، (K)
۱/۵	نسبت تراکم کمپرسور هوا
۰/۸	ضریب مصرف سوخت
۰/۳	المان سطح فعال، (m^2)
۵/۵	کاهش فشار پس سوز، (%)
۱۵۰	اختلاف دمای نهایی جریان‌های پیل سوختی اکسید جامد، (K)
۱/۵	نسبت بخار به کربن
۴۵۰۰	میانگین چگالی جریان پیل سوختی اکسید جامد، ($\frac{A}{m^2}$)
۶۵۰۰	تبادل چگالی جریان آند، ($\frac{A}{m^2}$)
۳۰۰۰	تبادل چگالی جریان کاتد، ($\frac{A}{m^2}$)
۰/۸	بازده ایزنتروپیک کمپرسور سوخت، (%)
۰/۸	بازده ایزنتروپیک کمپرسور هوا، (%)
چرخه موتور استرلینگ [۲۴]	
۱۹۰۰	ظرفیت حرارتی سیلندر گرم و سرد، (W/K)
۷۵	کارایی سیلندر گرم و سرد، (W/K)
۱	تعداد مول سیال کاری، (kmol)
۲/۵	نسبت حجم در طول فرآیندهای بازیافتی
۵	ضریب نشست گرما، (W/K)
چرخه آب شیرین‌کن اسمز معکوس [۲۵]	
۴۵۰۰۰	شوری آب دریا، (ppm)
۲۵	نسبت بازیابی، (%)
۴۰	تعداد مخازن تحت فشار
۴۶۸	دبی جریان ورودی، (m^3/h)
۳۴	مساحت عنصر، (m^2)
چرخه برایتون مدولار هلیوم	
۱۰۲۳/۱۵	دمای ورودی توربین گاز، (K)
۰/۸۲	بازده توربین گاز، (%)
۰/۸	نسبت فشار کمپرسور ۲
۳۰۰	اختلاف فشار راکتور، (kPa)
۳۰۰	اختلاف فشار پیش‌خنک‌کننده، (kPa)

$$\Delta Q_R = n(1 - \varepsilon_R)C_V(T_h - T_c)$$

که ΔQ_R تلفات حرارتی طی دو فرآیند انتقال حرارت (۱۵) هم حجم در RG باشد، به صورت زیر قابل محاسبه است:
[۲۸]

جدول ۲: معادلات موازنه انرژی و انرژی زیر سامانه‌ها

معادلات موازنه انرژی	معادلات موازنه انرژی	اجزا
چرخه برایتون هلیوم مدولار		
$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{19}(h_{18} - h_{19}), \eta_{is,GT} = (h_{19s} - h_{18}) / (h_{19} - h_{18})$	$(\dot{E}X_{18} - \dot{E}X_{19}) - \dot{W}_{Gas\ Turbine}$	توربین چرخه برایتون
$\varepsilon_{Rec} = T_{25} - T_{24} / T_{19} - T_{25}, \dot{Q}_{Rec} = \dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20}), \dot{Q}_{Rec} = \dot{m}_{25}(h_{25} - h_{24})$	$\dot{E}X_{19} - \dot{E}X_{20} = (\dot{E}X_{25} - \dot{E}X_{24}) + \dot{E}X_D$	ریکاپراتور
$\dot{W}_{LP-Compressor} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{21}), \eta_{is,LP-Compressor} = (h_{22s} - h_{21}) / (h_{22} - h_{21}), \dot{m}_{22} = \dot{m}_{21}$	$\dot{W}_{LP-Compressor} - (\dot{E}X_{22} - \dot{E}X_{21})$	کمپرسور فشار پایین
$\dot{W}_{HP-Compressor} = \dot{m}_{23}(h_{24} - h_{23}), \eta_{is,HP-Compressor} = (h_{24s} - h_{23}) / (h_{24} - h_{23}), \dot{m}_{24} = \dot{m}_{21}$	$\dot{W}_{HP-Compressor} - (\dot{E}X_{24} - \dot{E}X_{23})$	کمپرسور فشار بالا
$\dot{Q}_{int} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{23}), \dot{Q}_{int} = \dot{m}_{28}(h_{29} - h_{28})$	$(\dot{E}X_{29} - \dot{E}X_{28}) + \dot{E}X_D = \dot{E}X_{22} - \dot{E}X_{23}$	پیش خنک کننده میانی
$\dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}), \dot{Q}_{pre} = \dot{m}_{26}(h_{27} - h_{26})$	$(\dot{E}X_{27} - \dot{E}X_{26}) + \dot{E}X_D = \dot{E}X_{20} - \dot{E}X_{21}$	پس خنک کننده
چرخه پیل سوختی اکسید جامد		
$\dot{W}_{AC} = \dot{m}_1(h_2 - h_1), \eta_{is,AC} = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1), \dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{W}_{Air-Compressor} - (\dot{E}X_2 - \dot{E}X_1)$	کمپرسور هوا
$\dot{W}_{Fuel-compressor} = \dot{m}_5(h_6 - h_5), \eta_{is,Fuel-compressor} = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5), \dot{m}_6 = \dot{m}_5$	$\dot{W}_{Fuel-compressor} - (\dot{E}X_6 - \dot{E}X_5)$	کمپرسور سوخت
$\dot{W}_{pum1} = \dot{m}_9(h_9 - h_8), \eta_{is,pum1} = (h_{9s} - h_8) / (h_9 - h_8), \dot{m}_9 = \dot{m}_8$	$\dot{W}_{pump} - (\dot{E}X_9 - \dot{E}X_8)$	پمپ
$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{13} h_{13}; \dot{m}_4 + \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	$(\dot{E}X_{12} + \dot{E}X_4) - \dot{E}X_{13}$	پیش سوز
$\dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9), \dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_{14}(h_{13} - h_{14}), \dot{m}_{10} = \dot{m}_9; \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$	$(\dot{E}X_{13} - \dot{E}X_{14}) - (\dot{E}X_{10} - \dot{E}X_9)$	مبدل حرارتی ۱
$\dot{Q}_{HE2} = \dot{m}_7(h_7 - h_6), \dot{Q}_{HE2} = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}), \dot{m}_7 = \dot{m}_6; \dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$	$(\dot{E}X_{14} - \dot{E}X_{15}) - (\dot{E}X_7 - \dot{E}X_6)$	مبدل حرارتی ۲
چرخه اسمز معکوس		

$\dot{m}_{32}h_{32} = \dot{m}_{33}h_{33} + \dot{m}_{34}h_{34}$	$\dot{E}x_{32} - (\dot{E}x_{33} - \dot{E}x_{34})$	اسمز معکوس
چرخه تبرید جذبی-تراکمی آبشاری		
$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{36}(h_{37} - h_{36})$ $\eta_{is,pump} = (h_{37s} - h_{36})/(h_{37} - h_{36})$	$\dot{W}_{pump} - (\dot{E}x_{37} - \dot{E}x_{36})$	پمپ
$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{44}(h_{44} - h_{45})$	$(\dot{E}x_{44} - \dot{E}x_{45})$	تبخیر کننده ۱
$\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{49}(h_{49} - h_{50})$ $\dot{Q}_{Eva} = \dot{m}_{55}(h_{55} - h_{56})$	$(\dot{E}x_{49} - \dot{E}x_{50}) - (\dot{E}x_{55} - \dot{E}x_{56})$	تبخیر کننده ۲
$h_{41} = h_{40}$	$\dot{E}x_{41} = \dot{E}x_{40}$	شیر انبساط ۱
$h_{43} = h_{44}$	$\dot{E}x_{43} = \dot{E}x_{44}$	شیر انبساط ۲
$h_{48} = h_{49}$	$\dot{E}x_{48} = \dot{E}x_{49}$	شیر انبساط ۳
$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{46}(h_{47} - h_{46}), \dot{Q}_{abs} = \dot{m}_{45}h_{45} + \dot{m}_{41}h_{41} - \dot{m}_{36}h_{36}$	$(\dot{E}x_{47} - \dot{E}x_{46}) - (\dot{E}x_{45} + \dot{E}x_{41} - \dot{E}x_{36})$	جاذب
$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{35}(h_{35} - h_{54}), \dot{Q}_{gen} = \dot{m}_{42}h_{42} + \dot{m}_{39}h_{39} - \dot{m}_{38}h_{38}$	$(\dot{E}x_{35} - \dot{E}x_{54}) - (\dot{E}x_{42} + \dot{E}x_{39} - \dot{E}x_{38})$	ژنراتور
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{42}(h_{42} - h_{43}), \dot{Q}_{int} = \dot{m}_{52}(h_{53} - h_{52})$	$(\dot{E}x_{42} - \dot{E}x_{43}) - (\dot{E}x_{53} - \dot{E}x_{52})$	چگالنده
چرخه استرلینگ		
در بخش معادلات متن مربوط به موتور استرلینگ ذکر شده است.	$(\dot{E}x_{30} - \dot{E}x_{35}) - P_{Stirling}$	استرلینگ

$$t_{cycle} = t_H + t_L + t_R \quad (17)$$

همچنین، یک هدر رفت گرما از منبع گرم به چشمه حرارتی وجود دارد که به طور مستقیم با زمان چرخه و تفاوت میانگین دما متناسب است [۲۸]:

$$Q_0 = k_0(T_{HM} - T_{LM})t_{cycle} \quad (18)$$

در معادله ۱۷، k_0 ضریب نشت گرما و همچنین T_{LM} و T_{HM} برابر است با [۲۸]:

$$T_{HM} = \frac{T_{H1} + T_{H2}}{2}, T_{LM} = \frac{T_{L1} + T_{L2}}{2} \quad (19)$$

که در روابط فوق:

$$T_{H2} = (1 - \epsilon_H)T_{H1} + \epsilon_H T_h T_{L2} \\ = (1 - \epsilon_L)T_{L1} + \epsilon_L T_c \quad (20)$$

$$k_{01} = \frac{k_0[(2 - \epsilon_H)T_{H1} - (2 - \epsilon_L)T_{L1}]}{2}, k_{02} \\ = \frac{k_0}{2} \quad (21)$$

$Q_0 = k_{01} + k_{02}(\epsilon_H T_h - \epsilon_L T_c)$
دمای بالا و پایین موتور به صورت زیر تعریف می شود [۲۸]:

در معادله (۱۴) C_V و n به ترتیب بیان کننده ظرفیت گرمایی ویژه در حجم ثابت و تعداد مول هلیوم که به ترتیب برابر 15 J/molK و 1 mol هستند. در داخل سیلندرها دو فرآیند هم دما وجود دارد که از زمان انجام فرآیندهای انتقال حرارت RG در مقایسه با این دو فرآیند هم دما با توجه به عدم برگشت پذیری انتقال حرارت محدود نمی توان چشم پوشی کرد. چندین روش به منظور محاسبه زمان فرآیندهای احیا وجود دارد که یکی از آنها در مرجع [۲۸] آورده شده است:

$$t_R = t_3 + t_4 = \pm \frac{2}{U_a} (T_h - T_c) \quad (16)$$

در معادله بالا \pm مربوط به فرآیند گرمایش یا سرمایش و U_a وابسته به جنس مبدل RG ، ضریبی ثابت می باشد. سرانجام، زمان کلی عملکرد چرخه را می توان با محاسبه زمان تمامی فرآیندها در موتور تعریف کرد [۲۸]:

در واحد RO، اختلاف فشار خالص غشا (ΔP) به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$\Delta P = \frac{\dot{m}_{pw}}{3600 \times T_{CF} \times k_W \times FF_{RO} \times N_{PV} \times N_e \times A_e + P_{m,FS}} \quad (30)$$

که در آن N_{PV} ، A_e و FF_{RO} تعداد مخازن تحت فشار و عناصر غشا، مساحت عنصر و ضریب رسوب واحد RO هستند. در نهایت، برق مورد نیاز برای پمپ RO ($\dot{W}_{RO,pu}$) به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

$$\dot{W}_{RO,pu} = \frac{1000 \times \dot{m}_{pw} \times \Delta P_{net}}{3600 \times \rho_{FW} \times \eta_{is,RO,pu}} \quad (31)$$

۳-۳- تحلیل انرژی و انرژی

معادلات بقای جرم، انرژی و انرژی و انرژی به تمامی اجزای سامانه در جهت مدل‌سازی عملکرد سامانه پیشنهادی اعمال می‌شوند. در حالت پایا، به منظور تحلیل ترمودینامیکی یک سامانه، فرم کلی معادلات بقای جرم و بقای انرژی در زیر آورده شده است [۳۰]:

$$\sum \dot{m}_{in,k} - \sum \dot{m}_{out,k} = 0 \quad (32)$$

$$\dot{Q}_k - \dot{W}_k = \sum \dot{m}_{out,k} (h_{out,k}) - \sum \dot{m}_{in,k} (h_{in,k}) \quad (33)$$

معادله بقای انرژی برای جزء k ام سامانه به صورت زیر نشان داده می‌شود [۳۰]:

$$\dot{E}_{D,k} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_{j,k}}) \dot{Q}_{j,k} - \dot{W}_{cw,k} + \sum_i \dot{E}_{X_{in,k}} - \sum_e \dot{E}_{X_{out,k}} \quad (34)$$

همچنین این معادله از دیدگاه آهنگ انرژی و انرژی محصول و سوخت به صورت زیر نیز قابل تعریف می‌باشد [۳۱]:

$$\dot{E}_{Fu,k} = \dot{E}_{Pr,k} + \dot{E}_{D,k} \quad (35)$$

با استفاده از فرضیات ترمودینامیکی ذکر شده از انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است. در همین راستا، آهنگ انرژی جریان نقاط به صورت زیر تعریف می‌شود [۳۱]:

$$\dot{E}_{Fu,k} = \dot{E}_{ch,k} + \dot{E}_{ph,k} \quad (36)$$

$$T_h = \left[\frac{T_{H1} \sqrt{\frac{Y_1}{Y_2}} + \sqrt{T_{H1} T_{L1}}}{1 + \sqrt{\frac{Y_1}{Y_2}}} \right] \quad (22)$$

$$T_c = \left[\frac{T_{L1} + \sqrt{\frac{T_{H1} T_{L1} Y_1}{Y_2}}}{1 + \sqrt{\frac{Y_1}{Y_2}}} \right]$$

سرانجام گرمای خالص بدست آمده از منبع حرارتی (Q_H) و گرمای خالص جذب شده به وسیله چشمه حرارتی (Q_L) برحسب روابط زیر قابل محاسبه است [۲۸]:

$$Q_H = Q_h + \Delta Q_R + Q_0, Q_L = Q_c + \Delta Q_R + Q_0 \quad (23)$$

۲-۴- مدل ریاضی آب شیرین اسمز معکوس

در واحد RO، معادله زیر بین نرخ جریان جرمی آب شیرین (\dot{m}_{DW}) و آب دریا (\dot{m}_{FW}) حاکم است [۲۹]:

$$\dot{m}_{FW} = \frac{\dot{m}_{DW}}{RR} \quad (24)$$

در اینجا، RR نسبت بازیابی واحد RO را نشان می‌دهد. علاوه بر این، غلظت نمک در آب شیرین (S_{DW}) با استفاده از درصد دفع نمک (SR_{RO}) و غلظت نمک در آب دریا (S_{FW}) به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲۹]:

$$S_{DW} = S_{FW} \times (1 - SR_{RO}) \quad (25)$$

غلظت آب نمک پسماند (S_{RB}) و سرعت جریان جرمی (\dot{m}_{RB}) در زیر نشان داده شده است. پس از آن، میانگین غلظت نمک (S_m) به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۹]:

$$S_m = \frac{\dot{m}_{FW} S_{FW} - \dot{m}_{RB} S_{RB}}{\dot{m}_{RB}} \quad (26)$$

همچنین، معادله زیر ضریب تصحیح دما (TCF) را محاسبه می‌کند [۲۹]:

$$TCF = \exp \left[2700 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{298} \right) \right] \quad (27)$$

نفوذپذیری آب غشا (k_w) به صورت زیر تعریف شده است [۲۹]:

$$k_w = \frac{6.84 \times 10^{-8} \times 18.6865 - 0.177 \times S_{RB}}{T_0} \quad (28)$$

فشار اسمز متوسط ($P_{m,FS}$) به صورت زیر بیان می‌شود [۲۹]:

$$P_{m,FS} = 37.92 \times (S_{FW} + S_{RB}) \quad (29)$$

$$\dot{Z}_k = CRF \times \frac{\varphi_r \times 365 \times 24}{\tau} \times Z_k \quad (38)$$

در رابطه فوق، Z_k هزینه ثابت خرید هریک از اجزای سامانه می‌باشد، که با استفاده از روابط موجود در جدول قابل محاسبه است. N ساعت کارکرد سالانه هر جزء و برابر با ۷۰۰۰ ساعت در نظر گرفته شده است. φ ضریب تعمیرات

که در رابطه بالا $\dot{E}x_{ph,k}$ نشان دهنده انرژی فیزیکی می‌باشد که رابطه آن به صورت زیر می‌باشد [۳۱]:

$$\dot{E}x_{ph,k} = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0))_k \quad (37)$$

۳-۴- تحلیل اکونومیک

آهنگ هزینه کلی هر واحد را می‌توان از رابطه زیر محاسبه کرد [۳۲]:

جدول ۳: معادلات هزینه هر جز از سامانه تولید چندگانه

معادلات هزینه	اجزا
پیل سوختی اکسید جامد [۳۳]	
$Z_{SOFC} = A_a N_{FC} \times (2.96 \times T_{FC,e} - 1907) \times \frac{CEPCI_{2002}}{CEPCI_{2022}}$	پشته
$Z_{pump1} = 3 \times 422 \times \dot{W}_{pump1}^{0.71} \times 1.41 \{1 + (0.2/(1 - \eta_{is,pum1}))\} \times \frac{CEPCI_{2000}}{CEPCI_{2022}}$	پمپ
$Z_{FC} = 91562 \times (\dot{W}_{FC}/455)^{0.67} \times \frac{CEPCI_{2003}}{CEPCI_{2022}}$	کمپرسور سوخت
$Z_{AC} = 91562 \times (\dot{W}_{AC}/455)^{0.67} \times \frac{CEPCI_{2003}}{CEPCI_{2022}}$	کمپرسور هوا
$Z_{HE1} = 130 \left(\frac{A_{HE1}}{0.093}\right)^{0.78} \times \frac{CEPCI_{2005}}{CEPCI_{2022}}$	مبدل ۱
$Z_{HE2} = 130 \left(\frac{A_{HE2}}{0.093}\right)^{0.78} \times \frac{CEPCI_{2005}}{CEPCI_{2022}}$	مبدل ۲
$Z_{HE3} = 130 \left(\frac{A_{HE3}}{0.093}\right)^{0.78} \times \frac{CEPCI_{2005}}{CEPCI_{2022}}$	مبدل ۳
$Z_{AB} = (46.08 \times \dot{m}_4 / (0.955 - (P_{13}/P_4))) \times (1 + \exp[0.018T_{13} - 26.4]) \times \frac{CEPCI_{1994}}{CEPCI_{2022}}$	پیش سوز
چرخه برایتون مدولار هلیوم [۳۴]	
$\dot{Z}_{IHE} = 1.3 \times (190 + 310A_{IHE})$	مبدل حرارتی ۴
$\log_{10} C_{p,com3}^0 = 5.0355 - 1.8002 \log_{10} \dot{W}_{com3} + 0.8253 \log_{10}^2 \dot{W}_{com3}$ $Z_{com3} = 2.5 \times C_{p,com3}^0$	کمپرسور ۳
$\log_{10} C_{p,com4}^0 = 5.0355 - 1.8002 \log_{10} \dot{W}_{com4} + 0.8253 \log_{10}^2 \dot{W}_{com4}$ $Z_{com4} = 2.5 \times C_{p,com4}^0$	کمپرسور ۴
$Z_{GT} = \left(\frac{479.34\dot{m}_{18}}{0.92 - \eta_{is,GT}}\right) \ln\left(\frac{P_{18}}{P_{19}}\right) [1 + \exp(0.036T_{18} - 54.4)]$	توربین
$Z_{Reactor} = 283 \times (\dot{Q}_{Reactor})$	راکتور
$Z_{Rec} = 2143 \times (A_{Rec})^{0.514}$	ریکاپراتور
$Z_{pre-cooler} = 2143 \times A_{cooler}^{0.514}$	پیش خنک کننده

$Z_{\text{inter-cooler}} = 2143 \times A_{\text{cooler}}^{0.514}$	خنک کننده میانی
چرخه تبرید جذبی-تراکمی آبشاری [۳۵]	
$Z_{\text{Gen}} = 17500 \times \left(\frac{A_{\text{Gen}}}{100}\right)^{0.6}$	ژنراتور
$Z_{\text{con}} = 8000 \times \left(\frac{A_{\text{con}}}{100}\right)^{0.6}$	چگالنده
$Z_{\text{pump}} = 1120 \times (\dot{W}_{\text{pump}})^{0.8}$	پمپ
$Z_{\text{Eva-con}} = 8000 \times \left(\frac{A_{\text{con}}}{100}\right)^{0.6}$	تبخیر کن-چگالنده
$Z_{\text{abs}} = 16500 \times \left(\frac{A_{\text{abs}}}{100}\right)^{0.6}$	جاذب
$Z_{\text{EV1}} = 114.5 \times \dot{m}_{40}$	شیر انبساط ۱
$\log_{10} C_{p,\text{com2}}^0 = 5.0355 - 1.8002 \log_{10} \dot{W}_{\text{com2}} + 0.8253 \log_{10}^2 \dot{W}_{\text{com2}}$ $Z_{\text{com2}} = 2.5 \times C_{p,\text{com2}}^0$	کمپرسور ۲
$Z_{\text{Eva}} = 16000 \times \left(\frac{A_{\text{Eva}}}{100}\right)^{0.6}$	تبخیر کننده ۲
$Z_{\text{EV2}} = 114.5 \times \dot{m}_{43}$	شیر انبساط ۲
$Z_{\text{EV3}} = 114.5 \times \dot{m}_{48}$	شیر انبساط ۳
چرخه موتور استرلینگ [۳۶]	
$Z_{\text{SE}} = 2200P_{\text{SE}}$	استرلینگ
چرخه آب شیرین کن اسمز معکوس [۳۷]	
$Z_{\text{RO}} = 10 \times A_{\text{e}} N_{\text{m}}$	واحد آب شیرین کن

این تحلیل‌ها و بررسی‌ها به این منظور انجام شدند تا پارامترهایی معرفی شود که میزان کارآمدی سامانه را از نظر قانون اول و دوم ترمودینامیک ارائه دهد. اولین پارامتر مهم نسبت توان مصرفی واحد آب شیرین کن بر میزان آب شیرین تولیدی (نسبت توان خالص مصرفی) می‌باشد:

$$\text{SPC} = \dot{W}_{\text{HPP}} / \dot{m}_{33} \quad (40)$$

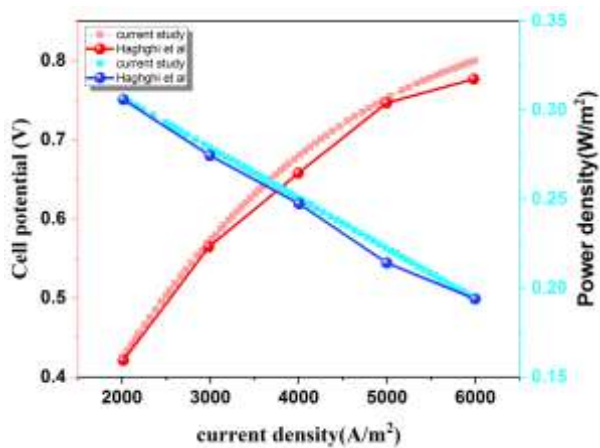
پارامتر بعدی بیان کننده توان خالص تولیدی است:

و برابر $1/0.6$ و هزینه بازگشت سرمایه از رابطه زیر قابل محاسبه است [۳۲]:

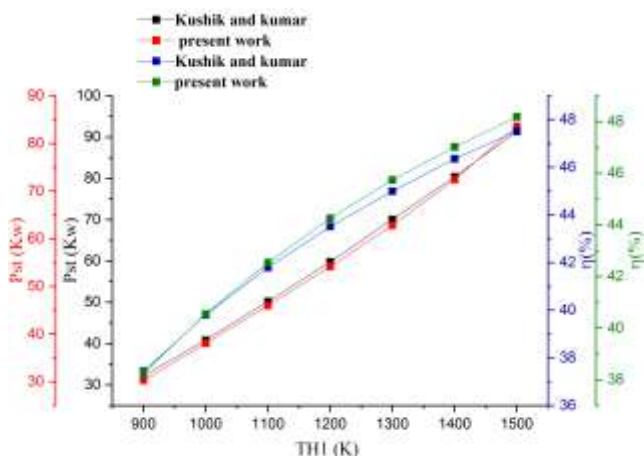
$$\text{CRF} = \frac{I_r(1 + I_r)^{n_r}}{(1 + I_r)^{n_r} - 1} \quad (39)$$

در رابطه فوق، I نرخ بهره و برابر 0.15 و n_r عمر مورد انتظار برای اجزاء سامانه پیشنهادی می‌باشد و برابر 20 سال در نظر گرفته شده است. در جدول ۳ هزینه خریداری هر یک از اجزای سامانه ارائه شده است:

۳-۵- پارامترهای عملکردی چرخه تولید چندگانه



شکل ۳- اعتبار سنجی پیل سوختی اکسید جامد در ادامه اعتبار سنجی موتور استرلینگ بر اساس مرجع [۳۶] در شکل ۴ نشان داده شده است، جایی که پارامترهای طراحی برای هر دو مطالعه بر اساس جدول ورودی در نظر گرفته شده است. واضح است که تفاوت معنی داری بین نتایج این مطالعه و نتایج گزارش شده توسط کاوشیک و کومار [۳۶] وجود ندارد.



شکل ۴- اعتبار سنجی موتور استرلینگ

۴-۳- اعتبار سنجی سامانه تبرید تراکمی-جذبی آبشاری

نتایج به دست آمده در کد شبیه‌سازی تحقیق حاضر، با مقایسه سامانه‌های موجود در این پژوهش با سامانه‌های مرتبط اعتبارسنجی شده است. شکل ۵ نمودار اعتبارسنجی سامانه تبرید تراکمی-جذبی تک اثره آبشاری با مقاله مرجع [۲۶] را نشان می‌دهد. مقایسه مقادیر به دست آمده از مدل-سازی چرخه نشان می‌دهد که خطای نسبی شبیه‌سازی کار کنونی با مقاله مرجع از دقت خوبی برخوردار است. مقدار

$$\begin{aligned} \dot{W}_{net} = & \dot{W}_{Turbine} + \dot{W}_{SE} + \dot{W}_{Stak,SOFC} \\ & + \dot{W}_{comp1} - \dot{W}_{comp2} \\ & - \dot{W}_{comp3} - \dot{W}_{comp4} \\ & - \dot{W}_{pump1} - \dot{W}_{pump2} \end{aligned} \quad (41)$$

بازده قانون اول و دوم برای سامانه تولید دوگانه برحسب روابط زیر قابل تعریف می‌باشد:

$$\eta_{energetic} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{Cooling} + \dot{m}_{freshwater} \times h_{fg,fw}}{\dot{m}_{CH_4,5} LHV_{CH_4}} \quad (42)$$

$$\eta_{exergetic} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{33} + \dot{E}_{pr,evaporator 2}}{\dot{m}_{CH_4,5} \bar{e}x_{CH_4}^{ch,o}} \quad (43)$$

نرخ کل هزینه ناشی از خریداری تجهیزات به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{Z}_{net} = \sum \dot{Z}_k \quad (44)$$

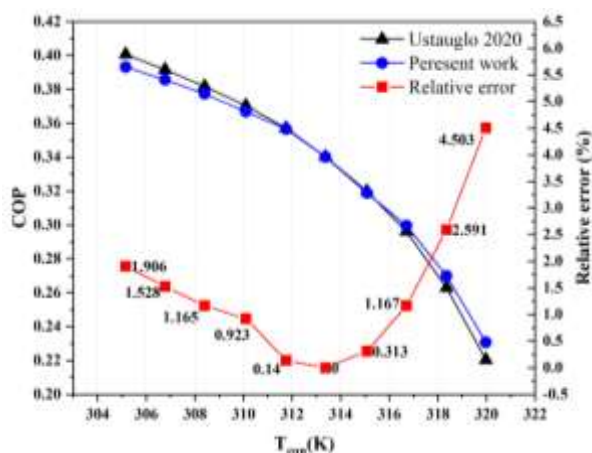
۴- بحث و نتایج

در این بخش از مقاله، به منظور امکان‌سنجی و بررسی معایب و مزایای سامانه پیشنهادی، بررسی نتایج شبیه‌سازی سامانه از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام خواهد شد. بنابراین در ابتدا به منظور صحت سنجی مدل‌سازی سامانه ارائه شده در محیط نرم افزار به بررسی عملکرد اجزای سامانه‌ها با مطالعات مشابه می‌پردازیم. سپس به بیان نتایج حاصل از شبیه‌سازی و مطالعه پارامتری می‌پردازیم.

۴-۱- اعتبار سنجی پیل سوختی اکسید جامد

مدل عددی پیل سوختی اکسید جامد با مطالعات گذشته اعتبارسنجی شده است. مدل پیل سوختی اکسید جامد با توجه به شرایط مطالعه [۳۸] (فشار اتمسفر و دمای ورودی ۱۰۰۰ کلوین) و نتایج گزارش شده در کار ذکر شده مقایسه شده است. شکل ۳ نتایج مقایسه‌ای را نشان می‌دهد که در آن ولتاژ تولید شده و چگالی توان پیل سوختی اکسید جامد در برابر چگالی جریان پیل سوختی اکسید جامد ارزیابی می‌شود.

بیشترین خطای نسبی نیز بر اساس شکل ۵، ۴/۵۰۳ درصد می‌باشد.



شکل ۵- نمودار اعتبار سنجی سامانه تبرید تراکمی-جذبی
آبشاری با مقاله مرجع [۲۶]

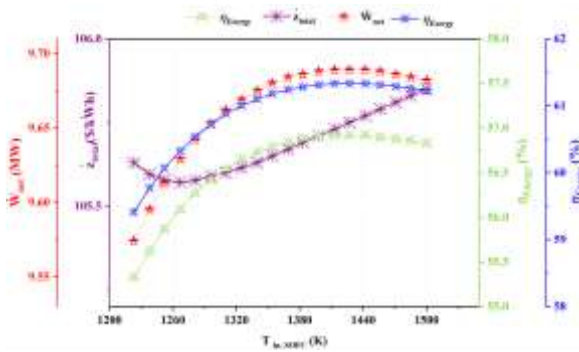
۲-۴- نتایج مدل سازی

در ادامه برخی از پارامترهای عملکردی سامانه پیشنهادی تحت شرایط کاری پایه ارائه شده است. چرخه پیل سوختی اکسید جامد توانایی تولید ۱۱۰۶ توان الکتریکی را دارد. از طرفی چرخه برایتون مدولار هلیوم ۸۵۹۸ kW توان تولید می‌کند. در مجموع سامانه تولید چندگانه با احتساب بقیه اجزا تولید و مصرف توان ۹/۷۰۵ MW توان خالص تولید می‌کند. با به کارگیری واحد آب شیرین کن اسمز معکوس سامانه ارائه شده توانایی تولید ۸/۴۵ kg/s آب شیرین را دارد. همچنین سامانه پیشنهادی توانایی تولید ۶۸/۷۹ kW سرمایش را دارد. از دیگر نتایج مهم بدست آمده بازده کلی انرژی و انرژی سامانه تولید همزمان ارائه شده می‌باشد، که حدود ۰/۲۵۵٪ و ۴۹/۸۲٪ محاسبه شده است.

۳-۴- مطالعه پارامتری

در این بخش، به منظور نشان دادن تاثیر برخی از پارامترهای طراحی بر رفتار چرخه و تاثیر آن‌ها بر محصولات تولیدی و بازده انرژی و انرژی سامانه تولید چندگانه مطالعه پارامتری جامعی انجام شده است. مطابق شکل ۶، افزایش دمای ورودی به توربین موجود در چرخه برایتون مدولار هلیوم باعث شده کار توربین و در نتیجه کل توان خالص تولیدی توسط چرخه پیشنهادی از ۹/۳۶۹ تا ۱۳/۴۳ مگاوات افزایش یابد. افزایش دمای ورودی توربین باعث افزایش میانگین دمای دریافت گرما در چرخه

می‌شود و در نتیجه بازده چرخه ما با افزایش دمای ورودی به توربین باعث افزایش اختلاف آنتالپی در دو سر توربین می‌شود و امکان تولید توان بیشتر و در نتیجه دستیابی به بازده بالاتر را فراهم می‌کند. افزایش توان تاثیر مستقیم بر بازده انرژی و همچنین بازده انرژی سامانه گذاشته و هر دو به صورت صعودی افزایش داشته‌اند. بازده انرژی از ۳۳/۵۴٪ در دمای ۹۰۰ کلوین تا ۱۸/۶۱٪ در دمای ۱۱۸۰ کلوین و همچنین بازده انرژی از ۳/۴۹٪ در دمای ۹۰۰ کلوین تا ۸۵/۵۶٪ در دمای ۱۱۸۰ کلوین افزایش را نشان می‌دهد. از نظر اقتصادی مقدار کمیت \dot{Z}_{tot} با توجه به افزایش توان خالص خروجی از $\$/kWh$ ۱۰۴/۴ تا $\$/kWh$ ۱۲۱/۴ (بین اثر J_{SOFC} (بین $4500 A/m^2$ و $7000 A/m^2$) بر معیارهای عملکرد مورد مطالعه ارزیابی شده است. این پارامتر بر نرخ جریان مولی ورودی سوخت (CH_4) و ولتاژ تولیدی هر سلول پیل سوختی اکسید جامد تاثیر می‌گذارد. در واقع، افزایش J_{SOFC} منجر به افزایش سوخت ورودی و کاهش ولتاژ تولید می‌شود که اثر اولی قوی‌تر است. بنابراین، نرخ تبدیل مولی واکنش الکتروشیمیایی بالا می‌رود. این بدان معناست که پیل سوختی اکسید جامد قادر به تولید برق بیشتری است. علاوه بر این، نرخ آنتالپی خروجی پیل سوختی افزایش می‌یابد، بنابراین زیرسامانه انرژی اضافی مبتنی بر حرارت را در J_{SOFC} بالاتر به دست می‌آورد و سطح انرژی محصولات خود را افزایش می‌دهد. با این حساب، مطابق شکل ۷، مقدار محصولات افزایش می‌یابد. مطابق شکل مقدار کار تولیدی از ۹/۷۰۵ تا ۱۰/۱۳ مگاوات افزایش پیدا کرده است. بر اساس شکل، با توجه به رشد محصولات خروجی، بازده انرژی و انرژی مرتبط با سوخت ورودی، به ترتیب از ۵۵/۰۲٪ تا ۵۵/۲۶٪ و از ۴۹/۸۲٪ تا ۵۱/۹۹٪ افزایش پیدا کرده است. از نظر اقتصادی مقدار کمیت \dot{Z}_{tot} با توجه به افزایش توان خالص خروجی از $\$/kWh$ ۱۰۵/۷ تا $\$/kWh$ ۱۰۵/۹ افزایش داشته است. تغییر در معیارهای عملکردی مورد مطالعه با T_{SOFC} (از ۱۲۲۳K تا ۱۵۰۰ K) در شکل ۸ نشان داده شده است. با نگاهی به شکل زیر، توان خالص تولیدی افزایش را تجربه می‌کند. هنگامی که T_{SOFC} بالا می‌رود، ولتاژ تولید شده توسط هر سلول پیل سوختی اکسید جامد تحت یک روند افزایشی-کاهشی قرار می‌گیرد و نرخ جریان جرمی سوخت ورودی کاهش می‌یابد. در اینجا، ظرفیت برق خروجی پیل سوختی اکسید



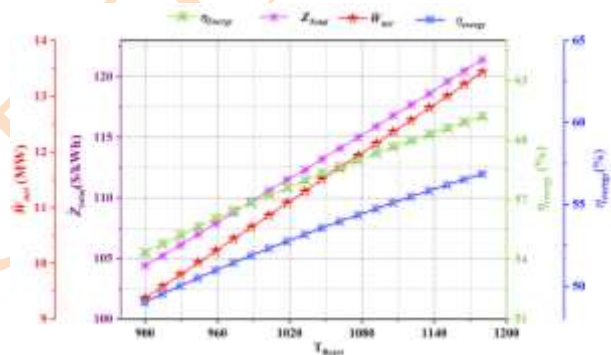
شکل ۸- تاثیر افزایش دمای ورودی پیل سوختی بر معیارهای عملکردی سامانه تولید چندگانه

۵- نتیجه گیری

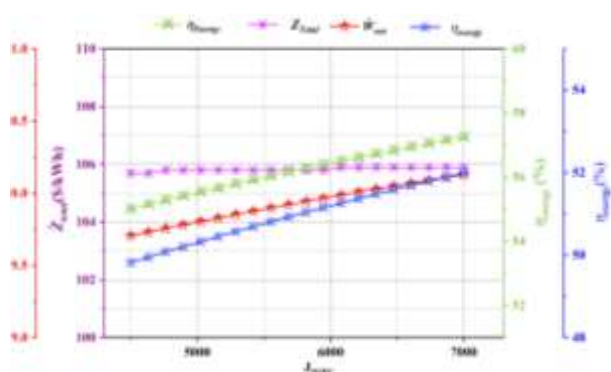
در این مطالعه یک سامانه ترکیبی نوین شامل پیل سوختی اکسید جامد، برایتون مدولار هلیوم، موتور استرلینگ، تبرید جذبی-تراکمی آبشاری و آب شیرین کن اسمز معکوس به منظور تولید توان، سرمایش و آب شیرین مورد بررسی قرار گرفت. در سامانه مورد مطالعه از چرخه پیل سوختی اکسید جامد و برایتون مدولار هلیوم به منظور تولید توان استفاده می شود. موتور استرلینگ نیز به منظور تامین توان الکتریکی آب شیرین کن پیشنهاد شده است. همچنین به منظور تولید آب شیرین از واحد آب شیرین کن اسمز معکوس استفاده شده است. در این پژوهش مدل سازی جامع ترمودینامیکی سامانه مورد نظر با کد نویسی در نرم افزار EES صورت گرفته است. در ادامه سامانه پیشنهادی از دیدگاه های قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفت. خلاصه-ی نتایج مهم به دست آمده از شبیه سازی به شرح زیر می-باشد:

- سامانه پیشنهادی توانایی تولید ۹/۷۰۵ مگاوات توان الکتریکی و نیز ۸/۴۵ kg/s آب شیرین را دارا می باشد. همچنین بازده انرژی و انرژی و گرزی سامانه به ترتیب برابر ۵۵/۰۲٪ و ۴۹/۸۲٪ می-باشد.
- چرخه پیل سوختی اکسید جامد می تواند ۱۱۰۶ کیلووات توان الکتریکی تولید کند. چرخه برایتون هلیوم مدولار قادر به تولید ۸۵۹۸ کیلووات توان الکتریکی است. همچنین چرخه موتور استرلینگ ۵۳/۶۸ کیلووات توان تولید می کند.
- میزان سرمایش تولیدی توسط سامانه مدل سازی شده برابر ۶۸/۷۹ کیلووات می باشد.

جامد مشابه ولتاژ تولید شده رفتار می کند. بر این اساس، نرخ آنتالپی در ابتدا کاهش می یابد و به دنبال آن افزایش می یابد. اگرچه سرعت جریان جرمی آن کاهش می یابد، آنتالپی خاص جریان خروجی پس سوز در دماهای بالاتر افزایش می یابد. کاهش اولیه در نرخ آنتالپی به دلیل کاهش سرعت جریان جرمی آن است. با این حال، در دماهای بالاتر، تاثیر آنتالپی خاص غالب است. از آنجایی که تغییر در چرخه مستقیماً به نرخ آنتالپی بستگی دارد، بنابراین توان خالص تولیدی به طور مداوم افزایش می یابد. مطابق شکل مقدار کار تولیدی از ۹/۵۷۴ تا ۹/۶۸۲ مگاوات افزایش پیدا کرده است. از شکل مشهود است که بازده انرژی و انرژی یک روند رو به رشد را تجربه می کنند و حداکثر مقادیر آن ها ۵۵/۳۳٪ و ۵۶/۸۳٪ به دست می آید. در ابتدا، \dot{Z}_{tot} تمایل به کاهش دارد، اما روند آن سپس به سمت بالا می رود. از نظر عددی حداقل مقدار آن ۱۰۵/۵۷۱ می باشد.



شکل ۶- تاثیر افزایش دمای ورودی توربین گاز چرخه برایتون مدولار هلیوم بر پارامترهای عملکردی سامانه



شکل ۷- تاثیر افزایش J_{SOFC} بر معیارهای عملکردی سامانه تولید چندگانه

s	آنتروپی ویژه ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
T	دما (K)
W	آهنگ توان تولیدی و مصرفی (kW)
Y	کسر مولی
علائم یونانی	
η	بازده (%)
ε	کارایی مبدلها
$\bar{\lambda}$	نسبت سوخت به هوا
بالانویسها، زیر نویسها و کوته نویسها	
AC	کمپرسور هوا
Ch	شیمیایی
Cond	چگالنده
Dw	آب شیرین
D	تخریب
ex	اگرژی
Fu	سوخت
HE	مبدل حرارتی
net	مقدار خالص خروجی
Pr	محصول
RG	بازیاب کننده
SW	شوری آب دریا
X	غلظت

- میزان نرخ انتشار کربن دی اکسید برابر با $17/59$ کیلوگرم بر مگاوات ساعت می باشد.
- افزایش دمای ورودی به توربین موجود در چرخه برایتون مدولار هلیوم باعث شده کار توربین و در نتیجه کل توان خالص تولیدی توسط چرخه پیشنهادی از $9/369$ تا $13/43$ مگاوات افزایش یابد.
- با افزایش اثر J_{SOFC} (بین 4500 A/m^2 و 4500 A/m^2) مقدار کار تولیدی از $9/705$ تا $10/13$ مگاوات افزایش پیدا کرده است.
- با افزایش دمای ورودی پیل سوختی، مقدار کار تولیدی از $9/574$ تا $9/682$ مگاوات افزایش پیدا کرده است. بازده انرژی و اگرژی یک روند رو به رشد را تجربه کردند و حداکثر مقادیر آنها $55/33\%$ و $56/83\%$ به دست آمد.

۶- نمادها

A	مساحت (m^2)
C	ظرفیت حرارتی (W.K^{-1})
ex	اگرژی ویژه (kJ.kg^{-1})
\dot{E}_x	آهنگ اگرژی جریان (kW)
h	آنتالپی مخصوص (kJ.kg^{-1})
k_0	ضریب نشت گرما (W/K)
\bar{LHV}	ارزش حرارتی پایین (kJ.kmol^{-1})
\dot{m}	آهنگ دبی جرمی (kg.s^{-1})
\dot{n}	آهنگ مولی (kmol.s^{-1})
P	فشار (kPa)
\dot{Q}	آهنگ ظرفیت گرمایی (kW)
R	ثابت گاز ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)

- [1] Liang, Wenxing, Zeting Yu, Shuzhan Bai, Guoxiang Li, and Daohan Wang. "Study on a near-Zero Emission Sofc-Based Multi-Generation System Combined with Organic Rankine Cycle and Transcritical Co2 Cycle for Lng Cold Energy Recovery." *Energy Conversion and Management* 253 (2022): 115188.
- [2] Alsarraf, Jalal, Abdulwahab A Alnaqi, and Abdullah AAA Al-Rashed. "Thermodynamic Modeling and Exergy Investigation of a Hydrogen-Based Integrated System Consisting of Sofc and Co2 Capture Option." *International Journal of Hydrogen Energy* 47, no. 62 (2022): 26654-64.
- [3] Ranjbar, Faramarz, Ata Chitsaz, SM Seyed Mahmoudi, Shahram Khalilarya, and Marc A Rosen. "Energy and Exergy Assessments of a Novel Trigenation System Based on a Solid Oxide Fuel Cell." *Energy Conversion and Management* 87 (2014): 318-27.
- [4] Wang, Qiancheng, Hsi-Hsien Wei, and Qian Xu. "A Solid Oxide Fuel Cell (Sofc)-Based Biogas-from-Waste Generation System for Residential Buildings in China: A Feasibility Study." *Sustainability* 10, no. 7 (2018): 2395.
- [5] Roy, Dibyendu, Samiran Samanta, and Sudip Ghosh. "Techno-Economic and Environmental Analyses of a Biomass Based System Employing Solid Oxide Fuel Cell, Externally Fired Gas Turbine and Organic Rankine Cycle." *Journal of Cleaner Production* 225 (2019): 36-57.
- [6] Sadat, Seyed Mohammad Sattari, Hadi Ghaebi, and Arash Mirabdollah Lavasani. "4e Analyses of an Innovative Polygeneration System Based on Sofc." *Renewable Energy* 156 (2020): 986-1007.
- [7] Dhahad, Hayder A, Samareh Ahmadi, Mahidzal Dahari, Hadi Ghaebi, and Towhid Parikhani. "Energy, Exergy, and Exergoeconomic Evaluation of a Novel Ccp System Based on a Solid Oxide Fuel Cell Integrated with Absorption and Ejector Refrigeration Cycles." *Thermal Science and Engineering Progress* 21 (2021): 100755.
- [8] Adebayo, Victor, Muhammad Abid, Michael Adedeji, and Tahir Abdul Hussain Ratlamwala. "Energy, Exergy and Exergo-Environmental Impact Assessment of a Solid Oxide Fuel Cell Coupled with Absorption Chiller & Cascaded Closed Loop Orc for Multi-Generation." *International Journal of Hydrogen Energy* 47, no. 5 (2022): 3248-65.
- [9] Dostal, Vaclav, Michael J Driscoll, Pavel Hejzlar, and Yong Wang. "Supercritical Co2 Cycle for Fast Gas-Cooled Reactors." Paper presented at the Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2004.
- [10] Van den Braembussche, RA, JF Brouckaert, G Paniagua, and L Briottet. "Design and Optimization of a Multistage Turbine for Helium Cooled Reactor." *Nuclear engineering and design* 238, no. 11 (2008): 3136-44.
- [11] Zhao, Haihua, and Per F Peterson. "Multiple Reheat Helium Brayton Cycles for Sodium Cooled Fast Reactors." *Nuclear Engineering and Design* 238, no. 7 (2008): 1535-46.
- [12] Dardour ,Saied, Simon Nisan, and Françoise Charbit. "Utilisation of Waste Heat from Gt-Mhr and PbmR Reactors for Nuclear Desalination." *Desalination* 205, no. 1-3 (2007): 254-68.
- [13] Mohammadi, Z, Mohsen Fallah, and SM Seyed Mahmoudi. "Advanced Exergy Analysis of Recompression Supercritical Co2 Cycle." *Energy* 178 (2019): 631-43.
- [14] Namin, Amin Shekari, Hadi Rostamzadeh, and Pejman Nourani. "Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of Three Cascade Power Plants Coupled with Ro Desalination Unit, Driven by a Salinity-Gradient Solar Pond." *Thermal Science and Engineering Progress* 18 (2020): 100562.
- [15] Delgado-Torres, Agustín M, Lourdes García-Rodríguez, and Vicente J Romero-Ternero. "Preliminary Design of a Solar Thermal-Powered Seawater Reverse Osmosis System." *Desalination* 216, no. 1-3 (2007): 292-305.
- [16] Li, Chennan, Saeb Besarati, Yogi Goswami, Elias Stefanakos, and Huijuan Chen. "Reverse Osmosis Desalination Driven by Low Temperature Supercritical Organic Rankine Cycle ". *Applied energy* 102 (2013): 1071-80.
- [17] Chen, Heng, Oday A Ahmed, Pradeep Kumar Singh, Barno Sayfutdinovna Abdullaeva, Merwa Alhadrawi, Yasser Elmasry, Mohammad Sediq Safi, and Ibrahim Mahariq. "Coupling a Thermoelectric-Based Heat Recovery and Hydrogen Production Unit with a Sofc-Powered Multi-Generation Structure; an in-Depth Economic Machine Learning-Driven Analysis." *Case Studies in Thermal Engineering* 61 (2024): 105046.

- [18] Chen, Rui ,Haifeng Qian, Mohammed K Khashan, Karrar Ibrahim Abdulameer, Hyder H Abed Balla, Zaid S Kareem, Raymond Ghandour, and Yasser Fouad. "Triple-Objective Optimization Using Ann+ Nsga-Ii for an Innovative Biomass Gasification-Heat Recovery Process, Producing Electricity, Coolant, and Liquefied Hydrogen." *Case Studies in Thermal Engineering* 60 (2024): 104647.
- [19] Bauer, CG, and TW Forest. "Effect of Hydrogen Addition on the Performance of Methane-Fueled Vehicles. Part I: Effect on Si Engine Performance." *International journal of hydrogen energy* 26, no. 1 (2001): 55-70.
- [20] Khaljani, Mansoureh, R Khoshbakhti Saray, and Keyvan 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): 154-65.
- [21] Xia, Lei, Ali Khosravi, Minfang Han, and Li Sun. "Modelica Based Hybrid-Dimensional Dynamic Modeling, Multi-Objective Optimization and Thermodynamic Analysis of Cross-Flow Sofc System." *Renewable Energy* 241 (2025): 122372.
- [22] Rokni, Masoud. "Thermodynamic Analyses of Municipal Solid Waste Gasification Plant Integrated with Solid Oxide Fuel Cell and Stirling Hybrid System." *International journal of hydrogen energy* 40, no. 24 (2015): 7855-69.
- [23] Gholamian, Ehsan, and Vahid Zare. "A Comparative Thermodynamic Investigation with Environmental Analysis of Sofc Waste Heat to Power Conversion Employing Kalina and Organic Rankine Cycles." *Energy Conversion and Management* 117 (2016): 150-61.
- [24] Yaqi, Li, He Yaling, and Wang Weiwei. "Optimization of Solar-Powered Stirling Heat Engine with Finite-Time Thermodynamics." *Renewable energy* 36, no. 1 (2011): 421-27.
- [25] Nafey, AS, and MA Sharaf. "Combined Solar Organic Rankine Cycle with Reverse Osmosis Desalination Process: Energy, Exergy, and Cost Evaluations." *Renewable Energy* 35, no. 11 (2010): 2571-80.
- [26] Ustaoglu, Abid. "Parametric Study of Absorption Refrigeration with Vapor Compression Refrigeration Cycle Using Wet, Isentropic and Azeotropic Working Fluids: Conventional and Advanced Exergy Approach." *Energy* 201 (2020): 117491.
- [27] Curzon, Frank L, and Boye Ahlborn. "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output." *American Journal of Physics* 43, no. 1 (1975): 22-24.
- [28] Ahmadi, Mohammad H, Amir H Mohammadi, Saeed Dehghani, and Marco A Barranco-Jimenez. "Multi-Objective Thermodynamic-Based Optimization of Output Power of Solar Dish-Stirling Engine by Implementing an Evolutionary Algorithm." *Energy conversion and Management* 75 (2013): 438-45.
- [29] Cao, Yan, Dayong Xu, Hussein Togun, Hayder A Dhahad, Hossein Azariyan, and Naeim Farouk. "Feasibility Analysis and Capability Characterization of a Novel Hybrid Flash-Binary Geothermal Power Plant and Trigeration System through a Case Study." *International Journal of Hydrogen Energy* 46, no. 52 (2021): 26241-62.
- [30] Yilmaz, Fatih, and Basharat Jamil. "Parametric and a Case Study of an Innovative Solar-Driven Combined System: Thermodynamic and Environmental Impact Analysis for Sustainable Production of Power, Heating, and Freshwater." *Renewable Energy* 238 (2025): 121768.
- [31] Parikhani, Towhid, Hossein Azariyan, Reza Behrad, Hadi Ghaebi, and Javad Jannatkhah. "Thermodynamic and Thermo-economic Analysis of a Novel Ammonia-Water Mixture Combined Cooling, Heating, and Power (Cchp) Cycle." *Renewable Energy* 145 (2020): 1158-75.
- [32] Abdolalipouradl, Mehran, Farzad Mohammadkhani, and Mortaza Yari. "The Potential of a Novel Multigeneration System Based on a Biogas-Fueled Gas Turbine: Thermodynamic, Exergoeconomic, and Multi-Objective Assessments." *Renewable Energy* (2025): 123282.
- [33] Shayan, E, V Zare, and I Mirzaee. "On the Use of Different Gasification Agents in a Biomass Fueled Sofc by Integrated Gasifier: A Comparative Exergo-Economic Evaluation and Optimization." *Energy* 171 (2019): 1126-38.
- [34] Yari, Mortaza, and SMS Mahmoudi. "Utilization of Waste Heat from Gt-Mhr for Power Generation in Organic Rankine Cycles." *Applied Thermal Engineering* 30, no. 4 (2010): 366-75.
- [35] Xu, Jialin, Zhanguo Su, Junyan Meng, Yuzhong Yao, Mohammad Shahab Vafadaran, and Ali Kiani Salavat. "A Thermodynamic, Exergoeconomic, and Exergoenvironmental Investigation and Optimization on a Novel

Geothermal Trigenation System to Sustain a Sport Arena." *Process Safety and Environmental Protection* 177 (2023): 278-98.

[36] Kaushik, SC, and S Kumar. "Finite Time Thermodynamic Evaluation of Irreversible Ericsson and Stirling Heat Engines." *Energy Conversion and Management* 42, no. 3 (2001): 295-312.

[37] Touati, Khaled, and Catherine N Mulligan. "Energy Consumption and Energy Efficiency of High-Pressure Reverse Osmosis: Effect of Water Recovery, Number of Stages, and Energy Recovery." *Applied Energy* 382 (2025): 125270.

[38] Haghghi, Maghsoud Abdollahi, Shahriyar Ghazanfari Holagh, Ata Chitsaz, and Kiyam Parham. "Thermodynamic Assessment of a Novel Multi-Generation Solid Oxide Fuel Cell-Based System for Production of Electrical Power, Cooling, Fresh Water, and Hydrogen." *Energy conversion and management* 197 (2019): 111895.

UNCORRECTED PROOF