

مدل سازی و تحلیل ترمو اکونومیکی یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و برودت بر پایه سیکل میکروتوربین گاز و پیل سوختی

سونیا حسینی^۱، جاماسب پیرکندی^{۲*}، زهرا پولائی موزیرجی^۳

۱- دانشجوی دکتری، دانشگاه آزاد اسلامی واحد دماوند، تهران، soniahosseini1365@gmail.com

۲- دانشیار، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، مجتمع دانشگاهی هوافضا، تهران، jpirkandi@mut.ac.ir

۳- استادیار، دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران شمال، تهران، poolaei.iau@gmail.com

* نویسنده مخاطب

(تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۶/۲۲، دریافت آخرین اصلاحات: ۱۴۰۳/۰۸/۰۱، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۰۷)

چکیده: هدف از ارائه این مقاله معرفی و تحلیل عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی دو سیستم هیبریدی سه گانه جهت تولید انرژی الکتریکی، حرارتی و برودتی است. در این تحقیق سیکل هیبریدی میکروتوربین گاز و پیل سوختی به عنوان محرک اولیه و چیلر جذبی به عنوان محرک ثانویه لحاظ شده است. جهت انجام این تحقیق دو سیستم هیبریدی پیشنهادی همراه با تجهیزات جانبی آن از دیدگاه اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته‌اند. با توجه به اهمیت پیل سوختی در این سیستم هیبریدی برای پیل تحلیل ترمودینامیکی، حرارتی و الکتروشمیایی نیز انجام شده تا نتایج محاسبات دارای دقت بالایی باشد. در ادامه با مطالعه پارامتری سیستم هیبریدی اشاره شده تأثیر نسبت فشار کمپرسور، نسبت هوا به سوخت و دمای ورودی به ژنراتور بر روی بازده انرژی و انرژی، نرخ تخریب و اتلاف انرژی، هزینه سیستم و گرمایش و سرمایش تولیدی سیستم بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده الکتریکی و انرژی سیستم افزایش و نرخ تخریب انرژی و قیمت برق تولیدی کاهش می‌یابد. همچنین در صورت استفاده از چیلر جذبی دو اثره به جای چیلر جذبی تک اثره، نرخ تخریب انرژی ۵/۴ درصد کاهش و قیمت برق تولیدی ۲۸ درصد افزایش خواهد یافت. نتایج نشان می‌دهد کمترین قیمت برق تولیدی و بیشترین بازده انرژی در نسبت فشار ۶ کمپرسور اتفاق می‌افتد. به طوری که در این نسبت فشار بیشترین بازده انرژی ۰/۵۸ و ۰/۵۹ و کمترین قیمت برق تولیدی ۰/۱۹۵ و ۰/۲۶ دلار بر کیلووات ساعت به ترتیب برای سیستم اول و دوم خواهد بود.

کلید واژگان: میکروتوربین گاز، پیل سوختی، چیلر جذبی، انرژی، تحلیل اقتصادی

مقدمه

با توسعه جوامع و افزایش روزافزون مصرف انرژی و کمبود منابع انرژی‌های طبیعی، انسان مجبور به استفاده از منابع در دسترس با کارآمدترین راه برای جلوگیری از اتلاف انرژی شده است. حال آنکه راهکارها باید به گونه‌ای مطرح و اجرا شوند که از نظر اقتصادی و زیست‌محیطی قابل توجیه باشند. برای غلبه بر این مشکلات راه‌حل‌های جایگزین بررسی شده‌اند، به نحوی که تمرکز روی کاهش مصرف انرژی و بهبود عملکرد باشد. یکی از گرایش‌هایی که با مسئله انرژی سروکار دارند، چرخه‌های ترمودینامیکی بکار رفته در نیروگاه‌ها و صنایع تولید توان و مباحث گرمایش و سرمایش است [۱]. در شکل (۱) فرآیند یک سیستم تولید سه گانه به صورت شماتیک نشان داده شده است [۱]. تولید دو یا چند صورت مفید انرژی از یک یا دو منبع انرژی، تولید همزمان نامیده می‌شود. اکثر کاربردهای چرخه‌های تولید همزمان به شکلی است که سوخت به انرژی‌های گرمایی (تولید گرمایش و سرمایش) و مکانیکی (تولید توان) تبدیل می‌شوند. چرخه‌های تولید همزمان به دلیل داشتن مزایا و کاربردهای بسیار فراوان، طی چند سال اخیر مورد مطالعه زیادی قرار گرفته‌اند. از این چرخه‌ها در صنایع غذایی، هتل‌ها، مراکز خرید، فرودگاه‌ها، بیمارستان‌ها و خانه‌ها استفاده می‌شود [۱].

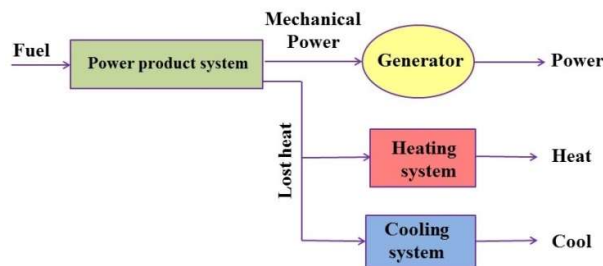


Figure 1- Production cycle of the triple system

شکل ۱- چرخه تولید سیستم سه گانه

استفاده از منابع انرژی در سیستم‌های تولید همزمان بسیار اهمیت دارد. این منابع باید به گونه‌ای انتخاب شوند که اثرات زیست محیطی کمتری داشته باشند. همچنین تولید سرمایه در سیستم‌های تولید همزمان دغدغه اصلی محققان بوده و بنابراین باید توجه ویژه به این موضوع داشت. از انواع محرک‌های اولیه که به عنوان تأمین کننده اصلی سیکل می‌توان در نظر گرفت، می‌توان به توربین گاز، توربین بخار، پیل سوختی، میکرو توربین و موتورهای احتراق درونی اشاره کرد. سامانه های پیل سوختی که به عنوان نسل چهارم نیروگاه‌ها نیز شناخته شده‌اند، فرایند تولید الکتریسیته کاملاً متفاوتی با سایر روش‌ها و فناوری‌ها دارند. پیل‌های سوختی همانند باتری‌ها از طریق یک فرایند الکتروشیمیایی، الکتریسته جریان مستقیم تولید می‌کنند. پیل‌های سوختی یکی از فناوری‌های تولید برق با بازدهی مناسب، تمیز و بدون سر و صدا است. از آنجایی که سوخت مورد استفاده توسط پیل سوختی در یک فعل و انفعال الکتروشیمیایی مصرف شده و سوزانده نمی‌شود، لذا استفاده از سوخت، موجب آلودگی هوا نمی‌شود [۱]. مسأله تولید برودت در سیستم‌های تولید همزمان نیز موضوع مهمی بوده و در بیشتر سیستم‌های هیبریدی از چیلرهای جذبی تک اثره استفاده می‌شود. چیلرهای جذبی تک اثره عموماً دارای ضریب عملکرد پایینی بوده و در سال‌های اخیر کمتر مورد استفاده قرار گرفته‌اند. در مقابل چیلرهای جذبی دو اثره دارای دو ژنراتور دما بالا و پایین بوده و ضریب عملکرد بالاتری دارند. این چیلرها در کنار راندمان بالا مصرف آب کمتری نیز دارند.

بررسی تحقیقات گذشته نشان می‌دهد که مطالعه بر روی سیستم‌های هیبریدی از سال ۱۹۷۰ میلادی شروع شده است. بررسی‌های انجام شده نشان می‌دهد که در زمینه سیستم‌های هیبریدی سه گانه پیل سوختی، توربین گاز و چیلر جذبی تحقیقات زیادی انجام نشده است. مهرپویا و همکاران [۲] در تحقیقی به بررسی انرژی، انرژی و آنالیز حساسیت سیستم تولید چندگانه با استفاده از پیل سوختی کربنات مذاب، موتور استرلینگ و چیلر جذبی پرداختند. چن و همکاران [۳] در پژوهشی به مطالعه و بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندگانه خانگی متشکل از پیل سوختی کربنات مذاب و چیلر جذبی جهت تولید حرارت، سرمایه‌گذاری و توان پرداختند. میرزائی و همکاران [۴] در تحقیقی، به تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم سه گانه تولید حرارت، برق و برودت پرداختند. این سیستم تولید همزمان شامل توربین گاز، چیلر جذبی، بویلر و چند مبدل حرارتی است. ادهمی و همکاران [۵] در تحقیقی یک سیستم تولید همزمان بر پایه میکروتوربین گاز و چیلر جذبی را از دیدگاه ترمودینامیکی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. یانگ و همکاران [۶] در تحقیقی به معرفی و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و برودت بر اساس پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و هیدروژن مایع پرداختند. هو و همکاران [۷] در تحقیقی یک سیستم یکپارچه تولید همزمان سه گانه برق، حرارت و برودت را از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. این سیستم شامل توربین گاز، توربین بخار و رفرمیگ متانول است. لیو و همکاران [۸] عملکرد یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و برودت بر پایه پیل سوختی اکسید جامد، سیکل برایتون، سیکل رانکین را از لحاظ ترمودینامیکی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. معرفتی و همکاران [۹] در تحقیقی یک سیستم تولید همزمان سه گانه بر پایه پیل سوختی اکسید جامد، سلول‌های

خورشیدی، موتور استرلینگ و توربین بخار را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. مقدم و همکاران [۱۰] عملکرد یک سیستم تولید همزمان برق، حرارت و برودت جدید را که شامل توربین‌گاز، سیکل کالینا و چیلر جذبی بود از لحاظ ترمودینامیکی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. پیرکندی و همکاران [۱۱] در تحقیقی به تحلیل انرژی و انرژی یک سیستم جدید متشکل از پیل سوختی اکسید جامد، توربین‌گاز و توربین بخار جهت تولید همزمان برق، حرارت و برودت پرداختند. داسیلوار و ماتلی [۱۲] در یک بررسی انرژی‌اکونومیک به تعیین هزینه تولید توان در یک سیستم ترکیبی پیل سوختی کربنات مذاب و توربین بخار پرداختند. حسینی و همکاران [۱۳] در یک بررسی به معرفی، ارزیابی و بررسی عملکرد اقتصادی یک سیستم ترکیبی جدید شامل پیل سوختی کربنات مذاب، سیستم سنتز متانول و سیکل تولید توان پرداختند. زنگ و همکارانش [۱۴] به بررسی و مطالعه ترمودینامیکی یک سیستم سه گانه تولید حرارت، توان و سرمایش با استفاده از پیل سوختی اکسید جامد، سیکل رانکین و چیلر جذبی دو اثره پرداختند. زهانگ و همکارانش [۱۵] به بررسی ترمودینامیکی یک سیستم ترکیبی تولید حرارت، توان و سرمایش با استفاده از پیل سوختی اکسید جامد و سیکل سوپرکریستیکال CO₂ پرداختند. بهزادی و همکارانش [۱۶] به بررسی و تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم ترکیبی متشکل از پیل سوختی اکسید جامد، توربین‌گاز و چیلر جذبی دو اثره پرداختند. ژنگ و همکاران [۱۷] تحلیل ترمودینامیکی، انرژی و اکونومیکی یک سیستم جدید ترکیب الکترولایزر و پیل سوختی اکسید جامد جهت تولید توان، حرارت و برودت و ذخیره حرارت بر پایه انرژی خورشیدی را مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. یانگ و همکاران [۱۸] تحلیل ترمودینامیکی و انرژی یک سیستم جدید ترکیبی الکترولایزر غشاء پلیمری با پیل سوختی اکسید جامد براساس سوخت بایومس را جهت تولید توان، حرارت و برودت انجام دادند. قربانی و همکاران [۱۹] مطالعه پارامتری و بهینه‌سازی یک سیستم سه گانه تولید برودت، گرمایش و توان بر پایه انرژی زمین گرمایی را انجام دادند. ژیا و پایول [۲۰] یک سیستم ترکیبی موتور استرلینگ، موتور احتراق داخلی و چیلر جذبی را جهت تولید حرارت، برودت و توان را از نظر اقتصادی و ترمودینامیکی مورد تحلیل و ارزیابی قرار دادند. هووانگ و همکاران [۲۱] تحلیل ترمودینامیکی، اقتصادی و محیط زیستی و بهینه‌سازی یک سیستم ترکیبی تولید توان، حرارت و برودت بر پایه پیل سوختی اکسید جامد و توربین‌گاز را انجام دادند. وانگ و همکاران [۲۲] تحلیل و بررسی یک سیستم جدید تولید سه‌گانه تبرید، گرمایش و توان مبتنی بر احتراق زیست‌توده، چرخه سوپرکریستیکال CO₂، چیلر جذبی تک اثره و نمک‌زدایی را انجام دادند. در جدول ۱ خلاصه تحقیقات انجام شده ارائه شده است.

جدول ۱- خلاصه تحقیقات انجام شده

Table 1- Summary of the conducted research

Row	Researcher	Year	Hybrid system	Type of analysis
1	Mehrpooya et al.	2017	Molten carbon fuel cell, Stirling engine and absorption chiller	Energy and exergy analysis
2	Chen et al.	2018	Molten carbonate fuel cell and absorption chiller	Thermodynamic, economic and environmental analysis
3	Hou et al.	2018	Gas turbine, steam turbine and methanol reforming	Thermodynamic and economic analysis
4	Adhami et al.	2018	Micro turbine and absorption chiller	Thermodynamic analysis
5	Mirzaee et al.	2019	Gas turbine, absorption chiller, boiler and multiple heat exchangers	Thermodynamic analysis
6	Liu et al.	2019	Solid oxide fuel cell, Brayton cycle, Rankine cycle, carbon dioxide and liquid hydrogen fuel	Energy and exergy analysis
7	Marefati et al.	2019	Solid oxide fuel cell, solar cells, Stirling engine and steam turbine	Thermodynamic analysis
8	da Silva et al.	2019	Molten carbon fuel cell and steam turbine	Exergoeconomics analysis
9	Hosseini et al.	2019	Molten carbonate fuel cell, methanol synthesis system	Economic analysis
10	Behzadi et al.	2019	Solid oxide fuel cell, gas turbine and double-effect absorption chiller	Thermodynamic analysis
11	Yang et al.	2020	Solid oxide fuel cell, gas turbine and liquid hydrogen	Thermodynamic analysis
12	Pirkandi et al.	2020	Solid oxide fuel cell, gas turbine and steam turbine	Energy and exergy analysis

Row	Researcher	Year	Hybrid system	Type of analysis
13	Moghadam et al.	2021	Gas turbine, Kalina cycle and absorption chiller	Energy and exergy analysis
14	Zeng et al.	2021	Solid oxide fuel cell, Rankine cycle and double-effect absorption chiller	Thermodynamic analysis
15	Zhong et al.	2021	Solid oxide fuel cell and supercritical CO ₂ cycle	Thermoeconomic analysis
16	Zheng et al.	2023	Electrolyzer and solid oxide fuel cell	Thermodynamic, economic and exergy analysis
17	Yang et al.	2023	Polymer membrane electrolyzer with solid oxide fuel cell based on biomass fuel	Energy and exergy analysis
18	Ghorbani et al.	2023	Kalina cycle, ejector refrigeration cycle and organic Rankine cycle	Energy and exergy analysis
19	Paul et al.	2024	Stirling engine, internal combustion engine and absorption chiller	Thermodynamic, economic and exergy analysis
20	Huang et al.	2024	Solid oxide fuel cell, gas turbine, Rankine cycle, organic Rankine cycle, ejector refrigeration system and heat exchanger	Thermodynamic, economic and environmental analysis
21	Wang et al.	2024	Biomass combustion, supercritical CO ₂ cycle, single-effect absorption chiller and desalination	Energy and exergy analysis

هدف از ارائه این مقاله معرفی دو پیکربندی مختلف از سیستم‌های تولید همزمان هیبریدی است. محرک اولیه دو سیستم تحلیل شده در این تحقیق، یک سیکل هیبریدی توربین‌گاز و پیل سوختی اکسید جامد (SOFC+GT) بوده و محرک ثانویه نیز دو چیلر جذبی تک اثره و دو اثره خواهد بود. دو سیستم هیبریدی موردنظر همراه با تجهیزات جانبی آن به‌طور کامل مدل‌سازی شده و سپس از دیدگاه ترمودینامیکی، انرژی و اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار خواهند گرفت. برخلاف بیشتر تحقیقات انجام شده، در این مقاله پیل سوختی به‌صورت مجزا و در سه بخش متفاوت که شامل محاسبات بهسازی، الکتروشیمیایی و حرارتی است، تحلیل و بررسی شده است. در ادامه با مطالعه پارامتری سیستم‌های هیبریدی مدل‌سازی شده، تأثیر نسبت فشار کمپرسور، نسبت هوا به سوخت و دمای خروجی از ژنراتور بر روی بازده انرژی، نرخ انرژی تخریب شده و تلف شده، بازگشت-ناپذیری سیستم و همچنین قیمت تمام شده سیستم بررسی شده است.

مدل‌سازی سیستم‌های پیشنهادی

سیستم‌های هیبریدی پیشنهادی در شکل‌های ۲ (سیستم پیشنهادی اول) و ۳ (سیستم پیشنهادی دوم) نشان داده شده است. سیستم پیشنهادی اول شامل یک سیکل ترکیبی توربین‌گاز (کمپرسور هوا و سوخت، مبدل حرارتی، توربین، محفظه احتراق)، پیل سوختی (استک پیل سوختی و محفظه پس‌سوز) و چیلر جذبی تک اثره (ژنراتور، چگالنده، اواپراتور، جذب کننده، پمپ، شیر انبساط و مبدل حرارتی) است. سیستم پیشنهادی دوم شامل یک سیکل ترکیبی توربین‌گاز، پیل سوختی و چیلر جذبی دو اثره است. سوخت به‌کار رفته در سیستم گاز طبیعی با ترکیب ۹۷ درصد متان، ۱/۵ درصد دی‌اکسیدکربن و ۱/۵ درصد نیتروژن بوده و پیل سوختی اکسید جامد در این سیستم‌ها به‌عنوان محرک اولیه بوده و ترکیب هوای ورودی به سیکل نیز شامل ۲۱ درصد اکسیژن و ۷۹ درصد نیتروژن در نظر گرفته شده است.

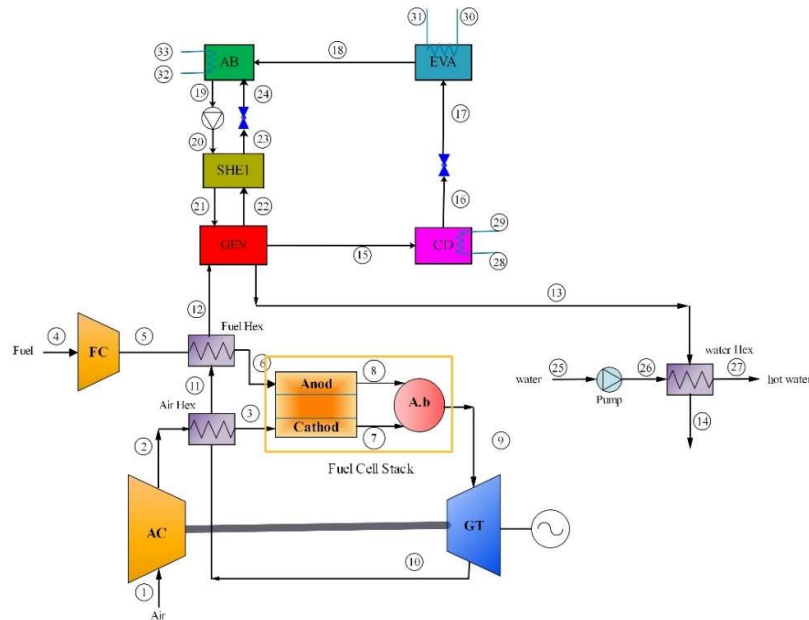


Figure 2- The composition of the proposed hybrid system with a single-effect absorption chiller (the first proposed system)
 شکل ۲- ترکیب بندی سیستم هیبریدی پیشنهادی با چیلر جذبی تک اثره (سیستم پیشنهادی اول)

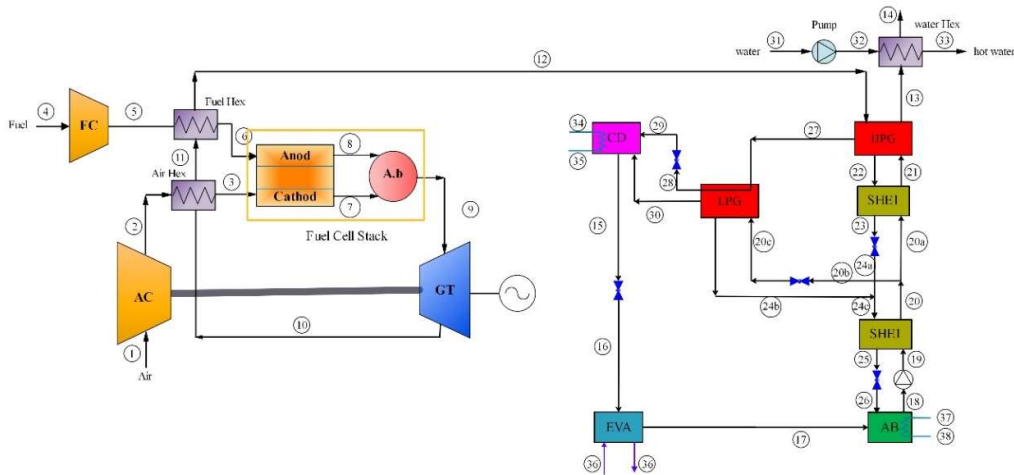


Figure 3- Composition of the proposed hybrid system with a double effect absorption chiller (the second proposed system)
 شکل ۳- ترکیب بندی سیستم هیبریدی پیشنهادی با چیلر جذبی دو اثره (سیستم پیشنهادی دوم)

هوا با فشار و دمای محیط وارد کمپرسور شده و پس از متراکم شدن وارد آند پیل سوختی و محفظه پس سوز می شود. از سوی دیگر سوخت هیدروکربنی نیز توسط کمپرسور سوخت متراکم شده و وارد بخش آند پیل سوختی و محفظه پس سوز می شود. واکنش هیدروژن و اکسیژن در پیل توان الکتریکی قابل ملاحظه ای تولید می کند که باعث افزایش بازده سیستم هیبریدی می شود. گازهای داغ پس از خروج از میکروتوربین در ادامه مسیر خود وارد سه بازیاب می شوند. در ادامه گازهای خروجی وارد ژنراتور چیلر جذبی شده و مقدار گرمای لازم برای کارکرد آن را فراهم می کند. در انتهای سیکل نیز یک بازیاب قرار داده شده که از آن برای تأمین آب گرم استفاده می شود. در سیستم هیبریدی پیشنهادی بخش پیل سوختی و توربین گاز توان الکتریکی،

بخش چیلر جذبی انرژی برودتی و بازیاب سوم نیز انرژی حرارتی تولید می‌کنند و این مساله باعث افزایش بازده و توان تولیدی سیستم می‌شود.

فرضیات

- در مدل‌سازی و تحلیل سیستم‌های هیبریدی پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است:
- کلیه اجزای سیکل آدیباتیک فرض می‌شوند.
 - جریان سیال در کلیه اجزا پایا است.
 - رفتار تمام گازهای استفاده شده در سیکل ایده‌آل فرض شده است.
 - از نشتی گاز داخل سیستم به بیرون صرف‌نظر شده است.
 - ولتاژ در زیر توده‌های پیل سوختی ثابت فرض شده است.
 - فرض شده که سوخت درون پیل سوختی با بهسازی داخلی تبدیل به هیدروژن می‌شود.
 - بازده آیزنتروپیک کمپرسورها ۸۱ درصد فرض شده است.
 - بازده آیزنتروپیک توربین ۸۴ درصد در نظر گرفته شده است.
 - بازده مبدل‌های حرارتی ۹۵ درصد فرض شده است.
 - در ایزروبر و کندانسور از آب با دمای محیط برای خنک‌کاری استفاده شده است.

معادلات حاکم

در این بخش ابتدا با استفاده از روابط موجود عملکرد تمامی اجزای به کار رفته در سیستم پیشنهادی معرفی شده و سپس تحت شرایط پایدار سیستم فوق مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. جهت این کار یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده و سپس عملکرد سیستم با تغییر چند پارامتر موثر مانند نسبت فشار کاری کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین، دمای آب ورودی به اواپراتور، دمای ورودی به برج‌خنک‌کن و دمای ورودی به ژنراتور ... مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. در این بخش روابط حاکم بر مسأله در دو قسمت مجزا که شامل روابط ترمودینامیکی و روابط اقتصادی است، آورده شده است. در جدول ۲ روابط مربوط به بخش توربین‌گاز و پیل سوختی ارائه شده است.

جدول ۲- روابط تعادل انرژی و انرژی و انرژی تخریب شده سیستم [۲۳،۲۴]

Table 2- Energy and Exergy balance and Exergy destructions relations[23,24]

Components	Energy balance	Exergy balance
Air Compressor	$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a \eta_{ca}}}$ $\eta_{is,c} = \frac{W_{c,s}}{W_{c,a}} = \frac{\bar{h}_{2s} - \bar{h}_1}{\bar{h}_2 - \bar{h}_1}$ $\dot{W}_c = \dot{n}_{ca} \cdot W_{c,a}$	$\dot{S}_{gen,ca} = \dot{n}_{ca} \cdot (\bar{S}_2 - \bar{S}_1)$ $\dot{E}_{D,ca} = \dot{W}_{ca} - \dot{n}_{ca} \cdot (e_2 - e_1)$ $\psi_{ca} = \frac{\dot{n}_{ca} \cdot (e_2 - e_1)}{\dot{W}_{ca}}$
Fuel Compressor	$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{P_5}{P_4}\right)^{\frac{k_a-1}{k_a \eta_{p,fa}}}$ $\eta_{is,cf} = \frac{\dot{W}_{c,s}}{\dot{W}_{c,f}} = \frac{\bar{h}_{5s} - \bar{h}_4}{\bar{h}_5 - \bar{h}_4}$ $\dot{W}_c = \dot{n}_{cf} \cdot W_{c,f}$	$\dot{S}_{gen,cf} = \dot{n}_{cf} \cdot (\bar{S}_5 - \bar{S}_4)$ $\dot{E}_{D,cf} = \dot{W}_{cf} - \dot{n}_{cf} \cdot (e_5 - e_4)$ $\psi_{ca} = \frac{\dot{n}_{cf} \cdot (e_5 - e_4)}{\dot{W}_{cf}}$
Gas Turbine	$\left(\frac{P_9}{P_{10}}\right)^{\frac{k_g-1}{k_g}} = \left(\frac{T_9}{T_{10,s}}\right)$ $\eta_{is,gt} = \frac{\dot{W}_{gt,a}}{\dot{W}_{gt,s}} = \frac{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10}}{\bar{h}_9 - \bar{h}_{10,s}}$ $\dot{W}_{gt} = \dot{n}_{cf} \cdot (\bar{h}_9 - \bar{h}_{10})$	$\dot{S}_{gen,gt} = \dot{n}_{gt} \cdot (\bar{S}_9 - \bar{S}_{10})$ $\dot{E}_{D,gt} = \dot{n}_{cf} \cdot (e_5 - e_4) - \dot{W}_{gt}$ $\psi_{gt} = \frac{\dot{W}_{gt}}{\dot{n}_{gt} \cdot (e_9 - e_{10})}$

Components	Energy balance	Exergy balance
Heat exchanger I	$\varepsilon_{reg,1} = \frac{T_3 - T_2}{T_{10} - T_2}$	$\dot{S}_{gen,reg,1} = \dot{n}_2 \cdot (\bar{S}_3 - \bar{S}_2) - \dot{n}_{10} \cdot (\bar{S}_{10} - \bar{S}_{11})$ $\dot{E}_{D,reg,1} = \dot{n}_{10} \cdot (e_{10} - e_{11}) - \dot{n}_2 \cdot (e_3 - e_2)$ $\psi_{reg,1} = \frac{\dot{n}_2 \cdot (e_3 - e_2)}{\dot{n}_{10} \cdot (e_{10} - e_{11})}$
Heat exchanger II	$\varepsilon_{reg,1} = \frac{T_6 - T_5}{T_{11} - T_5}$	$\dot{S}_{gen,reg,2} = \dot{n}_2 \cdot (\bar{S}_6 - \bar{S}_5) - \dot{n}_{10} \cdot (\bar{S}_{11} - \bar{S}_{12})$ $\dot{E}_{D,reg,2} = \dot{n}_{10} \cdot (e_{10} - e_{11}) - \dot{n}_2 \cdot (e_6 - e_5)$ $\psi_{reg,1} = \frac{\dot{n}_2 \cdot (e_6 - e_5)}{\dot{n}_{10} \cdot (e_{10} - e_{11})}$
Heat exchanger III	$\dot{Q}_{reg,3} = \varepsilon_{reg,3} \dot{n}_{12} \cdot (\bar{h}_{12} - \bar{h}_{13})$ $\dot{Q}_{reg,3} = \dot{n}_{water} \cdot C_p (T_{12} - T_{13})$	$\dot{S}_{gen,reg,3} = \dot{n}_{26} \cdot (\bar{S}_{27} - \bar{S}_{26}) - \dot{n}_{10} \cdot (\bar{S}_{13} - \bar{S}_{14})$ $\dot{E}_{D,reg,3} = \dot{n}_{10} \cdot (e_{13} - e_{14}) - \dot{n}_{26} \cdot (e_{27} - e_{26})$ $\psi_{reg,3} = \frac{\dot{n}_{26} \cdot (e_{27} - e_{26})}{\dot{n}_{10} \cdot (e_{13} - e_{14})}$
Water Pump	$\eta_{is,P,W} = \frac{w_{is}}{w_{act}} = \frac{v_{25}(P_{26} - P_{25})}{h_{26} - h_{25}}$ $\dot{W}_{P,W} = \dot{m}_{25}(h_{26} - h_{25})$	$\dot{E}_{D,W} = \dot{W}_{P,W} + \dot{E}_{25} - \dot{E}_{26}$ $\psi_{reg,3} = \frac{\dot{E}_{26} - \dot{E}_{25}}{\dot{W}_{P,W}}$
SOFC	$E = E^\circ + \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left(\frac{\rho_{H_2} \rho_{O_2}^{1/2}}{\rho_{H_2O}} \right)$ $V_{cell} = \dot{E} - (V_{act} + V_{ohm} + V_{con}) = \dot{E} - \Delta V_{loss}$ $I_{tot} = 2FZ$ $(\dot{W}_{DC})_{sofc} = V_{cell} I_{tot}$ $(\dot{W}_{AC})_{sofc} = (\dot{W}_{DC})_{sofc} \times \eta_{inv,sofc}$ $\dot{Q}_{elec} = zT\Delta S - I\Delta V_{loss}$ $\dot{Q}_{net} = \dot{Q} + \dot{Q}_{surr}$ $\dot{Q} = \Delta h_{ca,in} + \Delta h_{ca,out} + \Delta h_{an,in} + \Delta h_{an,out}$ $\dot{Q}_{error} = \left \frac{\dot{Q} - \dot{Q}'}{\dot{Q}'} \right < 0.01$ $\dot{n}_3 \bar{h}_3 + \dot{n}_6 \bar{h}_6 = \dot{Q}_{error} + \dot{W}_{sofc} + \dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_8 \bar{h}_8$	$\dot{S}_{gen,reg,3} = (\dot{n}_7 \bar{S}_7 - \dot{n}_8 \bar{S}_8) - (\dot{n}_3 \bar{S}_3 - \dot{n}_6 \bar{S}_6) + \frac{\dot{Q}_{surr}}{T_{surr}}$ $\dot{E}_{D,sofc} = \dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8 - \dot{E}_Q - \dot{W}_{sofc}$ $\psi_{sofc} = \frac{\dot{W}_{sofc}}{\dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8}$
After Burner	$CO + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2$ $H_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O$ $CH_4 + 2O_2 \rightarrow 2H_2O + CO_2$ $\dot{n}_7 \bar{h}_7 + \dot{n}_8 \bar{h}_8 - \dot{n}_9 \bar{h}_9 - \dot{Q}_{loss,ab} = 0$ $\dot{Q}_{loss,ab} = \dot{n}_7 \cdot (1 - U_f) \times (1 - \eta_{ab}) \times LHV$	$\dot{S}_{gen,ab} = (\dot{n}_9 \bar{S}_9 - \dot{n}_7 \bar{S}_7) - \dot{n}_8 \bar{S}_8 + \frac{\dot{Q}_{loss,ab}}{T_{surr}}$ $\dot{E}_{D,ab} = \dot{E}_7 + \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{E}_{Q,ab}$ $\psi_{sofc} = \frac{\dot{E}_9}{\dot{E}_7 + \dot{E}_8}$

مدل سازی چیلر جذبی

موازنه انرژی برای هر کدام از مولفه‌های سیستم تبرید تک اثره از جمله ژنراتور، کندانسور، اواپراتور و ابزوردر در جدول ۳ ارائه شده است [۲۵]:

جدول ۳- روابط تعادل انرژی و انرژی و اکسرژی تخریب شده سیستم [۲۵]

Table 3- Energy and Exergy balance and Exergy destructions relations [25]

Components	Energy balance	Exergy balance
Generator	$\dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{15} h_{15} + \dot{m}_{22} h_{22}$	$\dot{E}_{D,g} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{21} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{22} - \dot{E}_{15}$ $\psi_G = \frac{\dot{Q}_G}{\dot{E}_{12} + \dot{E}_{21}}$
SHE	$\dot{m}_{20} h_{20} + \dot{m}_{22} h_{22} = \dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{21} h_{21}$	$\dot{E}_{D,SHE} = \dot{E}_{22} + \dot{E}_{20} - \dot{E}_{23} - \dot{E}_{21}$ $\psi_{SHE} = \frac{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{21}}{\dot{E}_{22} - \dot{E}_{23}}$
Pump	$\eta_{is,P,ARC} = \frac{w_{is}}{w_{act}} = \frac{v_{19}(P_{20} - P_{19})}{h_{20} - h_{19}}$ $\dot{W}_{P,ARC} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{19})$	$\dot{E}_{D,P,ARC} = \dot{W}_{P,ARC} + \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20}$ $\psi_{P,ARC} = \frac{\dot{E}_{20} - \dot{E}_{19}}{\dot{W}_{P,ARC}}$
Absorber	$\dot{m}_{19} h_{19} + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{53} h_{53} = \dot{m}_{54} h_{54} + \dot{m}_{14} h_{14}$	$\dot{E}_{D,ab} = \dot{E}_{18} + \dot{E}_{24} + \dot{E}_{32} - \dot{E}_{19} - \dot{E}_{33}$ $\psi_{ab} = \frac{\dot{E}_{19}}{\dot{E}_{18} + \dot{E}_{24}}$

Expansion valve	$h_{11} = h_{12}$	$\dot{E}_{D,V} = \dot{E}_{23} - \dot{E}_{24}$ $\psi_V = \frac{\dot{E}_{24}}{\dot{E}_{23}}$
Condenser	$\dot{m}_{15}h_{15} + \dot{m}_{28}h_{28} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{29}h_{29}$	$\dot{E}_{D,Con} = \dot{E}_{28} + \dot{E}_{15} - \dot{E}_{29} - \dot{E}_{16}$ $\psi_{Con} = \frac{\dot{Q}_{Con}}{\dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}}$
Evaporator	$\dot{m}_{17}h_{17} + \dot{m}_{30}h_{30} = \dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{31}h_{31}$	$\dot{E}_{D,Eva} = \dot{E}_{30} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_{31} - \dot{E}_{18}$ $\psi_{Eva} = \frac{\dot{Q}_{Eva}}{\dot{E}_{17} - \dot{E}_{18}}$

در نهایت ضریب عملکرد سیستم نیز بر طبق رابطه زیر تعریف می شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_g + \dot{W}_P} \quad (1)$$

بازده اگزرژی نیز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$\eta_{exergy} = \frac{\dot{Q}_{Ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)}{\left[\dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right) + \dot{W}_P\right]} \quad (2)$$

مدل سازی سیستم هیبریدی

در این بخش با در نظر گرفتن کل سیستم به عنوان یک حجم کنترل، راندمان کلی آن با استفاده از رابطه (۳) بدست خواهد آمد. در این سیستم ترکیبی مقدار حرارت از طریق بازیاب سوم و مقدار سرمایش از طریق اواپراتور تبرید جذبی تامین خواهد شد.

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{Q}_{Ev} + \dot{W}_{net} + \dot{Q}_{reg,3}}{\dot{n}_f \times LHV} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{sofc} + \dot{W}_{gt} - \dot{W}_{ac} - \dot{W}_{fc} - \dot{W}_{P,ab} - \dot{W}_{P,w} \quad (4)$$

$$\psi_{sys} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{Ev} + \dot{E}_{33}}{\dot{E}_1 + \dot{E}_4} \quad (5)$$

$$\dot{E}_{D,sys} = \dot{E}_1 + \dot{E}_4 + \dot{E}_{31} - \dot{E}_{14} - \dot{E}_{33} - \dot{W}_{net} - \dot{E}_{Ev} \quad (6)$$

روابط اقتصادی

تجزیه و تحلیل اقتصادی ابزاری مهم برای ارزیابی عملکرد سیستم های مهندسی است. در تجزیه و تحلیل اقتصادی سیستم باید هزینه هر جزء، هزینه های بهره برداری، نگهداری و هزینه مصرف سوخت سیستم را در نظر گرفت. هزینه اجزا را می توان تابعی از متغیرهای ترمودینامیکی تعریف شده در سیستم بیان کرد. در تحلیل اقتصادی، هزینه خرید تجهیزات، هزینه های خدمات مهندسی، قیمت سوخت، هزینه های تعمیر و نگهداری و ... محاسبه شده و در طول دوره کارکرد سیستم به صورت سالانه همسطح سازی می شوند.

برای همسطح سازی هزینه های سالیانه از ضریبی به نام فاکتور بازیافت سرمایه استفاده می شود که به صورت زیر تعریف

می شود [۲۶]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (7)$$

در رابطه فوق i مقدار متوسط سالیانه نرخ موثر کاهش ارزش پول و n بیانگر عمر اقتصادی در سیستم بر حسب سال

است [۲۴]:

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (8)$$

در معادله بالا \dot{Z}_k نرخ قیمت کلی برحسب دلار بر ساعت بوده که شامل قیمت سرمایه‌گذاری و هزینه‌های نگهداری است. همچنین معادله کلی بالانس قیمت هر جزء به صورت زیر خواهد بود [۲۶]:

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (9)$$

$$\dot{C}_i = c_i Ex_i \quad (10)$$

جدول ۴- توابع هزینه اجزای سیستم و روابط کمکی در تحلیل اگزرژی- اقتصادی [۲۷،۲۸]

Table 4- Cost functions of system components and auxiliary relations in exergy-economic analysis [27], [28]

Components	Cost Function	Auxiliary Relations
Air Compressor	$\left(\frac{71.1 \dot{m}_1}{0.9 - \eta_{is}}\right) \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	$\dot{C}_2 = \dot{C}_1 + \dot{C}_{Wac} + \dot{Z}_{AC}$
Fuel Compressor	$\left(\frac{71.1 \dot{m}_4}{0.9 - \eta_{is}}\right) \left(\frac{P_5}{P_4}\right) \ln\left(\frac{P_5}{P_4}\right)$	$\dot{C}_5 = \dot{C}_4 + \dot{C}_{Wac} + \dot{Z}_{AC}$
Heat exchanger I	$4122 \left(\frac{\dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) \times 1000}{18 \times \Delta T_{lm}}\right)^{0.6}$	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{11} = \dot{C}_2 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{reg}$
Heat exchanger II	$4122 \left(\frac{\dot{m}_{10}(h_{11} - h_{12}) \times 1000}{18 \times \Delta T_{lm}}\right)^{0.6}$	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{12} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{reg}$
After Burner	$\left(\frac{46.08 \dot{n}_{AB}}{0.995 - \frac{P_9}{P_8}}\right) [1 + \exp(0.018T_9 - 26.4)]$	$\dot{C}_9 = \dot{C}_7 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{AB}$
SOFC	$A_{SOFC}(2.96T_{SOFC} - 1907)$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_8 + \dot{C}_{Wsofc} = \dot{C}_3 + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{AB}$
Gas Turbine	$\left(\frac{479.34 \dot{m}_9}{0.92 - \eta_{is,gt}}\right) \ln\left[\frac{P_9}{P_{10}}\right] (1 + \exp(0.036 T_9 - 54.4))$	$\dot{C}_7 + \dot{C}_{W_T} = \dot{C}_6 + \dot{Z}_{Turb}$
Generator	$130(A_{gen}/0.093)^{0.78}$	$\dot{C}_{13} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{22} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_{HPG}$
SHE	$1.3(190 + 310(A_{SHE}))$	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{21} = \dot{C}_{20} + \dot{C}_{22} + \dot{Z}_{SHE}$
Pump chiller	$3450(\dot{W}_P)^{0.71}$	$\dot{C}_{20} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{W_{P2}} + \dot{Z}_{Pump}$
Absorber	$130(A_{Abs}/0.093)^{0.78}$	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{33} = \dot{C}_{32} + \dot{C}_{24} + \dot{C}_{18} + \dot{Z}_{Pump}$
Condenser	$10000 + 324(A_{COND})^{0.91}$	$\dot{C}_{16} + \dot{C}_{29} = \dot{C}_{28} + \dot{C}_{15} + \dot{Z}_{COND}$
Evaporator	$1.3(190 + 310(A_{EVAP}))$	$\dot{C}_{18} + \dot{C}_{31} = \dot{C}_{17} + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{EVA}$
Pump water	$3450(\dot{W}_P)^{0.71}$	$\dot{C}_{26} = \dot{C}_{25} + \dot{C}_{W_{P1}} + \dot{Z}_{Pump1}$
Heat exchanger III	$4122 \left(\frac{\dot{m}_{50}(h_{27} - h_{26}) \times 1000}{18 \times \Delta T_{lm}}\right)^{0.6}$	$\dot{C}_{27} + \dot{C}_{14} = \dot{C}_{26} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{reg}$

روش حل

جهت تحلیل مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار EES نوشته شده است. در بخش اول این برنامه، اطلاعات ورودی پیل شامل فشار کاری، چگالی جریان، دبی هوا و دبی سوخت ورودی به آن وارد می‌گردند. در این مرحله با توجه به ثابت نبودن دمای کاری پیل، حدس اولیه‌ای از دمای پیل زده می‌شود. با حدس دمای پیل در مرحله بعدی معادلات غیرخطی بهسازی و الکتروشیمیایی به همراه معادلات حرارتی و اقتصادی پیل به طور همزمان حل شده و نتایج مطلوب شامل محاسبه ترکیب اجزای شیمیایی گازهای خروجی، دما، افت ولتاژ، ولتاژ واقعی، جریان، توان، راندمان، قیمت برق تولیدی، هزینه‌های نصب و راه‌اندازی و سایر خواص پیل سوختی حاصل می‌شود.

اعتبارسنجی

با توجه به کمبود نتایج تجربی و تحلیلی در مورد سیستم هیبریدی پیشنهادی، در این تحقیق اعتبارسنجی پیل سوختی و چیلر جذبی به صورت مجزا انجام شده است. ابتدا برای سیستم هیبریدی پیل سوختی و توربین گاز برنامه مجزا نوشته شده و نتایج حاصله با نتایج تحلیلی موجود مقایسه شده است. در مرحله بعد برنامه دیگری برای چیلر جذبی تک اثره و دو اثره نوشته شده و نتایج با نتایج نمونه واقعی آن مقایسه گردیده است. در پایان نیز این دو برنامه به صورت یک برنامه کامل با هم لینک شده و

سیستم هیبریدی جدید بر اساس آن تحلیل شده است. به منظور اعتبارسنجی کد تهیه شده، ابتدا یک سیستم هیبرید توربین گاز و پیل سوختی تحلیل شده توسط چان و همکاران [۲۹]، مدل سازی شده و نتایج حاصل از کد حاضر با نتایج آنها در جدول ۵ مقایسه شده است. هم خوانی نزدیک بین این نتایج، موید صحت روش حاضر و کد تهیه شده است. پیل های سوختی بکار رفته در این تحقیق از نوع لوله ای است [۳۰]. برای اعتبارسنجی کد نوشته شده برای چیلر از مقاله رباہ گمری [۲۵] استفاده شده است. این مقاله شامل دو بخش چیلر جذبی تک اثره و چیلر جذبی دو اثره جریان سری می باشد. به منظور اعتبارسنجی چیلر با استفاده از ورودی های در نظر گرفته شده در پژوهش گمری مدل سازی انجام شده و نتایج به دست آمده از این مدل سازی با نتایج پژوهش گمری مقایسه شده است. همان طور که در جدول ۶ مشاهده می شود همخوانی نزدیک بین این نتایج، بیانگر صحت روش حاضر و کد تهیه شده است.

جدول ۵- مقایسه نتایج حاصل از کد حاضر برای سیستم هیبرید توربین گاز و پیل سوختی با نتایج تحلیلی موجود در مرجع [۲۹]
Table 5- Comparison of the results obtained from the current code for the gas turbine and fuel cell hybrid system with the analytical results available in the reference [29]

Percentage of error (%)	Present research	Chan et al	Parameters
2.7	60.52	62.2	Electrical efficiency
3.79	80.62	83.8	Overall efficiency
1.19	722.3	731	Heat recovery (kW)
1.71	374.45	381	Output power (kW)
3.79	0.71	0.738	Cell voltage (V)
-	1416	1416	Current density (A/m ²)
-	1166	1166	Cell temperature (K)

جدول ۶- ضریب عملکرد چیلر جذبی دو اثره لیتیم بروماید آب داغ در $T_{cond} = 33^{\circ}C$ [۲۵]

Table 6- Comparison of performance coefficient of hot water lithium bromide double effect absorption chiller in [25]

$T_{eva} = 6^{\circ}C$			$T_{eva} = 4^{\circ}C$			T_g °C
Percentage of error (%)	Present research	Gomeri	Percentage of error (%)	Present research	Gomeri	
3.4	1.333	1.29	2.8	1.213	1.18	115
3	1.39	1.35	2.5	1.281	1.25	125
2.3	1.391	1.36	2.4	1.341	1.31	135
3.1	1.392	1.35	3.7	1.368	1.32	145

نتایج

در این قسمت سیستم های پیشنهادی از دیدگاه اقتصادی و ترمودینامیکی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. پارامترهای طراحی و متغیرهای تصمیم گیری در تحلیل این سیستم نسبت فشار کاری کمپرسور، دمای گازهای ورودی به توربین، دمای خروجی اواپراتور، دمای خروجی ژنراتور و دمای خروجی کندانسور انتخاب شده است. پارامترهای فرض شده برای سیستم های پیشنهادی در جدول ۷ آمده است.

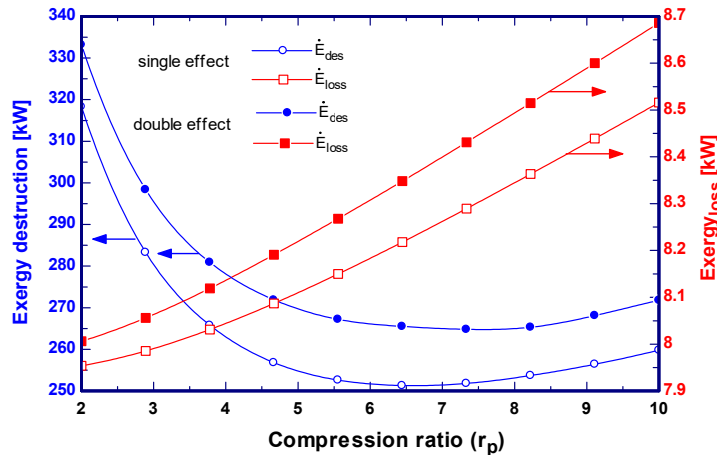
جدول ۷- پارامترهای فرض شده برای سیستم پیشنهادی [۲۵،۲۶]

Table 7- Assumed parameters for the proposed system [25,26]

Parameters	Assumption
Heat exchanger pressure loss	0.04
Compressor isentropic efficiency	0.81
Turbine isentropic efficiency	0.84
Pressure loss of chiller components	0.03
Water pump efficiency	0.95
Afterburner efficiency	0.95

Parameters	Assumption
Interest rate	0.10
Escalation rate	0.05
Plant economic life time (year)	20
Plant working capacity rate	0.95
Salvage value (% , percent of Initial Capital Cost)	20
Annuity factor	0.05

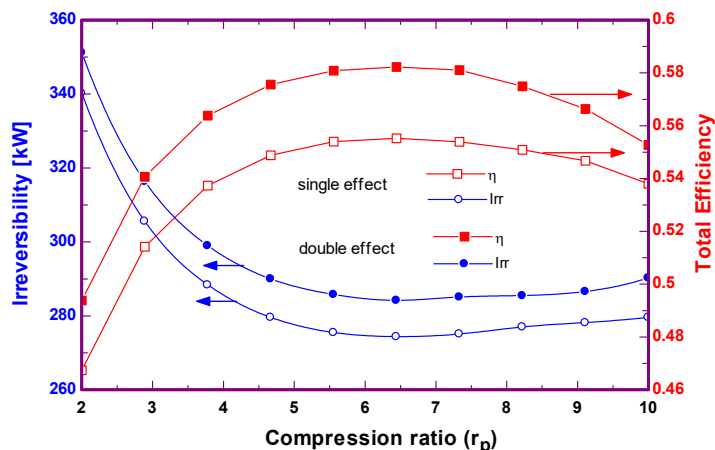
در بخش اول اثر نسبت فشار کمپرسور بر روی عملکرد سیستم بررسی شده است. همان‌طور که در شکل ۴ نشان داده شده است، افزایش نسبت فشار کمپرسور سبب افزایش آگزرژی اتلافی سیستم می‌شود. همچنین با افزایش نسبت فشار کمپرسور آگزرژی تخریب شده سیستم ابتدا کاهش و از نسبت فشار ۶ به بعد افزایش می‌یابد. این به دلیل آن است که با افزایش نسبت فشار کمپرسور توان تولیدی سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور توان تولیدی و همچنین سرمایه‌گذاری تولیدی سیستم ترکیبی دومی بیشتر از اولی بوده و این باعث افزایش تخریب آگزرژی در هر دو سیستم شده است به طوری که این تخریب آگزرژی در سیستم دوم بیشتر از سیستم اول خواهد بود. همچنین تعداد اجزای به کار رفته در سیستم ترکیبی دوم بیشتر از سیستم اولی بوده و تخریب آگزرژی در آن‌ها بیشتر خواهد بود. از سوی دیگر با افزایش نسبت فشار کمپرسور دما گازهای خروجی از توربین افزایش یافته و این باعث افزایش آگزرژی اتلافی سیستم‌ها خواهد شد.



شکل ۴- نمودار تغییرات آگزرژی تخریب و تلف شده در سیستم نسبت به تغییر فشار کاری کمپرسور

Figure 4- Diagram showing the relationship between changes in compressor working pressure and the exergy of destruction and waste in the system

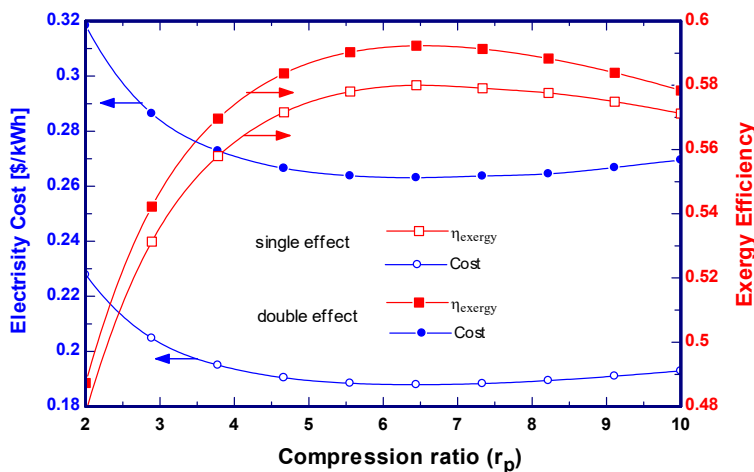
در شکل ۵ نمودار تغییرات بازگشت‌ناپذیری و بازده کلی سیستم برحسب تغییرات فشار کاری کمپرسور نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازگشت‌ناپذیری سیستم ابتدا کاهش و در نسبت فشار ۶ به کمترین مقدار خود رسیده و سپس با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده کلی سیستم تا نسبت فشارهای ۶ تا ۷ افزایش یافته و به مقدار بیشینه مقدار خود می‌رسد و سپس با افزایش نسبت فشار راندمان کاهش می‌یابد. مجموع آگزرژی تخریب شده و آگزرژی اتلافی را بازگشت‌ناپذیری می‌نامند. با افزایش نسبت فشار کمپرسور تخریب آگزرژی و آگزرژی اتلافی در هر دو سیستم افزایش می‌یابد و این باعث افزایش بازگشت‌ناپذیری در سیستم‌ها خواهد بود و این بازگشت‌پذیری در سیستم دوم بیشتر از سیستم اول خواهد بود.



شکل ۵- نمودار تغییرات بازده کلی و بازگشت‌ناپذیری سیستم نسبت به تغییر فشار کاری کمپرسور

Figure 5- Diagram showing the relationship between overall efficiency and irreversibility of the system as the compressor's working pressure changes

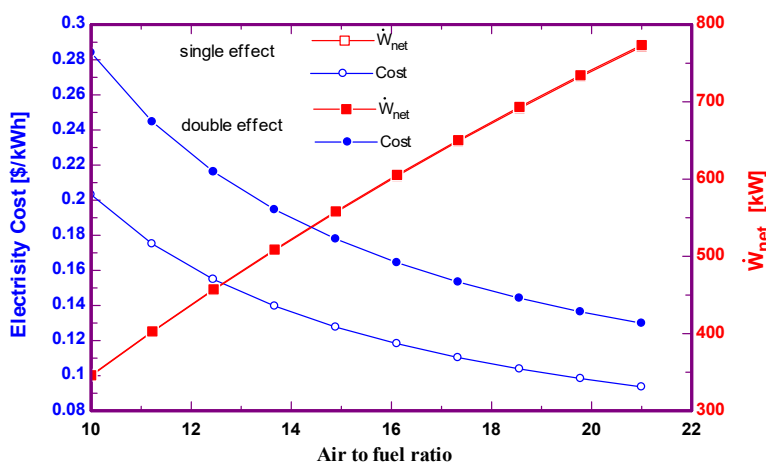
در شکل ۶ نمودار تغییرات قیمت برق تولیدی سیستم و بازده اگزرژی آن بر حسب تغییرات نسبت فشار کمپرسور را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش نسبت فشار کمپرسور قیمت برق تولیدی به علت افزایش توان تولیدی سیستم ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد به طوری که کمترین قیمت برق تولیدی در نسبت فشار کمپرسور ۶ اتفاق می‌افتد. همچنین با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده اگزرژی سیستم ابتدا افزایش و در نسبت فشار کمپرسور ۶ به بیشینه مقدار خود رسیده و سپس کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش نسبت فشار کمپرسور گرمای بیشتری وارد چیلر جذبی شده و مقدار سرمایه‌گذاری تولیدی سیستم نیز افزایش خواهد یافت. و به علت افزایش سرمایه‌گذاری در چیلر جذبی دو اثره بازده اگزرژی در سیستم دوم بیشتر از سیستم اول خواهد بود از طرفی به علت بیشتر بودن تجهیزات در سیستم دوم قیمت برق تولیدی توسط سیستم دوم بیشتر از سیستم اول خواهد بود.



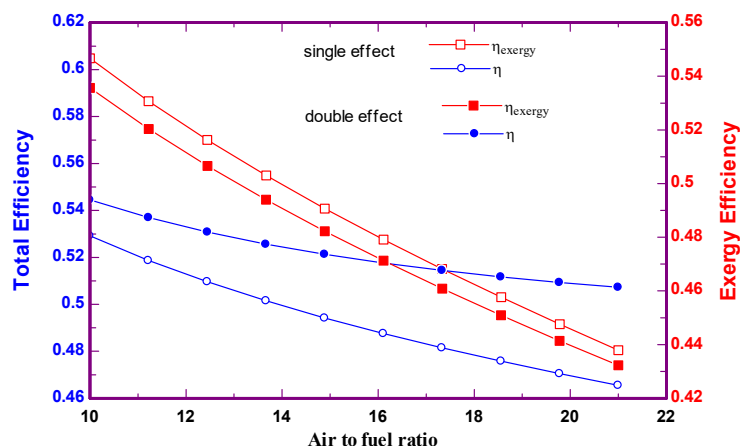
شکل ۶- نمودار تغییرات بازده اگزرژی و قیمت برق تولیدی سیستم نسبت به تغییر فشار کاری کمپرسور

Figure 6- Diagram illustrating the relationship between changes in exergy efficiency and electricity price produced by the system as the working pressure of the compressor varies

در ادامه نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم نیز مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. در شکل‌های ۷ و ۸ اثر نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی قیمت برق تولیدی آن بررسی شده است. در این دو شکل فشار کاری سیستم در حدود ۴ بار است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هوا به سوخت، قیمت برق تولیدی کاهش خواهد داشت. دلیل افزایش قیمت برق تولیدی در نسبت فشارهای پایین، دمای بالای پیل سوختی و پایین بودن توان تولیدی سیستم است. از سوی دیگر دلیل افزایش قیمت برق در نسبت فشارهای بالا نیز ظرفیت زیاد تجهیزات به کار رفته در سیستم هیبریدی است. مساله مهم دیگر در این دو شکل کاهش شدید بازده انرژی و آگزرژی سیستم‌ها با افزایش نسبت هوا به سوخت سیستم‌ها است. بررسی نتایج این دو شکل نشان می‌دهد که سیستم ترکیبی پیشنهادی در نسبت هوا به سوخت ۲۱ دارای توان تولیدی بالا بوده و قیمت برق تولیدی آن نیز پایین است. در نسبت هوا به سوخت ۲۱ و فشار کاری ۴ بار توان تولیدی سیستم در حدود ۷۹۰ کیلووات و قیمت برق تولیدی آن به ترتیب ۰/۱ و ۰/۱۳ دلار بر کیلووات ساعت در سیستم پیشنهادی اول و دوم برآورد می‌شود.

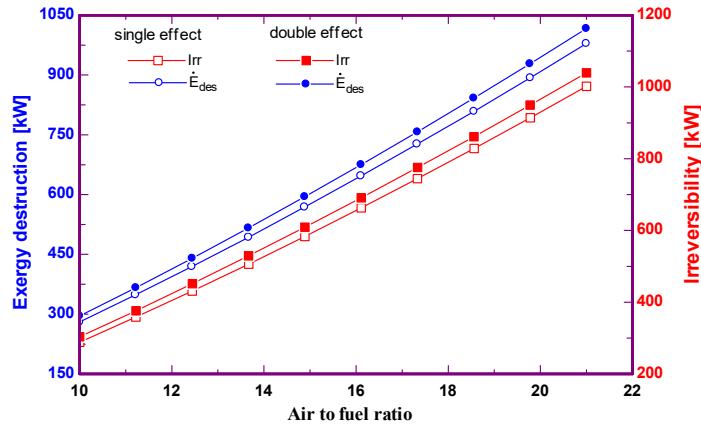


شکل ۷- تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی
Figure 7- Impact of the air-to-fuel ratio on the power output and electricity costs of the combined system



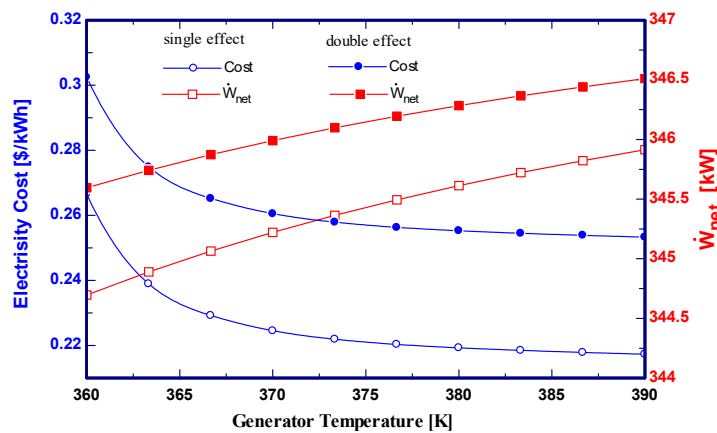
شکل ۸- تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی بازده انرژی و آگزرژی سیستم ترکیبی
Figure 8- Impact of air-fuel ratio on the energy efficiency and exergy of the combined system

در شکل ۹ نیز تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی به سیستم بر روی نرخ آگزردی تخریب شده و بازگشت‌ناپذیری آن نشان داده شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت هوا به سوخت میزان نرخ تخریب آگزردی و بازگشت‌ناپذیری سیستم افزایش می‌یابد و این افزایش در سیستم پیشنهادی دوم بیشتر از سیستم اول است. نتایج نشان می‌دهد که تخریب آگزردی و بازگشت‌ناپذیری در اجزای سیستم پیشنهادی دوم بیشتر از سیستم اول است.

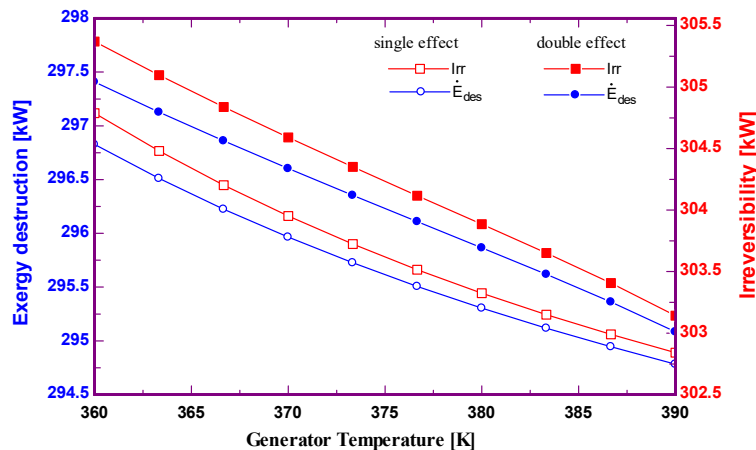


شکل ۹- تأثیر نسبت هوا به سوخت ورودی بر روی آگزردی تخریب شده و بازگشت‌ناپذیری سیستم‌ها
Figure 9- The impact of the air-to-fuel ratio on destroyed exergy and system irreversibility

در شکل ۱۰ تأثیر دمای ورودی به ژنراتور بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش دمای ژنراتور مقدار گرمای ورودی به چیلر جذبی بیشتر شده و سرمایه‌ش تولیدی سیستم افزایش می‌یابد. با افزایش دمای ژنراتور، دمای خروجی از ژنراتور نیز افزایش یافته و این باعث کاهش کار پمپ دوم شده و به همین دلیل توان تولیدی سیستم افزایش می‌یابد. از طرفی نیز به علت افزایش سرمایه‌ش تولیدی، قیمت برق تولیدی سیستم نیز کاهش می‌یابد و این کاهش قیمت در سیستم اول بیشتر از سیستم دوم است. به‌طوری که در دمای ۳۹۰ کلوین برای ژنراتور چیلر جذبی، سیستم هیبریدی دارای بیشترین توان تولیدی و کمترین قیمت برق تولیدی خواهد بود. شکل ۱۱ نیز تأثیر دمای ژنراتور بر روی نرخ آگزردی تخریب شده و بازگشت‌ناپذیری سیستم را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود با افزایش دمای ژنراتور چیلر جذبی نرخ آگزردی تخریب شده و بازگشت‌ناپذیری کاهش می‌یابد.



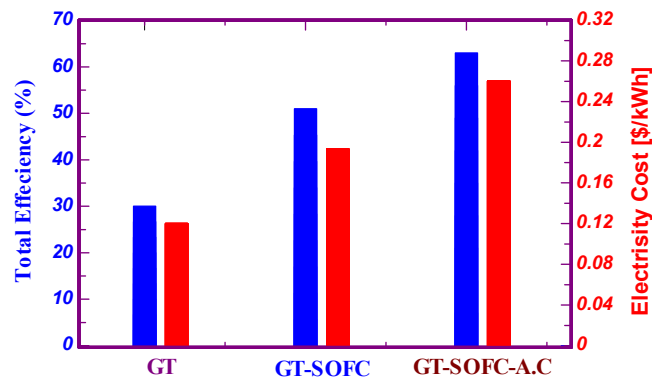
شکل ۱۰- تأثیر دمای ژنراتور بر روی توان و قیمت برق تولیدی سیستم ترکیبی
Figure 10- Impact of generator temperature on electricity power output and pricing in the combined system



شکل ۱۱- تأثیر دمای ژنراتور بر روی نرخ اگزرژی تخریب شده و بازگشت‌ناپذیری سیستم ترکیبی

Figure 11- Impact of generator temperature on exergy destruction rate and irreversibility in the combined system

در شکل ۱۲ بازده و قیمت برق تولیدی در حالات مختلف با یکدیگر مقایسه شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود به علت استفاده صحیح از گازهای هدررفت سیستم، بازده سیستم ترکیبی با چیلر جذبی بیشتر از بقیه خواهد بود. همچنین به خاطر تجهیزات زیاد مورد استفاده در سیستم ترکیبی با چیلر جذبی مقدار برق تولیدی این سیستم نیز بیشتر از بقیه خواهد بود.



شکل ۱۲- مقایسه بازده و قیمت سیستم‌های مختلف

Figure 12- Comparing efficiency and price of different systems

نتیجه‌گیری

- با توجه به مطالب ارائه شده در این مقاله، می‌توان موارد زیر را به عنوان جمع‌بندی بحث ارائه کرد:
- با افزایش نسبت فشار کاری کمپرسور هوا، نسبت انبساط در توربین بیشتر شده و این مسئله سبب کاهش نرخ تخریب اگزرژی، کاهش قیمت برق تولیدی و افزایش بازده اگزرژی سیستم می‌شود. به طوری که به دلیل تجهیزات مورد استفاده در سیستم پیشنهادی دوم قیمت برق تولیدی در سیستم دوم بیشتر از سیستم اول خواهد بود.
 - وقتی نسبت هوا به سوخت افزایش می‌یابد توان تولیدی سیستم افزایش و قیمت برق مصرفی کاهش می‌یابد. به طوری که در نسبت هوا به سوخت ۲۱ بیشترین توان تولیدی ۷۹۰ کیلووات و کمترین قیمت برق تولیدی ۰/۱۴ دلار بر کیلووات ساعت خواهد بود.

- نتایج نشان می‌دهد که کمترین قیمت برق تولیدی و بیشترین بازده انرژی در نسبت فشار کمپرسور ۶ اتفاق می‌افتد. به طوری که در این نسبت فشار بیشترین بازده انرژی ۰/۵۸ و ۰/۵۹ و کمترین قیمت برق تولیدی ۰/۱۹۵ و ۰/۲۶ دلار بر کیلووات ساعت به ترتیب برای سیستم اول و دوم خواهد بود.
- نتایج نشان می‌دهد که افزایش دمای ورودی به ژنراتور باعث افزایش سرمایه‌گذاری تولیدی سیستم‌ها شده و همچنین باعث افزایش توان تولیدی و کاهش قیمت برق تولیدی سیستم‌ها می‌شود.
- بیشترین بازده انرژی سیستم در نسبت فشار ۱۰ و وقتی که دمای ژنراتور ۲۹۰ درجه کلون است، حاصل می‌شود.

Nomenclature			
A	Heat transfer area (m ²)	T	Turbine
C	cost per exergy unit (\$/GJ)	Abs	Absorber
\dot{C}	cost rate (\$/h)	ARC	absorption refrigeration cycle
C	Heat capacity rate (kW/K)	CD	condenser
\dot{E}_x	Exergy rate (kW)	GT	Gas Turbine
h	Enthalpy (kJ/kg)	HE	Heat Exchanger
\dot{m}	Mass flow rate (kg/s)	SOFC	Solid oxide fuel cell
P	Pressure (bar)	TIT	Turbine Inlet Temperature
\dot{Q}	Heat rate (kW)	Th. V	Throttling valve
r	Pressure ratio	Z	investment cost of components (\$)
s	Specific entropy (kJ/kg.K)	\dot{Z}	investment cost rate of components (\$/h)
T	Temperature (K or °C)	Greek symbols	
W	Power (kW)	η_{ex}	Exergy efficiency
V	voltage (V)	η_{en}	Energy efficiency
Subscripts and abbreviations		η_T	Turbine efficiency
c	compressor	η_C	Compressor efficiency
Evap	evaporator	ε	Heat exchanger effectiveness
Gen	generator		
P	Pump		

منابع

- [1] T. Kerr, "Combined heat and power: evaluating the benefits of greater global investment., *International Energy Agency*, vol. 1(22), pp. 2015, March 2008.
- [2] M. Mehrpooya, S. Sayyad, and M.J. Zonouz, "Energy, exergy and sensitivity analyses of a hybrid combined cooling, heating and power (CCHP) plant with molten carbonate fuel cell (MCFC) and Stirling engine", *Journal of cleaner production*, vol. 148, pp. 283-294, April 2017.
- [3] X. Chen, H. Zhou, W. Li, Zh. Yu, G. Gong c, Y. Yan, L. Luo, Z.h. Wan, and Y. Ding, "Multi-criteria assessment and optimization study on 5 kW PEMFC based residential CCHP system", *Energy Conversion and Management*, vol. 160, pp. 384-395, March 2018.
- [4] M. Mirzaee, R. Zare, M. Sadeghzadeh, H. Maddah, M.H. Ahmadi, E. Acıkkalp, L. Chen, "Thermodynamic analyses of different scenarios in a CCHP system with micro turbine–Absorption chiller, and heat exchanger", *Energy Conversion and Management*, vol. 198, pp. 111919, October 2019.
- [5] H. Adhami, Sh. Khalilarya, S. Jafarmadar, and M. Ebrahimi, " Thermodynamic feasibility study of a suggested portable personal micro trigeneration system based on micro-gas turbine and micro-absorption chiller", *Applied Thermal Engineering*, vol. 144, pp. 45-58, November 2018.

- [6] X. Yang, H. Zhao, and Q. Hou, "Proposal and thermodynamic performance study of a novel LNG-fueled SOFC-HAT-CCHP system with near-zero CO₂ emissions", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol 45(38), pp. 19691-19706, July 2020.
- [7] Q. Hou, H. Zhao, and X. Yang, "Thermodynamic performance study of the integrated MR-SOFC-CCHP system", *Energy*, vol. 150, pp. 434-450, May 2018.
- [8] Y. Liu, J. Han, and H. You, "Performance analysis of a CCHP system based on SOFC/GT/CO₂ cycle and ORC with LNG cold energy utilization", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44 (56), pp. 29700-29710, November 2019.
- [9] M. Marefati, M. Mehrpooya, and S.A. Mousavi, "Introducing an integrated SOFC, linear Fresnel solar field, Stirling engine and steam turbine combined cooling, heating and power process", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol 44(57), pp. 30256-30279, November 2019.
- [10] A. Ebrahimi Moghadam, A. Jabari, Moghadam, M. Farzaneh Gord. and A. Arabkoohsar, "Performance investigation of a novel hybrid system for simultaneous production of cooling, heating, and electricity", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 43, pp. 100931, February 2021.
- [11] J. Pirkandi, H. Penhani, and A. Maroufi, Thermodynamic analysis of the performance of a hybrid system consisting of steam turbine, gas turbine and solid oxide fuel cell (SOFC-GT-ST), *Energy Conversion and Management*, vol. 213, pp.112816, June 2020.
- [12] F. Sartori da Silva, and J.A. Matelli, "Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC – steam turbine combined cycle", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44(33), pp. 18293-18307, July 2019.
- [13] S.S. Hosseini, M. Mehrpooya, A. Sulaiman Alsagri, and A.A. Alrobaian, Introducing, evaluation and exergetic performance assessment of a novel hybrid system composed of MCFC, methanol synthesis process, and a combined power cycle, *Energy Conversion and Management*, vol. 197, pp. 111878, October 2019.
- [14] R. Zeng, B. Guo, X. Zhang, H. Li, and G. Zhang, "Study on thermodynamic performance of SOFC-CCHP system integrating ORC and double-effect ARC", *Energy Conversion and Management*, vol. 242, pp. 114326, August 2021.
- [15] L. Zhong, E. Yao, H. Zou, and G. Xi, "Thermo-economic-environmental analysis of an innovative combined cooling and power system integrating Solid Oxide Fuel Cell Supercritical CO₂ cycle, and ejector refrigeration cycle", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, vol. 47, pp. 101517, October 2021.
- [16] A. Behzadi, A. Habibollahzade, V. Zare, and M. Ashjaee, "Multi-objective optimization of a hybrid biomass-based SOFC/GT/double effect absorption chiller/RO desalination system with CO₂ recycle", *Energy Conversion and Management*, vol. 181, pp. 302-318, February 2019.
- [17] N. Zheng, H. Zhang, L. Duan, Q. Wang, "Comprehensive sustainability assessment of a novel solar-driven PEMEC-SOFC-based combined cooling, heating, power, and storage (CCHPS) system based on life cycle method", *Energy*, vol. 265, pp. 126343, February 2023.
- [18] Sh. Yang, S. Peng, Zh. Xiao, Zh. Liu, Ch. Deng, W. Du, and N. Xie, "Energetic and exergetic analysis of a biomass-fueled CCHP system integrated with proton exchange membrane fuel cell", *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 48(36), pp. 13603-13616, April 2023.
- [19] S. Ghorbani, M. D. Dashtebayaz, D. Dadpour, and M. Delpisheh, "Parametric study and optimization of a novel geothermal-driven combined cooling, heating, and power (CCHP) system", *Energy*, vol. 263, Part F, pp. 126143, January 2023.
- [20] J. Jia, M.C. Paul, "Thermodynamic and economic evaluation of a CCHP system with biomass gasifier, Stirling engine, internal combustion engine and absorption chiller", *Energy Conversion and Management*, vol. 299, pp. 117803, January 2024.
- [21] Z. Huang, H. You, D. Chen, B. Hu, C. Liu, Y. Xiao, A. Prokazov, A. Lysyakov, "Thermodynamic, economic, and environmental analyses and multi-objective optimization of a CCHP system based on solid oxide fuel cell and gas turbine hybrid power cycle", *Fuel*, vol. 368, pp. 131649, July 2024.
- [22] L. Wang, G. Bo, R. Gao, M. Ayadi, W. Chammam, J.B. Ooi, and M. Qin, "Thermoeconomic assessment of an innovative combined cooling, heating, and power system based on biomass combustion, TCO₂ cycle, absorption chiller, and desalination", *Process Safety and Environmental Protection*, vol. 184, pp. 151-169, April 2024.
- [23] J Pirkandi, A Maroufi, S Khodaparast, "Parametric simulation and performance analysis of a solar gas turbine power plant from thermodynamic and exergy perspectives", *Journal of mechanical Science and Technology*, vol. 32, pp. 2365-2375, May 2018.
- [24] J Pirkandi, M Ghasemi, and MH Hamed, "Thermodynamic Performance Analysis of a Solid Oxide Fuel Cell and Micro Gas Turbine Hybrid Cycle in a CHP System", *Fuel and Combustion*, vol. 4(2), pp. 67-89, February 2012. (in Persian)
- [25] R. Gomri, "Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems", *Energy Conversion and Management*, vol 50(5), pp.1279-1287, May 2009.
- [26] J Pirkandi, M Ommian, "Thermo-Economic Operation Analysis of SOFC-GT Combined Hybrid System for Application in Power Generation Systems", *Journal of Electrochemical Energy Conversion and Storage*, vol. 16(1), pp. 011001, Feb 2019.
- [27] Y.E. Yuksel, M. Ozturk, I. Dincer, "Energy and exergy analyses of an integrated system using waste material gasification for hydrogen production and liquefaction", *Energy Conversion and Management*, vol. 185, pp. 718-729, April 2019.
- [28] S. Anvari, Sh. Khalilarya, and V.Zare, "Exergoeconomic and environmental analysis of a novel configuration of solar-biomass hybrid power generation system", *Energy*, vol. 165, Part B, pp. 776-789, December 2018.

- [29] S. Chan, H. Ho, and Y. Tian, "Modelling of simple hybrid solid oxide fuel cell and gas turbine power plant", *Journal of power sources*, vol. 109(1), pp. 111-120, June 2002.
- [30] A.V. Akkaya, "Electrochemical model for performance analysis of a tubular SOFC", *International Journal of Energy Research*, vol. 31(1), pp. 79-98, January 2007.

English Abstract

Thermo-economic modeling and analysis of the combined cooling, heat and power systems (CCHP) based on a fuel cell and micro gas turbine

Sonia Hosseini¹, Jamasb Pirkandi^{2*}, Zahra Poolaei Moziraji³

1- Ph.D Student, Department of Mechanical Engineering, Damavand Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran, soniahosseini1365@gmail.com

2- Faculty of Aerospace, Malek Ashtar University of Technology, Iran, jpirkandi@mut.ac.ir

3- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, North Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran, poolaei.iau@gmail.com

*Corresponding author

(Received: 2024/09/12, Received in revised form: 2024/10/22, Accepted: 2024/10/28)

This article introduces and analyzes the thermodynamic and economic performance of two triple hybrid systems for generating electrical, thermal, and refrigeration energy. The primary drive consists of a micro gas turbine and a fuel cell and absorption chillers serve as the secondary drive. The research evaluates the two proposed hybrid systems and their auxiliary equipment from an economic perspective. Given the importance of the fuel cell, thermodynamic and electrochemical analyses were conducted to ensure high accuracy in the calculations. The study examines the impact of compressor pressure ratios, air-to-fuel ratios, and generator inlet temperatures on energy and exergy efficiencies, exergy destruction rates, system costs, and heating and cooling outputs. Results indicate that increasing the compressor pressure ratio enhances electrical efficiency and exergy while reducing both exergy destruction rates and electricity costs. Additionally, substituting a double-effect absorption chiller for a single-effect one decreases exergy destruction by 5.4% but raises electricity costs by 28%. The optimal condition occurs at a compressor pressure ratio of 6, yielding the highest exergy efficiencies of 0.58 and 0.59, and the lowest electricity costs of \$0.195 and \$0.26 per kilowatt-hour for the first and second systems, respectively.

Keywords: Micro gas turbine, fuel cell, absorption chiller, exergy, economic analysis