



بررسی عملکرد سیستم ترکیبی تولید همزمان توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم، سیکل کالینا و سیکل تبرید جذبی از منظر انرژی و اگزرژی - اقتصادی

ریحانه ربیعی¹، کاوه حنیفی میانگفشه^{2*}، محمد ذوقی³، مرتضی یاری⁴

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد بندرانزلی، بندر انزلی

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد لشت نشاء-زیباکنار، لشت نشاء

3- فارغ التحصیل کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد لاهیجان، لاهیجان

4- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

* رشت، صندوق پستی 41133 - 013، lziau.ac.ir@kaveh.hanifi

چکیده

در سال‌های اخیر استفاده از توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم (GT-MHR) که براساس چرخه برایتون بسته با سیال عامل هلیوم کار می‌کند، به علت داشتن بازده زیاد، ایمنی بالای راکتور، صرفه اقتصادی و هزینه تعمیر و نگهداری پایین، توجه محققان را به خود جلب کرده است. در تحقیق حاضر سیستم ترکیبی شامل سیکل توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم، سیکل کالینا و سیکل جذبی آب-امونیاک از منظر انرژی، اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته است. استفاده از سیکل کالینا و سیکل جذبی به عنوان سیکل پائینی به منظور جلوگیری از هدر رفت انرژی اتلافی سیکل توربین گازی و افزایش بازده تبدیل انرژی می‌باشد. نتایج شبیه‌سازی حاکی از آن است که در حالت ورودی پایه کار کلی 304462 kW، بازگشت ناپذیری کلی 289766 kW و بازده اگزرژی کلی سیکل تولید همزمان 0.689 می‌باشد. همچنین راکتور اتمی، توربین و کمپرسور سیکل هلیوم به عنوان اجزای معرفی می‌شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر اگزرژی-اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون بیشترین مقدار نرخ هزینه متعلق به این اجزا می‌باشد. در انتها نیز تحلیل پارامتری به منظور تاثیر تغییر نسبت فشار کمپرسور هلیومی، دمای ورودی توربین هلیومی، فشار و دمای ورودی توربین و کسر جرمی حالت پایه سیکل کالینا بر روی پارامترهای خروجی انجام می‌شود.

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 05 بهمن 1396

پذیرش: 29 اسفند 1396

ارائه در سایت: 30 فروردین 1397

کلید واژگان:

سیکل ترکیبی تولید همزمان

توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم

سیکل کالینا

سیکل تبرید جذبی

اگزرژی-اقتصادی

Energy and Exergoeconomic analysis of combined cogeneration Gas Turbine-Modular Helium Reactor, Kalina cycle and absorption refrigeration cycle

Reyhane Rabiei¹, Kaveh Hanifi Miangafsheh^{2*}, Mohamad Zoghi³, Morteza Yari⁴

1- Department of Mechanical Engineering, Bandar Anzali Branch, Islamic Azad university, Bandar Anzali, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Lashtenesha-Zibakenar Branch, Islamic Azad University, Lashtenesha, Iran

3- Young Researchers and Elite Club, Lahijan Branch, Islamic Azad University, Lahijan, Iran

4- Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

* P.O.B. 013- 4113, Rasht, Iran, kaveh.hanifi@lziau.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 25 January 2018

Accepted 20 March 2018

Available Online 19 April 2018

Keywords:

Combined Cogeneration Cycle

Gas Turbine-Modular Helium Reactor

Kalina Cycle

Absorption Refrigeration Cycle

Exergoeconomic

ABSTRACT

In recent years, the use of Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) which operates in accordance with closed Brayton cycle with helium fluid as working fluid has attracted researchers' attention because of its high efficiency, high reactor safety, being economical, and low maintenance costs. In the present study, a combined system, including GT-MHR cycle, Kalina cycle and Ammonia-water absorption cycle is investigated with respect to energy, exergy, and exergoeconomic. As the bottoming cycle, Kalina cycle and absorption cycle are used in order to avoid energy wasted by gas turbine cycle and to increase efficiency of energy conversion. The results of the simulated model show that, in the basic input mode, the overall work is 304462 kW, the overall exergy destruction is 289766 kW and the overall exergy efficiency of cogeneration cycle is 0.689kW. Also reactor, turbine and compressor in helium cycle are the component to which more attention should be paid with respect to exergoeconomic because the highest amount of cost rate is related to these components. At the end, parametric analysis is carried out in order to evaluate the effect of the changing pressure ratio of helium compressor, input temperature of helium compressor, input pressure and temperature of turbine and mass fraction of the base mode of the Kalina cycle on the output parameters.

1- مقدمه

محیطی فراوان مانند آلودگی شهرها، تخریب لایه اوزون، باران‌های اسیدی و

غیره را در پی داشته است. علاوه بر این با افزایش مراکز صنعتی و مصرف

در سال‌های اخیر استفاده فزاینده از سوخت‌های فسیلی، مشکلات زیست

مختلفی براساس سیکل کالینا مانند سیکل کالینا با یک مبدل بازیاب [14]، سیکل کالینا با دو مبدل بازیاب [15]، سیکل کالینا با اجکتور [16] و سیکل کالینا اصلاح شده [17] معرفی شده است. در نهایت می‌توان گفت عیب اصلی سیکل کالینا نسبت به سیکل رانکین آلی بیشتر بودن تعداد اجزای مورد نیاز سیکل به منظور تولید قدرت است [18].

سرمایش موردنیاز برای تهویه مطبوع اکثراً در این قرن توسط سیکل تراکمی بخار (پمپ حرارتی) تامین شده که مهمترین عیب آن وابستگی به سطح بالایی از انرژی الکتریکی برای عملکرد است. به تازگی سیکل‌هایی به منظور تولید برودت معرفی شده است که از انرژی گرمایی دما پایین به عنوان محرک استفاده می‌کنند که به آن‌ها سیکل‌های تولید برودت با انرژی گرمایی گفته می‌شود و از انواع آن می‌توان به چیلرهای جذبی و حجمی، سیکل تبرید اجکتوری و سیکل ترکیبی رانکین و پمپ حرارتی اشاره کرد که در تحقیقات مروری [19، 20] مورد معرفی و بررسی قرار گرفته است. در این حالت نیاز سیستم به انرژی الکتریکی خارجی به‌عنوان محرک از بین رفته و انواع انرژی‌های تجدید پذیر دما پایین، می‌تواند به‌عنوان محرک سیکل تولید برودت مورد استفاده قرار گیرد. همان‌طور که گفته شد، چیلرهای جذبی یکی از انواع سیکل‌های تولید برودت با محرک انرژی گرمایی هستند که به دلیل قابلیت استفاده از انواع انرژی‌های پاک و تجدید پذیر به عنوان محرک آن‌ها، امروزه بسیار مورد توجه قرار گرفته اند. ترکیبات متداول در این سیستم‌ها لیتییم بروماید - آب و همچنین آمونیاک - آب می‌باشند که در اولی آب و در دومی آمونیاک مبرد است. اواپراتور در سیکل جذبی لیتییم بروماید- آب به دلیل این‌که آب مبرد است، در دمای حدود 5°C تا 10°C کار می‌کند و به دلیل ظرفیت سرمایشی آب در فشار پایین، قادر به تولید مقدار بالای برودت است. اما سیکل جذبی آب- آمونیاک به دلیل این‌که آمونیاک مبرد است، قابلیت کار کردن زیر دمای صفر درجه را دارا می‌باشد و معمولاً توان برودت و ضریب عملکرد پایینتری نسبت به سیکل جذبی لیتییم بروماید- آب دارد [21]. سیکل جذبی آب- آمونیاک نسبت به سیکل جذبی لیتییم بروماید آب، به ویژه از منظر اقتصادی و اگزرژی-اقتصادی کمتر مورد توجه قرار گرفته است، به همین دلیل در تحقیق حاضر از سیکل جذبی آب- آمونیاک به منظور تولید برودت استفاده می‌شود.

از جمله تحقیقات انجام شده مربوط به تحقیق حاضر، یاری و سید محمودی [22] سیکل بازیابی گرمای اتلافی سیکل توربین گازی هلیومی به وسیله‌ی دو سیکل رانکین آلی را شبیه‌سازی کرده و با بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک برای سیکل توربین گازی هلیومی ساده و سیکل توربین گازی هلیومی همراه با دو سیکل رانکین آلی، به مقایسه این دو پرداختند. آن‌ها گزارش کردند که در حالتی که دو سیکل رانکین آلی برای بازیابی گرمای اتلافی سیکل توربین گازی استفاده می‌شود، بازده قانون اول و دوم نسبت به حالت بدون این دو 3 درصد افزایش، همچنین تخریب اگزرژی در این حالت 5 درصد کاهش می‌یابد. زارع و همکاران [23] عملکرد سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم و سیکل تولید همزمان آب- آمونیاک را از منظر اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق در ابتدا تحلیل پارامتری به منظور بررسی اثر تغییر پارامترها در سیکل توربین گازی و سیکل آب- آمونیاک بر روی موارد خروجی انجام شد و سپس بهینه سازی با توابع هدف بازده انرژی، بازده اگزرژی و قیمت واحد اگزرژی محصولات انجام گردید. نتیجه شبیه‌سازی حاکی از آن بود که با استفاده از سیکل آب- آمونیاک به‌عنوان سیکل زیرین عملکرد سیکل ترکیبی از لحاظ انرژی،

بیشتر این سوخت‌ها دورنمای پایان ذخایر انرژی‌های فسیلی واضح‌تر شده است. با توجه به موارد گفته شده استفاده از منابع انرژی جدید مانند انرژی‌های تجدید پذیر، انرژی گرمای اتلافی، پیل‌های سوختی و انرژی هسته‌ای برای تولید الکتریسیته بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در راستای استفاده از انرژی هسته‌ای به‌منظور تولید الکتریسیته، تحقیقات زیادی در زمینه به‌کارگیری راکتورهای گاز خنک‌شو توسط محققان و سازمان‌ها انجام پذیرفته است. در این میان توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم (GT-MHR) که براساس چرخه برایتون بسته با سیال عامل هلیوم کار می‌کند، به‌علت داشتن بازده زیاد، ایمنی بالای راکتور، صرفه اقتصادی و هزینه تعمیر و نگهداری پایین، توجه محققان را به خود جلب کرده است [1-3]. در نیروگاه GT-MHR، واحد تولید توان که براساس چرخه مستقیم برایتون بسته با سیال عامل هلیوم کار می‌کند، دمای هلیوم در خروجی راکتور به 850°C رسیده و می‌تواند بازده حرارتی حدود 48 درصد را برای چرخه ایجاد کند. این بازده حرارتی حدود 50 درصد بالاتر از بازده حرارتی نیروگاه‌های هسته‌ای با راکتور آب سبک تحت فشار می‌باشد که امروزه عمدتاً برای تولید برق هسته‌ای به‌کار گرفته می‌شوند [4]. در این نوع نیروگاه، واحد تولید توان شامل یک کمپرسور، یک توربین، یک مبدل حرارتی بازیاب و یک پیش خنک‌کن است. هلیوم با دمای حدود 850°C از راکتور خارج شده و وارد توربین می‌شود. پس از خروج از توربین، سیال عامل ابتدا وارد مبدل بازیاب شده و در مرحله بعد در مبدل پیش خنک‌کن دمای سیال عامل از حدود 100°C تا 200°C درجه سلسیوس به حدود 30°C کاهش پیدا می‌کند تا کار مورد نیاز کمپرسور کاهش پیدا کند. در این صورت مقدار زیادی گرما در پیش خنک‌کن آزاد می‌شود که در صورت عدم استفاده از آن هدر خواهد رفت. انرژی حرارتی موجود در دمای مذکور، یک منبع ایده‌آل برای استفاده در چرخه‌های زیرین دما پایین مانند سیکل کالینا، سیکل جذبی و سیکل رانکین آلی می‌باشد تا از این طریق از هدر رفت آن جلوگیری شده و بازده کلی سیکل تبدیل انرژی افزایش یابد [5-7].

همان‌طور که گفته شد، از انواع سیکل‌های مناسب برای استفاده از منابع انرژی دما پایین به منظور تولید قدرت می‌توان به سیکل رانکین آلی و سیکل کالینا اشاره نمود. سیکل رانکین آلی، سیکل رانکینی است که در آن از سیالات آلی با دمای جوش پایین بجای آب به عنوان سیال عامل استفاده می‌شود. از سوی دیگر سیکل کالینا که از مخلوط آب - آمونیاک به‌عنوان سیال عامل بهره می‌برد، اولین بار بوسیله کالینا و به‌منظور استفاده به‌عنوان سیکل پایینی بجای سیکل رانکین در سیکل ترکیبی تولید قدرت معرفی شد [8]. کالینا نشان داد بازده سیکل معرفی شده توسط او حدود 30 تا 60 درصد (وابسته به شرایط عملکرد سیکل) از بازده سیکل رانکین بالاتر است. سیال عامل دوجزیی آب - آمونیاک برخلاف سیالات تک جزیی، دارای دمای متغیر تغییر فاز می‌باشد که باعث هماهنگی دمایی در اواپراتور و کندانسور سیکل کالینا بین منبع حرارتی و سیال عامل در اواپراتور (و یا چاه حرارتی و سیال عامل در کندانسور) و در نتیجه کاهش برگشت ناپذیری‌های متناظر با اختلاف دما در مبدل حرارتی می‌گردد [9]. همان‌طور که گفته شده سیکل کالینا یکی از مناسب‌ترین سیکل‌های تولید قدرت با استفاده از انواع انرژی‌های دما پایین بوده که تحقیقات مختلفی در مورد امکان استفاده از انرژی‌های محرک دما پایین مانند انرژی خورشیدی [10]، انرژی زمین گرمایی [11]، انرژی گرمای اتلافی موتور [12] و انرژی زیست توده [13] به عنوان محرک سیکل کالینا انجام شده است. همچنین تاکنون پیکره‌بندی‌های

کندانسور می‌رود. در کندانسور از آب با دما و فشار محیط به عنوان محیط دفع گرما استفاده می‌شود. در نهایت مایع اشباع خروجی از کندانسور توسط پمپ افزایش فشار پیدا کرده و سیکل تکمیل می‌شود. سیکل جذبی نیز مطابق "شکل 3" از چهار جز اصلی اواپراتور، ایزربر، ژنراتور و کندانسور تشکیل شده است که مبادلات حرارتی با خارج در آن‌ها صورت می‌گیرد و معمولاً یک مبدل حرارتی بین محلول رقیق دما بالای خروجی از ژنراتور و محلول غلیظ دما پایین ورودی به ژنراتور تعبیه می‌شود. در این مبدل حرارت از محلول رقیق به محلول غلیظ منتقل شده و باعث بهبود عملکرد سیستم می‌شود. با توجه به "شکل 3" در نقطه 25 محلول از لحاظ مبرد (آمونیاک) قوی است و پمپ در نقطه 26 محلول آب-آمونیاک را پس از عبور از مبدل حرارتی در نقطه 27 به ژنراتور می‌فرستد. در ژنراتور انرژی گرمایی به محلول داده می‌شود و مبرد با جوشیدن از محلول آب-آمونیاک جدا می‌شود. بخار مبرد در نقطه 21 به کندانسور جریان می‌یابد که در آنجا بوسیله تقطیر مبرد، گرما به محیط دفع می‌شود. مایع تقطیر شده در نقطه 22 از یک شیر انبساط عبور کرده، دچار کاهش فشار شده و در نقطه 23 به اواپراتور وارد می‌شود. در اواپراتور مبرد گرما را از سیال مورد نظر دریافت می‌کند (تولید بروت) و تبخیر می‌شود و سپس این بخار وارد جذب کننده می‌شود و سیکل ادامه پیدا می‌کند. در نقطه 28 محلول خروجی از ژنراتور که در اثر گرما، مبرد از دست داده وارد مبدل حرارتی شده و با دفع حرارت به محلول غلیظ کاهش دما پیدا کرده و بعد از عبور از یک شیر انبساط جریان، فشار آن کاهش پیدا کرده و

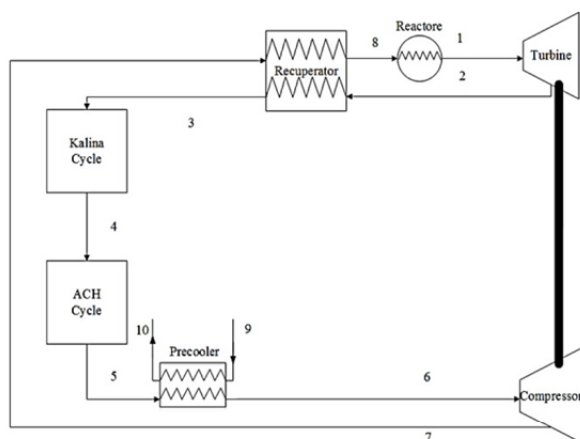


Fig. 1 Schematic diagram of combined cycle

شکل 1 طرح شماتیکی سیکل ترکیبی

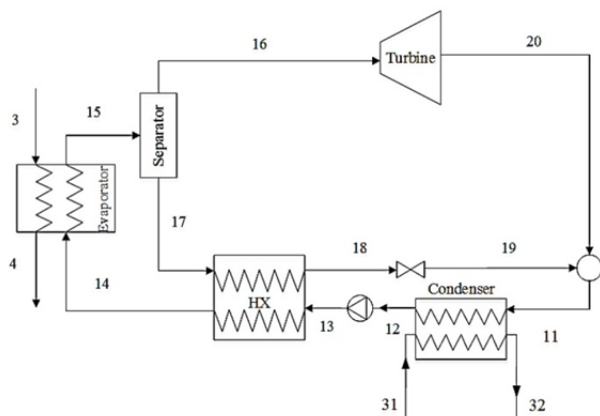


Fig. 2 Schematic diagram of Kalina cycle

شکل 2 طرح شماتیکی سیکل کالینا

اگزورژی و اگزورژی-اقتصادی بهبود پیدا می‌کند. محمدخانی و همکاران [24]، یک تحلیل ترمواقتصادی برای سیکل ترکیبی با خروجی خالص برق 299 MW که گرمای اتلافی از یک توربین گاز با راکتور هلیومی در دو سیکل رانکین آلی به کار گرفته شده بود را ارائه کردند. مطالعه پارامتری بر روی تاثیر پارامترهای موثر همچون نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین، دمای اواپراتورها، اختلاف دمای نقطه پینچ در اواپراتورها و درجه فوق گرمایش در ورودی توربین‌های سیکل رانکین آلی بر عملکرد اگزورژی و اگزورژی-اقتصادی سیکل انجام شد و در نهایت عملکرد سیکل ترکیبی از منظر اگزورژی اقتصادی بهینه‌سازی گردید. زارع و همکاران [25] عملکرد سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم و سیکل کالینای زیرین را از منظر انرژی، اگزورژی و اگزورژی-اقتصادی مورد بررسی قرار دادند و با عملکرد سیکل هلیومی به تنهایی مورد مقایسه قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که به کار گیری سیکل کالینای زیرین عملکرد سیکل هلیومی به تنهایی را به میزان 8.2 درصد از منظر بازده و به میزان 8.8 درصد از منظر هزینه واحد اگزورژی محصولات بهبود می‌بخشد. همچنین در این حالت نرخ هزینه ابتدایی کلی سیکل ترکیبی به میزان اندکی از سیکل هلیومی به تنهایی بالاتر بود.

همان‌طور که از مرور تحقیقات پیشین مشخص است، در تحقیقات اندکی از گرمای اتلافی سیکل توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم به منظور تولید همزمان توان و بروت استفاده شده است و پیکربندی پیشنهادی تحقیق حاضر یعنی سیکل ترکیبی توربین گازی هلیومی، سیکل کالینا و سیکل جذبی آب-آمونیاک، تاکنون در تحقیق دیگر مورد بررسی قرار نگرفته و همین مورد انگیزه اصلی برای انجام این تحقیق به شمار می‌رود. در تحقیق حاضر سیکل ترکیبی پیشنهادی جدید به منظور تولید همزمان توان و بروت از منظر انرژی، اگزورژی و اگزورژی-اقتصادی شبیه‌سازی شده و پس از ارائه نتایج در حالت ورودی پایه، تحلیل پارامتری به منظور تاثیر تغییر نسبت فشار کمپرسور هلیومی، دمای ورودی توربین هلیومی، فشار و دمای ورودی توربین و کسر جرمی حالت پایه سیکل کالینا بر روی پارامترهای خروجی انجام می‌شود.

2- بررسی عملکرد سیکل ترکیبی تولید همزمان

طرح شماتیکی سیکل ترکیبی در "شکل 1" و طرح شماتیکی جزئیات سیکل کالینا و سیکل چیلر جذبی به ترتیب در "شکل‌های 2 و 3" قابل مشاهده است. همان‌طور که در "شکل 1" مشاهده می‌شود سیال عامل هلیوم با خنک کردن راکتور هسته‌ای، تا 850°C افزایش دما پیدا می‌کند. سپس وارد توربین شده و تولید قدرت می‌کند. سیال خروجی از توربین هلیومی در این تحقیق، قبل از ورود به کمپرسور در چهار مرحله کاهش دما پیدا می‌کند. ابتدا در مبدل بازیاب بخشی از گرما به جریان خروجی از کمپرسور داده می‌شود، سپس به عنوان محرک سیکل کالینا و جذبی عمل کرده و در مرحله آخر به منظور کاهش دمای ورودی کمپرسور، به آب با دما و فشار محیط دفع گرما می‌کند. در کمپرسور نیز فشار سیال عامل به فشار بالایی سیکل افزایش پیدا کرده و سیکل تکمیل می‌شود. در سیکل کالینا نیز در نقطه 15 جریان آب-آمونیاک دو فاز تولید شده در اواپراتور به جداکننده رفته و به بخار و مایع اشباع تبدیل می‌شود. بخار اشباع در نقطه 16 به توربین سیکل کالینا رفته و تولید قدرت می‌کند. مایع اشباع نیز پس از عبور از مبدل بازیاب، بوسیله شیر فشار شکن دچار کاهش فشار می‌شود. سپس دو جریان در مخلوط کننده با هم مخلوط می‌شوند و جریان مخلوط شده برای دفع گرما به

$$\dot{E}x_Q + \dot{m}_i ex_i = \dot{E}x_w + \dot{m}_e ex_e + \dot{E}x_D \quad (3)$$

که زیرنویس i و e به ترتیب ورودی به و خروجی از حجم کنترل $\dot{E}x_D$ و $\dot{E}x_w$ تخریب انرژی در هر جزء بوده و $\dot{E}x_Q$ انرژی متناظر با انتقال حرارت، از $\dot{E}x_w$ انرژی متناظر با توان و ex انرژی مربوط به هر جریان بوده که از روابط (4) تا (6) به دست می آید [28].

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_K}\right) \dot{Q}_i \quad (4)$$

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (6)$$

که زیرنویس 0 مربوط به خواص در دما و فشار محیط بوده و ex_{ph} و ex_{ch} به ترتیب، انرژی فیزیکی و شیمیایی هستند که به صورت روابط (7) و (8) تعریف می شوند [28].

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (7)$$

$$ex_{ch} = \left(\sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i\right) \quad (8)$$

که در رابطه (8)، x_i و ex_i^{ch} به ترتیب، کسر مولی و انرژی شیمیایی استاندارد هر جزء می باشند. در این قسمت قابل ذکر است که بازده آیزوتروپیک توربین و کمپرسور سیکل هلیومی به ترتیب با استفاده از روابط (9) و (10) برحسب نسبت فشار محاسبه می شود [26].

$$\eta_{com,he} = 0.916 - 0.0175 \ln(r_{p,com,he}) \quad (9)$$

$$\eta_{tur,he} = 0.932 - 0.0117 \ln(r_{p,tur,he}) \quad (10)$$

و کارایی مبدل بازایاب سیکل هلیومی و مبدل بازایاب محلول سیکل جذبی به ترتیب از روابط (11) و (12) به دست می آید.

$$\varepsilon_{rec,he} = \frac{t_8 - t_7}{t_2 - t_7} \quad (11)$$

$$\varepsilon_{shx,Ach} = \frac{t_{28} - t_{29}}{t_{28} - t_{26}} \quad (12)$$

همچنین به منظور سنجش حقیقی کارآرایی هر جز در سیکل ترکیبی بازده انرژی مطابق رابطه (13) تعریف می گردد [28].

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (13)$$

که $\dot{E}x_p$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب مربوط به جریان انرژی محصول و سوخت هر جزء می باشند. سوخت انرژی بیانگر منابعی است که محرک جزء بوده و در نهایت محصول را تولید می کند و محصول انرژی، جریان انرژی مفید حاصله از یک دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می باشد.

4- تحلیل انرژی-اقتصادی

فرآیند هزینه گذاری انرژی شامل معادلات موازنه هزینه ای می باشد که برای هر یک از اجزای سیستم مطابق رابطه (14) به صورت جداگانه نوشته می شود [28].

$$\sum (c_e \dot{E}x_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{Q,k} \dot{E}Q_k + \sum (c_i \dot{E}x_i)_k + \dot{Z}_k \quad (14)$$

که c هزینه واحد انرژی و $\dot{Z}_k$ نرخ هزینه برای جزء k ام می باشد و از رابطه (15) به دست می آید [28].

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \varphi}{N} \quad (15)$$

که Z_k هزینه ابتدایی خریداری جزء (ارائه شده در جدول 1 [23, 26] که با استفاده از روابط مربوطه به قیمت سال 2013 به روزرسانی شده اند)، φ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالیانه جزء و CRF ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه

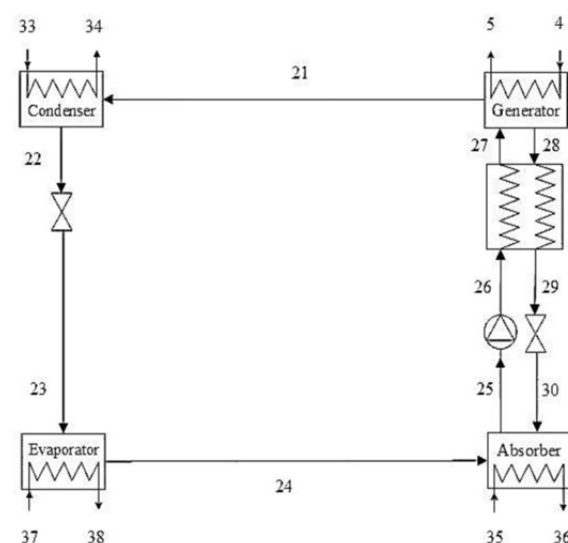


Fig. 3 Schematic diagram of Absorption chiller cycle

شکل 3 طرح شماتیکی سیکل چیلر جذبی

وارد ایزربر می شود تا مجدداً بخار مبرد را جذب کند و بدین ترتیب سیکل جذبی کامل می شود. به منظور شبیه سازی سیکل ترکیبی فرضیات ساده کننده زیر در نظر گرفته می شود [25-27]:

- 1- سیستم در حالت پایا کار می کند.
- 2- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف نظر می شود.
- 3- افت فشار در لوله های متصل کننده اجزای کل سیکل ترکیبی و مبدل های حرارتی سیکل کالینا و سیکل جذبی ناچیز است.
- 4- انتقال گرما بین اجزای سیکل ترکیبی و محیط اطراف وجود ندارد.
- 5- بازده توربین و کمپرسور سیکل هلیومی رابطه ای پلی تروپیک برحسب نسبت فشار داشته و سایر پمپ ها و توربین ها بازده آیزوتروپیک ثابت دارند.
- 6- در سیکل کالینا گاز خروجی از جدا کننده، بخار اشباع و مایع خروجی از جدا کننده، مایع اشباع می باشد.
- 7- در سیکل کالینا سیال خروجی از کندانسور مایع اشباع می باشد.
- 8- در سیکل جذبی سیال خروجی ایزربر و ژنراتور در حالت تعادل و در دمای متناظر اجزای ذکر شده است.
- 9- در سیکل جذبی سیال مبرد در خروجی کندانسور مایع اشباع و در خروجی اواپراتور، بخار اشباع می باشد.
- 10- در سیکل جذبی سیال محلول خروجی ژنراتور در نقطه 28 و خروجی ایزربر در نقطه 25، مایع اشباع می باشد.
- 11- برای تحلیل انرژی، دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع در نظر گرفته می شود.

3- شبیه سازی سیکل ترکیبی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سیستم معادلات توازن جرم، انرژی و انرژی برای اجزای مختلف مطابق روابط (1) تا (3) نوشته می شوند.

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (2)$$

(16) به دست می آید [28]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (16)$$

که i نرخ سود سرمایه برابر با 10 درصد و n تعداد سال های عملکرد سیستم برابر با 20 سال می باشد. همچنین $\phi = 1.06$ بوده و $N=7446$ ساعت در نظر گرفته می شود [24]. در این قسمت قابل ذکر است که به منظور به دست آوردن مساحت مورد نیاز مبدل های حرارتی سیکل ترکیبی از روش اختلاف دمای میانگین لگاریتمی با معلوم بودن ضریب کلی انتقال حرارت استفاده شده است. ضریب کلی انتقال حرارت در مبدل های حرارتی سیکل ترکیبی در جدول 2 ارائه شده است [30,29,26,23].

با توجه به تعریف ارائه شده در بخش 3، جریان های متناظر با اگزورژی سوخت و محصول در اجزای مختلف سیکل ترکیبی در جدول 3 آمده است. روابط موازنه نرخ هزینه در اجزای مختلف، همراه با معادلات کمکی با استفاده از روش SPECO مجموعه ای از معادلات خطی را ایجاد می کند که با حل آن ها هزینه واحد اگزورژی تمام جریان ها محاسبه می شود [31]. معادلات اصلی و کمکی مربوط به تحلیل اگزورژی- اقتصادی اجزای مختلف سیکل ترکیبی در جدول 4 ارائه شده است [32,26,23].

تعریف سوخت و محصول برای محاسبات بازده اگزورژی در یک جزء منجر به تعریف جریان هزینه مربوط به سوخت و جریان هزینه مربوط به محصول برای سیستم می گردد. هزینه متوسط واحد سوخت و محصول برای جزء k ام سیستم مطابق روابط (17) و (18) به دست می آید [28].

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (17)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (18)$$

و هزینه تخریب اگزورژی از رابطه (19) محاسبه می گردد [28].

$$\dot{C}_{dest,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (19)$$

در نهایت فاکتور اگزورژی- اقتصادی در هر جزء مطابق رابطه (20) به دست می آید [28].

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{dest,k}} \quad (20)$$

5- پارامترهای خروجی

به منظور تحلیل عملکرد سیکل ترکیبی، توان خالص خروجی، بازده اگزورژی نرخ هزینه کل سیکل ترکیبی از روابط (21) تا (23) محاسبه می شوند.

جدول 1 قیمت ابتدایی اجزای مختلف سیکل ترکیبی [26,23]

Table 1 The investment cost of the various components of the combined cycle

جزء	قیمت ابتدایی
کمپرسور هلیوم	$Z_{com,he} = 71.1 \dot{m}_{air} \left(\frac{1}{0.9 - \eta_{com}} \right) \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$
توربین هلیوم	$Z_{tur,he} = 479.34 \dot{m}_{he} \left(\frac{1}{0.93 - \eta_{gas,tur}} \right) \ln \left(\frac{P_1}{P_2} \right) (1 + \exp(0.036(t_1 - 54.4)))$
راکتور	$Z_{core} = 371 \dot{Q}_{core}$
مبدل حرارتی بازیاب	$Z_{re,he} = 2681 A_{re,he}^{0.59}$
مبدل حرارتی سرمایشی	$Z_{pre,he} = 2143 A_{pre,he}^{0.514}$
توربین کالینا	$Z_{tur,klc} = 4405 \dot{w}_{tur,klc}^{0.7}$
پمپ کالینا و جذبی	$Z_{p,AW} = 1120 \dot{w}_{p,AW}^{0.8}$
مبدل های حرارتی کالینا و جذبی	$Z_{hx,AW} = 2143 A_{hx,AW}^{0.514}$

جدول 2 ضریب کلی انتقال حرارت [23, 26, 29, 30]

Table 2 Overall heat transfer coefficient

جزء	مقدار ضریب کلی انتقال حرارت (W/(m ² K))
مبدل بازیاب هلیومی	700
مبدل سرمایشی هلیومی	2000
اوپراتور کالینا (زیر سرد)	700
اوپراتور کالینا (دو فازی)	500
کندانسور کالینا	500
مبدل بازیاب کالینا	700
ژنراتور جذبی	1300
کندانسور جذبی	500
اوپراتور جذبی	1100
ابزبر جذبی	800
مبدل حرارتی محلول جذبی	700

جدول 3 جریان های اگزورژی سوخت و محصول در اجزای مختلف سیکل ترکیبی

Table 3 Exergy streams of fuel and product in various components of the combined cycle

جزء	اگزورژی سوخت	اگزورژی محصول
کمپرسور هلیوم	$\dot{W}_{com,he}$	$\dot{E}x_7 - \dot{E}x_6$
توربین هلیوم	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_2$	$\dot{W}_{tur,he}$
راکتور	$\dot{Q}_{core}$	$\dot{E}x_1 - \dot{E}x_8$
مبدل حرارتی بازیاب	$\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_7$
مبدل حرارتی سرمایشی	$\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6$	$\dot{E}x_{10} - \dot{E}x_9$
مولد بخار کالینا	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{14}$
جداساز	$\dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{17}$
توربین کالینا	$\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{20}$	$\dot{W}_{tur,kl}$
مبدل حرارتی بازیاب	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{13}$
شیر فشار شکن	$\dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_{19}$
کندانسور کالینا	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{12}$	$\dot{E}x_{32} - \dot{E}x_{31}$
مخلوط کننده	$\dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{20}$	$\dot{E}x_{11}$
پمپ کالینا	$\dot{W}_{p,kl}$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{12}$
ژنراتور جذبی	$\dot{E}x_4 - \dot{E}x_5$	$\dot{E}x_{28} + \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{27}$
کندانسور جذبی	$\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{E}x_{34} - \dot{E}x_{33}$
اوپراتور جذبی	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{24}$	$\dot{E}x_{38} - \dot{E}x_{37}$
ابزبر جذبی	$\dot{E}x_{30} + \dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{25}$	$\dot{E}x_{36} - \dot{E}x_{35}$
مبدل حرارتی محلول	$\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{29}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}$
پمپ محلول	$\dot{W}_{p,Ach}$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{25}$
شیر فشار شکن محلول	$\dot{E}x_{29}$	$\dot{E}x_{30}$
شیر فشار شکن مبرد	$\dot{E}x_{22}$	$\dot{E}x_{23}$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{tur,he} + \dot{W}_{tur,klc} - \dot{W}_{com,he} - \dot{W}_{p,klc} - \dot{W}_{p,Ach} \quad (21)$$

$$\dot{W}_{net} + \dot{Q}_{eva,Ach} \left(1 - \frac{t_0}{t_{eva,Ach}} \right) \quad (22)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{core}}{\dot{C}_{tot}} \quad (23)$$

6- نتایج و بحث

6-1- نتایج حالت پایه

کلیه معادلات پایستگی جرم و انرژی و روابط برگشتناپذیری، همچنین روابط مربوط به تحلیل اگزورژی- اقتصادی در اجزای مختلف سیکل ترکیبی به

جدول 6 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر مربوط به سیکل جذبی آب- آمونیاک
Table 6 Validation of present simulation for AW absorption cycle

نماد	تحقیق حاضر	مرجع [27]
$\dot{Q}_{gen}(kW)$	17.07	16.77
$\dot{Q}_{abs}(kW)$	15.66	15.33
$\dot{Q}_{con}(kW)$	11.45	11.43
COP	0.584	0.6

جدول 7 مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه‌سازی سیکل ترکیبی
Table 7 Input data in the combined cycle simulation

مقدار	توضیح	نماد
20	دمای محیط	$t_0(^{\circ}C)$
1	فشار محیط	$p_0(bar)$
850	دمای ورودی توربین هلیومی	$t_1(^{\circ}C)$
25	فشار ورودی کمپرسور	$p_5(bar)$
2.5	نسبت فشار کمپرسور	$R_{p,com,he}$
0.95	کار آبی مبذل بازیاب هلیوم	$\epsilon_{rec,he}$
600	نرخ انرژی راکتور هلیومی	$\dot{q}_{core}(MW)$
5	اختلاف دمای انتهایی مبذل سرمایشی	$\Delta T_{precooler}(^{\circ}C)$
20	دمای آب خنک ورودی مبذل سرمایشی	$t_9(^{\circ}C)$
30	دمای آب خنک خروجی مبذل سرمایشی	$t_{10}(^{\circ}C)$
1	افت فشار راکتور	$\Delta p_{core}(bar)$
0.8	افت فشار سمت فشار بالا مبذل بازیاب	$\Delta p_{rec}(bar)$
0.5	افت فشار سمت فشار پایین مبذل بازیاب	$\Delta p_{rec}(bar)$
0.4	افت فشار هلیوم در اواپراتور کالینا	$\Delta p_{eva,kcl}(bar)$
0.4	افت فشار هلیوم در ژنراتور جذبی	$\Delta p_{gen,Ach}(bar)$
30	فشار بالایی سیکل کالینا	$p_{up,kcl}(bar)$
6	فشار پایینی سیکل کالینا	$p_{down,kcl}(bar)$
150	دمای ورودی توربین سیکل کالینا	$t_{16}(^{\circ}C)$
0.6	کسر جرمی آمونیاک در آب در حالت پایه	x_m
5	اختلاف دمای پینچ اواپراتور کالینا	$\Delta T_{pinch,eva,kcl}(^{\circ}C)$
5	اختلاف دمای انتهایی مبذل حرارتی بازیاب	$\Delta T_{terminal,kcl}(^{\circ}C)$
20	دمای آب خنک ورودی به کندانسور	$t_{31}(^{\circ}C)$
30	دمای آب خنک خروجی از کندانسور	$t_{14}(^{\circ}C)$
0.8	بازده آیزونتروپیک توربین و پمپ کالینا	$\eta_{p,kcl}, \eta_{tur,kcl}$
2	دمای اواپراتور چیلر جذبی	$t_{24}(^{\circ}C)$
30	دمای کندانسور چیلر جذبی	$t_{22}(^{\circ}C)$
30	دمای ایزربر چیلر جذبی	$t_{25}(^{\circ}C)$
80	دمای ژنراتور چیلر جذبی	$t_{28}(^{\circ}C)$
0.95	بازده پمپ محلول	$\eta_{sp,ACH}$
0.8	کارایی مبذل حرارتی محلول	$\epsilon_{shx,ACH}$
10	اختلاف دمای محرک ژنراتور جذبی	$\Delta T_{gen,Ach}(^{\circ}C)$
$t_{22} - 8$	دمای آب خنک ورودی کندانسور و ایزربر	$t_{33}(^{\circ}C)$
$t_{25} - 8$		$t_{35}(^{\circ}C)$
$t_{22} - 3$	دمای آب خنک خروجی کندانسور و ایزربر	$t_{34}(^{\circ}C)$
$t_{25} - 3$		$t_{36}(^{\circ}C)$
$t_{24} + 8$	دمای آب سرد ورودی اواپراتور	$t_{37}(^{\circ}C)$
$t_{24} + 3$	دمای آب سرد خروجی اواپراتور	$t_{38}(^{\circ}C)$

مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی‌های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده انرژی اجزای مختلف سیکل در جدول 8 آمده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود بیشترین مقدار تخریب انرژی در راکتور هسته‌ای و سپس در توربین و کمپرسور هلیوم و مبذل بازیاب هلیوم رخ

وسيله نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. در ابتدا به‌منظور صحت‌سنجی نتایج حاصله، نتایج خروجی مربوط به سیکل کالینا با موارد ورودی کاملاً یکسان با نتایج مرجع [14] در جدول 5 و نتایج مربوط به سیکل جذبی آب- آمونیاک با نتایج مرجع [27] در جدول 6 مقایسه شده است. در این قسمت قابل ذکر است که شماره‌گذاری سیکل کالینا مطابق "شکل 2" می‌باشد. همان‌طور که مشاهده می‌شود تطابق خوبی بین نتایج حاصله و نتایج مراجع مذکور وجود دارد.

موارد ابتدایی ورودی به منظور شبیه‌سازی سیکل ترکیبی مطابق جدول 7 است [27,26,23].

جدول 4 توازن هزینه و معادلات کمکی به‌منظور تحلیل انرژی-اقتصادی
Table 4 Cost balance and auxiliary equations for exergoeconomic analysis

جزء	رابطه اصلی	رابطه کمکی
کمپرسور هلیوم	$\dot{C}_6 + c_{el,he} \dot{W}_{com,he} + \dot{Z}_{com,he} = \dot{C}_7$	-----
توربین هلیوم	$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{tur,he} = c_{el,he} \dot{W}_{tur,he} + \dot{C}_2$	$c_1 = c_2$
راکتور	$\dot{C}_8 + c_{fuel} \dot{q}_{core} + \dot{Z}_{core} = \dot{C}_1$	$c_{fuel} = 0.008$
مبذل حرارتی بازیاب	$\dot{C}_2 + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{rec,he} = \dot{C}_3 + \dot{C}_8$	$c_2 = c_3$
مبذل حرارتی سرمایشی	$\dot{C}_5 + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{pre,he} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$	$c_5 = c_6$ $c_9 = 0$
مولد بخار کالینا	$\dot{C}_3 + \dot{C}_{14} + \dot{Z}_{eva,kcl} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{15}$	$c_3 = c_4$
جداساز	$\dot{C}_{15} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{17}$	$c_{15} = c_{16}$
توربین کالینا	$\dot{C}_{16} + \dot{Z}_{tur,kcl} = c_{el,kcl} \dot{W}_{tur,kcl} + \dot{C}_{20}$	$c_{16} = c_{20}$
مبذل حرارتی بازیاب	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{hx,kcl} = \dot{C}_{14} + \dot{C}_{18}$	$c_{17} = c_{18}$
شیر فشار شکن	$\dot{C}_{18} = \dot{C}_{19}$	-----
کندانسور کالینا	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_{31} + \dot{Z}_{con,kcl} = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{32}$	$c_{11} = c_{12}$ $c_{31} = 0$
مخلوط کننده	$\dot{C}_{19} + \dot{C}_{20} = \dot{C}_{11}$	-----
پمپ کالینا	$\dot{C}_{12} + c_{el,kcl} \dot{W}_{p,kcl} + \dot{Z}_{p,kcl} = \dot{C}_{13}$	-----
ژنراتور جذبی	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{27} + \dot{Z}_{gen,Ach} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{21} + \dot{C}_{28}$	$c_4 = c_5$ $\frac{c_{21} \dot{E}x_{21} - c_{27} \dot{E}x_{27}}{\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{27}} = \frac{c_{28} \dot{E}x_{28} - c_{27} \dot{E}x_{27}}{\dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{27}}$
کندانسور جذبی	$\dot{C}_{21} + \dot{C}_{33} + \dot{Z}_{con,Ach} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{34}$	$c_{21} = c_{22}$ $c_{33} = 0$
اواپراتور جذبی	$\dot{C}_{23} + \dot{C}_{37} + \dot{Z}_{eva,Ach} = \dot{C}_{24} + \dot{C}_{38}$	$c_{23} = c_{24}$ $c_{37} = 0$
ایزربر جذبی	$\dot{C}_{24} + \dot{C}_{35} + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{abs,Ach} = \dot{C}_{25} + \dot{C}_{36}$	$c_{24} = c_{25}$ $c_{35} = 0$
مبذل حرارتی محلول	$\dot{C}_{26} + \dot{C}_{28} + \dot{Z}_{shx,Ach} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{29}$	$c_{28} = c_{29}$
پمپ محلول	$\dot{C}_{25} + c_{el} \dot{W}_{p,Ach} + \dot{Z}_{p,Ach} = \dot{C}_{26}$	$c_{el} = 10 \left(\frac{\$}{GJ} \right)$
شیر فشار شکن محلول	$\dot{C}_{29} = \dot{C}_{30}$	-----
شیر فشار شکن مبرد	$\dot{C}_{22} = \dot{C}_{23}$	-----

جدول 5 صحت‌سنجی نتایج شبیه‌سازی حاضر مربوط به سیکل کالینا
Table 5 Validation of present simulation for Kalina cycle

جریان	T(K)	T(K) [14]	p(bar)	p(bar) [14]	x	x[14]
11	315	315.2	10.5	10.5	0.8	0.8
12	306.8	308.2	10.5	10.5	0.8	0.8
13	307.3	307.6	30	30	0.8	0.8
14	335.3	335.15	30	30	0.8	0.8
15	360.1	360.1	30	30	0.8	0.8
16	360.1	360.1	30	30	0.9947	0.9943
17	360.1	360.1	30	30	0.693	0.6743
18	314	314.3	30	30	0.693	0.6743
19	314.3	314.8	10.5	10.5	0.693	0.6743
20	305	305.15	10.5	10.5	0.9947	0.9943

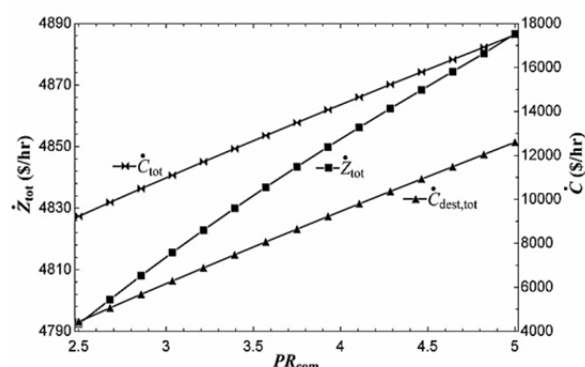


Fig. 6 Effect of compressor pressure ratio on cost rates

شکل 6 اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور بر روی نرخ‌های هزینه

بوده و باعث افزایش نرخ هزینه تخریب انرژی می‌شود. در مورد نرخ هزینه ابتدایی، این هزینه در تمام اجزای سیکل ترکیبی بجز کمپرسور هلیومی افزایش می‌یابد که افزایش نرخ هزینه ابتدایی کلی را نتیجه می‌دهد. نرخ هزینه کلی نیز در اثر افزایش ترم‌های آن افزایش می‌یابد.

اثر تغییر دمای ورودی توربین هلیومی بر روی نرخ هزینه ابتدایی، نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه کلی در "شکل 7" قابل مشاهده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش دمای ورودی توربین باعث کاهش تمامی هزینه‌ها می‌گردد. در این مورد نرخ تخریب انرژی در تمامی اجزای سیکل ترکیبی بجز مبدل بازایاب هلیومی کاهش می‌یابد و در مورد نرخ هزینه ابتدایی نیز، افزایش دمای توربین کاهش نرخ هزینه ابتدایی در تمام اجزا در پی دارد که در نهایت باعث کاهش نرخ هزینه کلی می‌گردد.

اثر تغییر فشار بالایی سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی سیکل ترکیبی در "شکل 8" قابل مشاهده است. در این حالت افزایش فشار اواپراتور سبب افزایش اختلاف آنتالپی در اواپراتور کالینا و کاهش اختلاف آنتالپی سیال هلیوم محرک خارجی می‌گردد که هر دو عامل کاهش دبی آب-آمونیاک عبوری از اواپراتور کالینا را نتیجه می‌دهد. اما در جداساز سیکل کالینا، با نوشتن پایستگی جرم و انرژی، این افزایش فشار، سبب کاهش دبی محلول غلیظ آب-آمونیاک گذرنده از توربین می‌شود که اثر متناقض افزایش اختلاف آنتالپی توربین و کاهش دبی عبوری از آن باعث ایجاد بیشینه برای کار خروجی و بازده انرژی می‌گردد. در مورد نرخ هزینه ابتدایی، این هزینه در کندانسور کالینا، مبدل بازایاب کالینا، مبدل سرمایشی، پمپ و توربین کالینا افزایش، در اواپراتور کالینا و ژنراتور جذب کاهش و در بقیه موارد بدون تغییر می‌ماند که باعث افزایش نرخ هزینه ابتدایی کلی

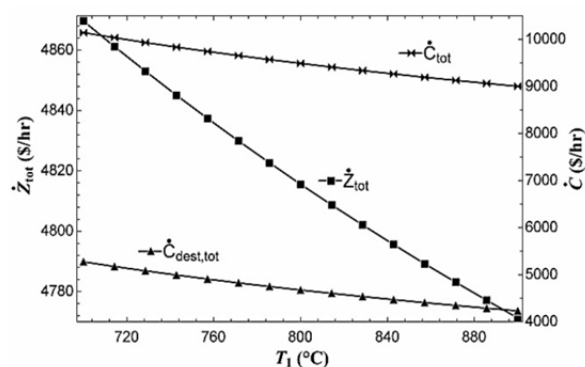


Fig. 7 Effect of helium turbine inlet temperature ratio on cost rates

شکل 7 اثر تغییر دمای ورودی توربین هلیوم بر روی نرخ‌های هزینه

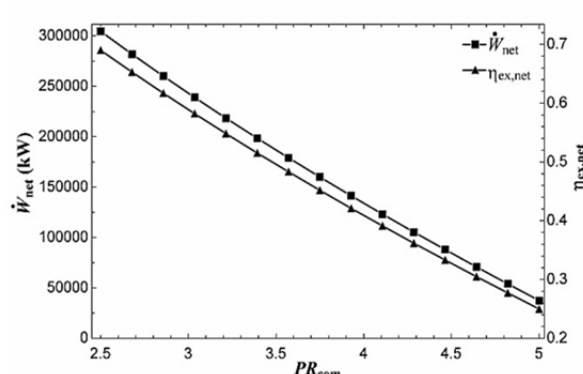


Fig. 4 Effect of compressor pressure ratio on power output and exergy efficiency

شکل 4 اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور بر روی کار خروجی و بازده انرژی

ظرفیت برودتی اواپراتور جذبی می‌گردد. در نهایت اثر منفی افزایش کار مورد نیاز کمپرسور بر تمامی موارد ذکر شده غالب بوده که باعث کاهش کار خروجی کلی و بازده کلی می‌گردد.

اثر تغییر دمای ورودی توربین هلیوم بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی در "شکل 5" قابل مشاهده است. در این حالت با افزایش دمای ورودی توربین هلیومی، رابطه پایستگی انرژی در راکتور، کاهش دبی سیکل هلیومی را نتیجه می‌دهد که در توربین هلیوم علی‌رغم افزایش اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی، اثر متناقض دو عامل ذکر شده کاهش اندک کار خروجی توربین را نتیجه می‌دهد. کاهش دبی سیکل هلیومی با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اواپراتور کالینا و ژنراتور سیکل جذبی، کاهش کار خروجی توربین کالینا و نرخ برودت تولیدی در اواپراتور جذبی را باعث می‌شود. در نهایت کاهش کار مورد نیاز کمپرسور هلیومی (در اثر کاهش دبی عبوری) اثر غالب داشته که باعث افزایش کار خروجی کلی و بازده انرژی می‌گردد.

اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور هلیوم بر روی نرخ هزینه ابتدایی، نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه کلی در "شکل 6" قابل مشاهده است. افزایش نسبت فشار کمپرسور تأثیر پیچیده و متناقضی بر نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب انرژی اجزای مختلف داشته که در نهایت باعث افزایش نرخ هزینه کلی می‌شود. در این حالت نرخ هزینه تخریب انرژی در تمام اجزای سیکل جذبی کاهش و در تمامی اجزای سیکل کالینا افزایش می‌یابد. در سیکل هلیومی نیز این هزینه در کمپرسور، مبدل سرمایش و توربین افزایش و در بقیه اجزا کاهش می‌یابد که در مجموع اثر موارد افزایشی بیشتر

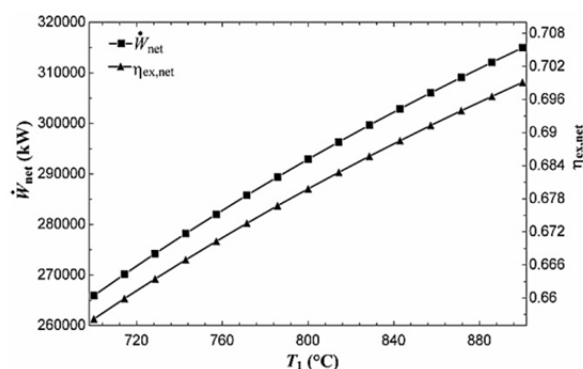


Fig. 5 Effect of helium turbine inlet temperature on power output and exergy efficiency

شکل 5 اثر تغییر دمای ورودی توربین هلیومی بر روی کار خروجی و بازده انرژی

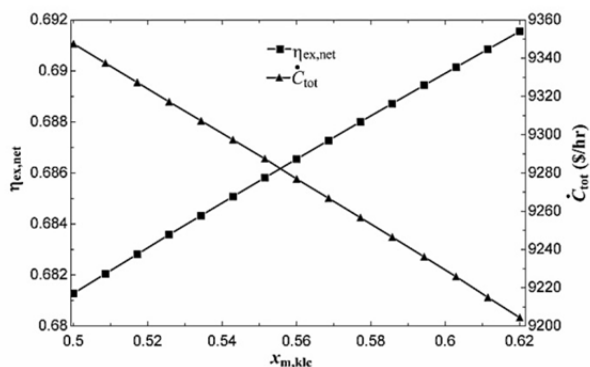


Fig. 10 Effect of ammonia mass fraction kalina cycle on exergy efficiency and total cost rate

شکل 10 اثر تغییر کسر جرمی آمونیاک سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی

کندانسور کالینا و مبدل سرمایشی سیکل هلیومی، کاهش نرخ هزینه کلی را نتیجه می‌دهد.

7- نتیجه گیری و جمع‌بندی

در تحقیق حاضر عملکرد سیکل ترکیبی توربین گازی با راکتور مدولار هلیوم، سیکل کالینا و سیکل جذبی آب-آمونیاک شبیه‌سازی شد و از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی مورد بررسی و تحلیل قرار گرفت. نتایج حالت پایه حاکی از کار کلی 304462 kW، بازگشت‌ناپذیری کلی 289766 kW و بازده انرژی کلی 0.689 برای سیکل ترکیبی تولید برودت بود. همچنین بیشترین مقدار تخریب انرژی در راکتور هسته‌ای و سپس در توربین و کمپرسور هلیوم و مبدل بازیاب هلیوم رخ داده و راکتور اتمی، توربین و کمپرسور سیکل هلیوم به‌عنوان اجزایی معرفی می‌شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر انرژی-اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون بیشترین مقدار نرخ هزینه متعلق به این اجزا می‌باشد. همچنین نتایج تحلیل پارامتری حاکی از آن بود که:

- 1- افزایش نسبت فشار کمپرسور سیکل هلیومی مجموعاً تأثیر منفی بر روی عملکرد سیکل ترکیبی دارد، به‌طوری‌که باعث کاهش کار و بازده انرژی کلی و افزایش نرخ هزینه کلی می‌گردد.
- 2- افزایش دمای ورودی توربین توربین هلیومی مجموعاً تأثیر مثبت بر روی عملکرد سیکل ترکیبی دارد، به‌طوری‌که باعث افزایش کار و بازده انرژی کلی و کاهش نرخ هزینه کلی می‌شود.
- 3- افزایش فشار بالایی سیکل کالینا باعث ایجاد بیشینه برای بازده انرژی و ایجاد کمینه برای نرخ هزینه کلی می‌شود.
- 4- افزایش دمای ورودی توربین کالینا، تأثیری مثبتی بر روی سیکل ترکیبی داشته، به‌طوری‌که باعث افزایش بازده انرژی و کاهش نرخ هزینه کلی می‌گردد.
- 5- افزایش کسر جرمی آمونیاک حالت پایه نیز باعث افزایش بازده انرژی و کاهش نرخ هزینه کلی می‌گردد.
- 6- در بین پارامترهای مورد بررسی، تغییر نسبت فشار کمپرسور بیشترین تأثیر را بر روی عملکرد سیکل ترکیبی دارد، به‌طوری‌که تغییر نسبت فشار در محدوده 2.5 تا 5، کاهش 63.8 درصدی بازده انرژی، کاهش 87.6 درصدی کار کلی و افزایش 89.4 درصدی نرخ هزینه کلی را باعث می‌شود. در مرتبه بعدی افزایش دمای ورودی توربین تأثیر قابل توجهی داشته و در نهایت، تغییر پارامترهای

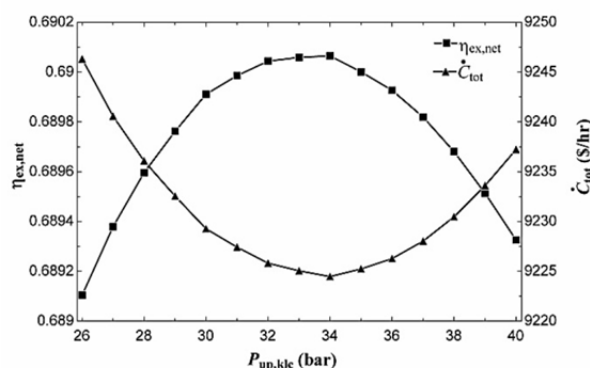


Fig. 8 Effect of top pressure of kalina cycle on exergy efficiency and total cost rate

شکل 8 اثر تغییر فشار بالایی سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی

می‌شود. اما نرخ هزینه تخریب انرژی در اکثر اجزای سیکل کالینا و جذبی، همچنین در مبدل حرارتی سرمایشی افزایش و در کندانسور و اواپراتور کالینا کاهش محسوسی می‌یابد. تأثیر متناقض عوامل ذکر شده باعث ایجاد کمینه برای نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه کلی می‌شود.

در "شکل 9" اثر تغییر دمای ورودی توربین سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی قابل مشاهده است. در این حالت افزایش دمای ورودی توربین کالینا باعث افزایش اختلاف آنتالپی و کاهش دبی عبوری از توربین می‌شود که افزایش اختلاف آنتالپی در توربین اثر غالب داشته و باعث افزایش کار خروجی سیکل کالینا، کار و بازده انرژی کلی می‌شود. در مورد نرخ هزینه کلی نیز، افزایش دمای ورودی توربین تأثیرات مختلفی بر روی نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب انرژی اجزای مختلف سیکل کالینا گذاشته که افزایش نرخ هزینه تخریب انرژی کندانسور کالینا در این میان تأثیری بیشتری نسبت به سایر موارد داشته که باعث افزایش نرخ هزینه کلی می‌گردد.

در "شکل 10" اثر تغییر کسر جرمی آمونیاک در محلول در سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی قابل مشاهده است. بر اثر افزایش کسر جرمی، دبی عبوری از توربین کالینا با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی در آن افزایش می‌یابد که سبب افزایش کار توربین کالینا، کار کلی و بازده انرژی می‌شود. در این حالت هم تغییر کسر جرمی تأثیر پیچیده‌ای بر روی نرخ هزینه ابتدایی و تخریب انرژی اجزای سیکل کالینا و جذبی گذاشته که اثر کاهش نرخ هزینه تخریب انرژی در ایزربر، کندانسور، اواپراتور و ژنراتور جذبی،

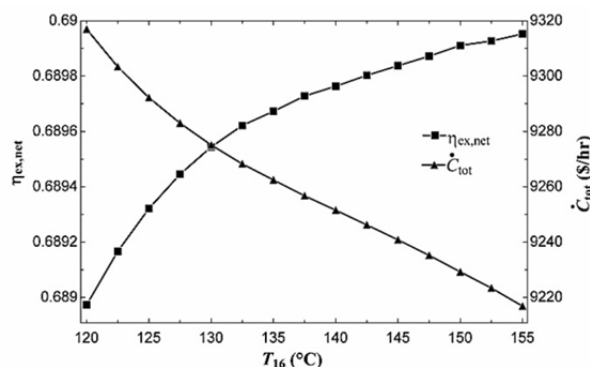


Fig. 9 Effect of turbine inlet temperature of kalina cycle on exergy efficiency and total cost rate

شکل 9 اثر تغییر دمای ورودی توربین سیکل کالینا بر روی بازده انرژی و نرخ هزینه کلی

- [16] X. Li, Q. Zhang, X. Li, A Kalina cycle with ejector, *Energy*, Vol. 54, No. 1, pp. 212-219, 2013.
- [17] J. He, C. Liu, X. Xu, Y. Li, S. Wu, J. Xu, Performance research on modified KCS (Kalina cycle system) 11 without throttle valve, *Energy*, Vol. 64, No. 1, pp. 389-397, 2014.
- [18] R. A. Victor, J. K. Kim, R. Smith, Composition optimisation of working fluids for organic Rankine cycles and Kalina cycles, *Energy*, Vol. 55, No. 1, pp. 114-126, 2013.
- [19] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, P. Bruel, Y. Mourad, Y. Zeraoui, Solar driven cooling systems: An updated review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 44, No. 1, pp. 159-181, 2015.
- [20] A. Ghafoor, A. Munir, Worldwide overview of solar thermal cooling technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 43, No. 1, pp. 763-774, 2015.
- [21] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou, L. Wrobel, Design and construction of a LiBr-water absorption machine, *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, No. 15, pp. 2483-2508, 2003.
- [22] M. Yari, S. Mahmoudi, Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 4, pp. 366-375, 2010.
- [23] V. Zare, S. Mahmoudi, M. Yari, An exergoeconomic investigation of waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor (GT-MHR) employing an ammonia-water power/cooling cycle, *Energy*, Vol. 61, No. 1, pp. 397-409, 2013.
- [24] F. Mohammadkhani, N. Shokati, S. Mahmoudi, M. Yari, M. Rosen, Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium reactor combined with two organic rankine cycles, *Energy*, Vol. 65, No. 1, pp. 533-543, 2014.
- [25] V. Zare, S. Mahmoudi, M. Yari, On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization, *Energy Conversion and Management*, Vol. 90, No. 1, pp. 364-374, 2015.
- [26] X. Wang, Y. Dai, An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles, *Energy Conversion and Management*, Vol. 126, No. 1, pp. 561-572, 2016.
- [27] J. Aman, D. K. Ting, P. Henshaw, Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 62, No. 2, pp. 424-432, 2014.
- [28] A. Bejan, G. Tsatsaronis, *Thermal Design and Optimization*, pp. 405-462, John Wiley & Sons, 1996.
- [29] K. Bahloul, R. K. Saray, N. Sarabchi, Parametric investigation and thermo-economic multi-objective optimization of an ammonia-water power/cooling cycle coupled with an HCCI (homogeneous charge compression ignition) engine, *Energy*, Vol. 86, No. 1, pp. 672-684, 2015.
- [30] B. H. Gebreslassie, G. Guillén-Gosálbez, L. Jiménez, D. Boer, Design of environmentally conscious absorption cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 9, pp. 1712-1722, 2009.
- [31] A. Lazzaretto, G. Tsatsaronis, SPECO: a systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems, *Energy*, Vol. 31, No. 8, pp. 1257-1289, 2006.
- [32] F. R. P. Arrieta, J. R. Sodré, M. D. M. Herrera, P. H. B. Zárante, Exergoeconomic analysis of an absorption refrigeration and natural gas-fueled diesel power generator cogeneration system, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 36, No. 1, pp. 155-164, 2016.

مختلف سیکل کالینا تاثیر کمتری بر روی عملکرد سیکل ترکیبی دارند.

8- مراجع

- [1] M. S. El-Genk, J. M. Tournier, Noble gas binary mixtures for gas-cooled reactor power plants, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 238, No. 6, pp. 1353-1372, 2008.
- [2] M. S. El-Genk, J. M. Tournier, On the use of noble gases and binary mixtures as reactor coolants and CBC working fluids, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 7, pp. 1882-1891, 2008.
- [3] S. Dardour, S. Nisan, F. Charbit, Utilisation of waste heat from GT-MHR and PBMR reactors for nuclear desalination, *Desalination*, Vol. 205, No. 1-3, pp. 254-268, 2007.
- [4] D. Baldwin, M. Campbell, C. Ellis, M. Richards, A. Shenoy, MHR design, technology and applications, *Energy Conversion and Management*, Vol. 49, No. 7, pp. 1898-1901, 2008.
- [5] V. Zare, S. Mahmoudi, M. Yari, Ammonia-water cogeneration cycle for utilizing waste heat from the GT-MHR plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 48, No. 1, pp. 176-185, 2012.
- [6] V. Zare, S. Mahmoudi, A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor, *Energy*, Vol. 79, No. 1, pp. 398-406, 2015.
- [7] V. Zare, M. Yari, S. Mahmoudi, Proposal and analysis of a new combined cogeneration system based on the GT-MHR cycle, *Desalination*, Vol. 286, No. 1, pp. 417-428, 2012.
- [8] A. I. Kalina, Combined-cycle system with novel bottoming cycle, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, No. 4, pp. 737-742, 1984.
- [9] J. Wang, Z. Yan, M. Wang, Y. Dai, Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power system with LNG (liquefied natural gas) as its heat sink, *Energy*, Vol. 50, No. 1, pp. 513-522, 2013.
- [10] M. Ashouri, A. M. K. Vandani, M. Mehrpooya, M. H. Ahmadi, A. Abdollahpour, Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, No. 1, pp. 1328-1339, 2015.
- [11] C. E. C. Rodriguez, J. C. E. Palacio, O. J. Venturini, E. E. S. Lora, V. M. Cobas, D. M. dos Santos, F. R. L. Dotto, V. Gialluca, Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 52, No. 1, pp. 109-119, 2013.
- [12] J. Wang, J. Wang, P. Zhao, Y. Dai, Thermodynamic analysis of a new combined cooling and power system using ammonia-water mixture, *Energy Conversion and Management*, Vol. 117, No. 1, pp. 335-342, 2016.
- [13] L. Cao, J. Wang, Y. Dai, Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle with regenerative heater, *Energy*, Vol. 77, No. 1, pp. 760-770, 2014.
- [14] H. M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W. M. Worek, Y. Ikegami, The performance of the Kalina cycle system 11 (KCS-11) with low-temperature heat sources, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 129, No. 3, pp. 243-247, 2007.
- [15] J. Wang, Z. Yan, E. Zhou, Y. Dai, Parametric analysis and optimization of a Kalina cycle driven by solar energy, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, No. 1, pp. 408-415, 2013.