مجله مهندسی مکانیک مدرس، اردیبهشت 1397، دوره 18، شماره 02، ص‌ص 61-72

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی سیستم سه‌هدفه با استفاده از مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود

امیر قاسم‌خانی[1]، سعید فراهت[2*]، محمدمهدی ناصریان[3]

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان
2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان
3- دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه سیستان و بلوچستان، زاهدان
* زاهدان، صندوق پستی 98155-987، farahat@hamoon.usb.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 18 آذر 1396
پذیرش: 18 دی 1396
ارائه در سایت: 03 بهمن 1396

کلید واژگان:
تحلیل اگزرژی
سیکل کالینا
ترمودینامیک زمان محدود

چکیده

در این مقاله، به تحلیل عملکرد و بهینه‌سازی یک سیستم سه‌هدفه بر اساس معیارهای متفاوت ترمودینامیکی مانند بازده انرژی و اگزرژی، توان و توان بی‌بعد پرداخته شده است. سیستم سه‌هدفه از سه زیرسیستم تشکیل شده است که شامل زیرسیستم خورشیدی، زیرسیستم کالینا و زیرسیستم چیلر جذبی لیتیم برمید-آب است. هدف این سیستم تولید توان، آب گرم خانگی و سرمایش با استفاده از انرژی خورشید است. توان بی‌بعد، به عنوان یک ابزار برای درک مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود معرفی شده است. توان بی‌بعد به صورت نسبت توان به حاصل‌ضرب هدایت حرارتی کل در دمای کمینه سیکل خورشیدی تعریف شده است. تحلیل اگزرژی نشان داده است که بیشترین اگزرژی تخریب‌شده مربوط به بویلر است. نتایج نشان داده است که در طراحی اولیه بازده انرژی، بازده اگزرژی، نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل و توان بی‌بعد به ترتیب برابر است با 17.37%، 18.82%، 9.63 دلار بر ساعت و 0.01781. تحلیل حساسیت نشان داده است که افزایش پارامترهایی مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، دمای ورودی کلکتور و نسبت فشار سیکل کالینا باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی شده است. همچنین افزایش نسبت فشار سیکل کالینا، کاهش دبی جرمی سیکل کالینا، دمای محیط و دمای ورودی کلکتور باعث افزایش توان بی‌بعد شده است. علاوه بر این به مقایسه معیارهای بهینه‌سازی مانند بازده انرژی، بازده اگزرژی، توان و توان بی‌بعد پرداخته شده است. نتایج نشان داده است که توان و توان بی‌بعد بهترین معیار بهینه‌سازی ترمودینامیکی هستند.

Performance analysis and optimization Tri-Generation system using Finite-Time Thermodynamics concepts

Amir Ghasemkhani, Said Farahat*, Mohammad Mahdi Naserian

Department of Mechanical Engineering, University of Sistan and Baluchestan, Zahedan, Iran
* P.O.B. 98155-987 Zahedan, Iran, farahat@hamoon.usb.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 09 December 2017
Accepted 08 January 2018
Available Online 23 January 2018

Keywords:
Exergy analysis
Kalina cycle
Finite-Time Thermodynamics

ABSTRACT

In this paper, performance analysis and optimization of a trigeneration system based on different thermodynamic criteria such as energy and exergy efficiency, power and dimensionless power have been investigated. The trigeneration system consists of three subsystems which including the solar subsystem, Kalina subsystem and lithium bromide-water absorption chiller subsystem. The proposed system uses solar energy generates power, cooling and domestic water heating. Power is introduced as a tool for understanding thermodynamic concepts of limited time. Dimensionless power is defined as the ratio of power to the product of total thermal conductivity and minimum temperature of the system. Dimensionless power can be used as a tool to understand the concepts of finite time thermodynamics. The exergy analysis has shown that the most exergy destruction is related to boiler. As a result, energy and exergy efficiencies, capital cost rates and dimensionless power are 17.37%, 18.82% and 9.63 dollars per hour, 0.01781 respectively. Sensitivity analysis has shown that increasing parameters such as ambient temperature, solar radiation, the dimensionless mass flow rate of the Kalina cycle, collector inlet temperature and pressure ratio of the Kalina cycle increase energy and exergy efficiencies. Also increasing pressure ratio the of Kalina Cycle, reducing the dimensionless mass flow rate of the Kalina cycle, the ambient temperature and collector inlet temperature has led to increased dimensional power. In addition, the optimization criteria such as energy efficiency, exergy efficiency, power and dimensional power have been compared. The results showed that power and dimensional power are the best thermodynamic optimization criteria.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Please cite this article using:

A. Ghasemkhani, S. Farahat, M. M. Naserian, Performance analysis and optimization Tri-Generation system using Finite-Time Thermodynamics concepts, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 02, pp. 61-72, 2018 (in Persian)

1- مقدمه

توسعه پایدار را می‌توان به عنوان یک حالت توسعه انسانی تعریف کرد که استفاده از منابع انرژی را مشروط به عدم تأثیر نامطلوب بر محیط‌زیست و نیازهای نسل آینده می‌کند. ارزیابی پایداری، شاخص توسعه پایدار است. ارتباط بین انرژی، محیط‌زیست و توسعه پایدار در حقیقت مشابه سه رأس یک مثلث متساوی‌الاضلاع است. بنابراین بایستی تعادل را بین انرژی، محیط‌زیست و توسعه پایدار حفظ کرد. امروزه بیشتر توان تولیدی جوامع را سوخت‌های فسیلی مانند زغال‌سنگ و گاز طبیعی تأمین می‌کند. از سوی دیگر انرژی‌های تجدیدپذیر یک انرژی پاک و رایگان هستند؛ اما استفاده از سوخت‌های فسیلی منجر به آلودگی محیط‌زیست می‌شود. بحران انرژی و آلودگی سوخت‌های فسیلی اهمیت بیش از پیش انرژی‌های تجدیدپذیر را نشان می‌دهد. این آلودگی‌ها باعث تغییرات شدید آب‌وهوایی، گرم شدن زمین و تغییرات اکوسیستم موجودات زنده می‌شوند و ادامه این شرایط به تدریج زمین را برای انسان غیر قابل سکونت خواهد کرد. پیش‌بینی تولید کربن دی اکسید در جهان نشان می‌دهد که در آینده مشکلات آلودگی محیط زیست به حدی خواهد رسید که وضعیت سلامت انسان و سایر موجودات زنده را به خطر می‌اندازد [1]. از میان انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی خورشید به دلیل پتانسیل بالای تابش خورشیدی، محبوب‌تر است. اما بهره‌برداری از تابش خورشیدی مشکلاتی از قبیل هزینه بالا، بازده پایین دریافت تابش خورشیدی، اتلافات نوری و اتلافات حرارتی[1] بالا را نیز به همراه دارد و علاوه بر این، تغییر آب‌وهوایی موجب ناپیوستگی تابش خورشیدی دریافتی شده است.

شکل 1 تقاضای جهانی انرژی را از سال 1971 تا 2011 نشان می‌دهد. بر اساس شکل 1، شیب تقاضای سوخت‌های فسیلی در این دوره زمانی کاهش یافته است و همچنین کاهش تقاضای انرژی هسته‌ای از سال 2002 آغاز شده است، اما افزایش تقاضای انرژی‌های تجدیدپذیر بیانگر رشد چشمگیر انرژی‌های تجدیدپذیر در جهان است [1]. علاوه بر این پروژه‌های متعددی مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر در برنامه‌های جامع کشورهایی مانند آمریکا، چین و کانادا وجود دارد که نشان‌دهنده توجه بیش از پیش کشورهای پیشرفته به انرژی‌های تجدیدپذیر است [2].

از سوی دیگر توسعه پایدار، اقتصاد پایدار را نیز به همراه دارد. در حال حاضر ارتباط بین اقتصاد، صنعت و منابع انرژی بسیار نزدیک است، بنابراین اقتصاد پایدار نیازمند منابع انرژی پایدار است. اردینک و همکارانش [4] به تجزیه و تحلیل دقیق سیستم‌های انرژی‌های تجدیدپذیر هیبریدی پرداختند و اثبات کردند رشد اقتصادی جهان در ارتباط با انرژی‌های تجدیدپذیر خواهد

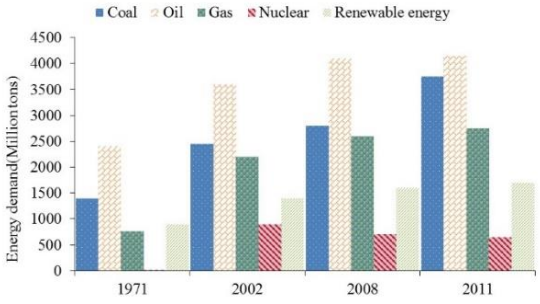

Fig. 1 World primary energy demand

شکل 1 تقاضای جهانی انرژی [3]

[1] Optical losses and thermal losses

بود. نتایج آنها نشان می‌دهد سهم انرژی‌های تجدیدپذیر برای نفوذ گسترده‌تر در شرایط اقتصادی آینده قابل توجه خواهد بود.

امروزه سیستم‌های تولید توان و حرارت (CHP)[2] با ادغام سیکل توربین گاز و سیکل توربین بخار به بازده بیش از 60 درصد دست پیدا کرده‌اند. پاولس و همکارانش [5] به بهبود و توسعه‌ی نیروگاهی با تولید قدرت و حرارت در یک بیمارستان بزرگ پرداخته‌اند. این نیروگاه علاوه بر تأمین برق و گرمایش بیمارستان بایستی نیازهای انرژی یک دانشگاه را نیز تأمین کند. رویکرد آنها جایگزینی و استفاده کمکی از منابع تجدیدپذیر در سیستم ترکیبی با تولید توان و حرارت است و پس از در نظر گرفتن عوامل فنی و اقتصادی، طراحی‌های متفاوتی را پیشنهاد دادند، با توجه به معیارهای اضافی مانند روند جهانی قیمت نفت خام و گاز طبیعی، هزینه‌های برق و حمایت‌های سیاسی برای تولید برق از منابع تجدیدپذیر، آن‌ها از میان منابع، دو منبع را انتخاب کردند. در طرح اول، آنها علاوه بر دیگ بخار گاز طبیعی[3] از دیگ‌بخار زیست‌توده آب‌گرم [4] استفاده کردند. در طرح دوم، آنها برای تولید برق و حرارت از انرژی زیست‌توده به عنوان یک سوخت کمکی استفاده کرده‌اند، طراحی دوم از توربین بخار پس فشار[5] تشکیل شده است.

ذخیره‌سازی انرژی حرارتی بر تکنولوژی‌های مدرن تأثیر بسزایی گذاشته است. ناپیوستگی تابش خورشیدی باعث شده است که سیستم‌های منطبق بر منبع خورشیدی نیازمند ذخیره انرژی حرارتی باشند، به طور خاص در هنگامی که تابش خورشیدی به مقدار حداقل در دسترس است (در فصل زمستان)، معمولاً استفاده از ذخیره انرژی حرارتی برای کاهش هزینه‌های اولیه و هزینه‌های عملیاتی به کار می‌رود. ذخیره‌سازی انرژی حرارتی بدون آنکه تغییری در ورودی و خروجی دهد، بازده سیستم را افزایش می‌دهد [6].

اخیراً محققان با استفاده از منبع انرژی اولیه اهدافی مانند آب گرم، هیدروژن و آب آشامیدنی تولید کرده‌اند. آن‌ها از سیستم تولید تک‌هدفه فراتر رفته‌اند، سیستم‌هایی طراحی کرده‌اند که با استفاده از انرژی اتلافی سیستم بیش از یک هدف را تولید می‌کند [7]. معرفت و همکارانش [8] به بررسی یک سیستم با تولید همزمان برق، حرارت و سرما با هدف تامین بار حرارتی ساختمان‌های اداری در شهر تهران پرداخته‌اند. همچنین آنالیز حساسیت نرخ بازگشت سرمایه بر مبنای تغییرات قیمت برق و گاز انجام شده است. معیار متفاوتی در زمینه ی صرفه جویی انرژی ، اثرات محیط زیستی ، مباحث اقتصادی مانند هزینه عملکرد و نرخ بازگشت سرمایه لحاظ و ارزیابی کردند. احمدی و دینسر [9] به بهینه‌سازی محیط‌زیست - اگزرژی نیروگاه‌های تولید دوهدفه با تولید همزمان 50 مگاوات برق و 33.3 کیلوگرم بر ثانیه بخار اشباع در فشار 1.3بار، پرداخته‌اند. آن‌ها در این پژوهش تابع هدف جدیدی ارائه کرده‌اند که شامل تابع هزینه عملیاتی، هزینه سوخت و همچنین پارامترهای مرتبط به محیط‌زیست مانند هزینه تولید آلاینده‌ها است. برای کمینه کردن تابع هدف از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. آنها با بهینه سازی نیروگاه‌های تولید دوهدفه پارامترهای طراحی بهینه را محاسبه کردند و در نهایت تابع هدف را به میزان 9.8 درصد بهبود داده‌اند. احمدی و همکارانش [7] یک سیستم تولید سه‌هدفه با تولید سرمایش، گرمایش و توان را مدل‌سازی کردند. آن‌ها به تحلیل انرژی و اگزرژی سیستم تولید سه‌هدفه شامل یک سیکل توربین گاز، یک سیکل رانکین، یک چیلر جذبی تک اثره و آب‌گرم‌کن داخلی پرداخته‌اند. خلیق [10] یک سیستم تولید چندهدفه با

[2] Combined heat and power
[3] Natural gas boilers
[4] Hot water biomass boilers
[5] A steam backpressure turbine

تولید حرارت، سرمایش و توان را مورد بررسی قرار داده است. او با تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی نشان داده است که اگزرژی در یک محفظه احتراق و بویلر با بازیافت حرارت به‌طور قابل‌توجهی تحت تأثیر نسبت فشار و دمای ورودی توربین است. احمدی و همکارانش [11] یک سیستم سه‌هدفه با تولید اهداف ترمودینامیکی سرمایش، گرمایش و برق را مورد بررسی قرار داده‌اند. سیستم تولید سه‌هدفه شامل یک سیکل توربین گاز، یک سیکل توربین بخار و یک چیلر جذبی تک اثره است. درنتیجه سیستم‌های سه‌هدفه و هم‌زمان را به‌عنوان راهکاری برای افزایش بازده و کاهش برگشت‌ناپذیرهای سیستم است. سیکل کالینا[1]، سیکل ترمودینامیکی است که از مخلوط آمونیاک-آب به عنوان سیال عامل استفاده می‌کند. ویژگی مهم مخلوط آمونیاک-آب در نمودار آنتالپی-دما نمایان شده است که در مقایسه با آب، انطباق سیال عامل آمونیاک - آب با منبع حرارتی بیشتر است [12]. وال و همکارانش [13] به مطالعه اگزرژی سیکل کالینا پرداخته‌اند. آن‌ها ثابت کردند که بازده سیکل کالینا بهینه‌سازی شده، 10 درصد بیشتر از سیکل رانکین بهینه‌سازی شده است. وانگ و همکاران [14] یک سیکل کالینا با منبع حرارتی خورشیدی را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها به‌منظور اطمینان از پایداری سیستم، از یک سیستم ذخیره حرارتی استفاده کردند و همچنین اثبات کردند که سیستم ذخیره انرژی خورشیدی شرایط توان پایدار را تأمین می‌کند.

چیلر جذبی می‌تواند از یک منبع حرارتی مستقل یا از گرمای اتلافی سیکل‌های دیگر مانند سیکل خورشیدی، رانکین و برایتون برای تولید سرما استفاده کند. چوآ و همکارانش [15] یک چیلر جذبی تک اثره آمونیاک - آب بازگشت‌ناپذیر را مدل‌سازی کردند. علاوه بر این به بررسی ترمودینامیکی و توصیف فرآیند جذب بر اساس معادلات کولبرن- درو[2] پرداخته‌اند. ارزیابی تأثیر برگشت‌ناپذیری‌های مختلف سیستم بر عملکرد چیلر از طریق استفاده از یک معادله مایکروسکوپی عمومی انجام شده است. فرشی و همکارانش [16] به تحلیل اگزرژی- اقتصاد[3] سه کلاس از سیستم‌های تبرید لیتیم- برمید و آب پرداخته‌اند و همچنین اثر پارامترهای عملیاتی مختلف را بر روی نرخ هزینه تولیدی و سرمایه‌گذاری کل سیستم بررسی کردند. نتایج آنها در انتخاب، طراحی و اصلاح سیستم‌های تبرید لیتیم - برمید و آب با نشان دادن مزایا و معایب چیلرجذبی دو اثره لیتیم - برمید و آب از نقطه نظر اقتصادی مفید است.

تحقیقات ناویکوف [17] بر روی نیروگاه اتمی سرآغاز ترمودینامیک زمان محدود بوده است. او در تحقیقاتش به تحلیل ترمودینامیکی انرژی حرارتی ناشی از شکاف هسته‌ای و تبدیل آن به انرژی مکانیکی پرداخته است. قاسم‌خانی و همکارانش [18] به ارزیابی سیکل ترکیبی برگشت‌ناپذیر بر اساس معیار توان بیشینه در ترمودینامیک زمان محدود پرداخته‌اند. آنها توان بی‌بعد و بازده را بر اساس متغیرهای بی‌بعد شامل نسبت دمایی و نسبت هدایت حرارتی محاسبه کردند. ترمودینامیک زمان محدود شاخه‌ای از ترمودینامیک است که به منظور اعمال قیدها و محدودیت‌های مؤثر بر سیستم مانند زمان، اندازه و قانون دوم ترمودینامیک تعریف شده است. از سوی دیگر ترمودینامیک زمان محدود شکل توسعه‌یافته ترمودینامیک کلاسیک است. هدف ترمودینامیک زمان محدود اعمال محدودیت‌های واقعی سیستم است. این نوع تحلیل منجر به بهبود تحلیل‌های تئوری می‌شود به طوری که تحلیل تئوری و حالت عملیاتی شده با توسعه‌ی ترمودینامیک زمان محدود به یکدیگر نزدیک می‌شوند. ترمودینامیک زمان محدود یعنی اعمال همه‌ی محدودیت‌هایی که سیستم از یک تحلیل واقعی دور کرده است. در حال حاضر تنها سه محدودیت زمان محدود، اندازه محدود و قانون دوم ترمودینامیک شناخته شده است. در این صورت امکان زمان بی نهایت و سطح بی نهایت و منابع با ظرفیت‌های بی نهایت در سیستم وجود نخواهد داشت.

این پژوهش با افزایش توان تولیدی و کمینه کردن هزینه با استفاده از انرژی‌های تجدیدپذیر و بهینه‌سازی متغیرهای موثر در ترمودینامیک زمان محدود، قدم در راه توسعه پایدار گذاشته است. یکی از اهداف این پژوهش پیاده‌سازی مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود در تحلیل یک سیستم سه‌هدفه با تولید سرمایش، گرمایش و توان است. پیاده‌سازی بر اساس تحلیل متغیرهای موثر و محدود کردن آنها بر اساس مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود مانند دبی جرمی بی‌بعد و نسبت هدایت حرارتی تعریف شده، اعمال شده است و علاوه براین بهینه‌سازی بر اساس توابع هدف ترمودینامیک کلاسیک مانند بازده انرژی اگزرژی و تابع هدف ترمودینامیک زمان محدود یا توان بی بعد انجام شده است. نوآوری این پژوهش تعریف و تحلیل توان بی‌بعد و مقایسه آن با تحلیل‌های ترمودینامیک کلاسیک مانند تحلیل انرژی و اگزرژی است. نوآوری‌های دیگر این پژوهش استفاده از سیکل کالینا به جای سیکل رانکین با سیال عامل آب خالص است و همچنین تحلیل حساسیت متغیرهای تصمیم مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، دبی جرمی بی‌بعد سیکل کالینا، دمای ورودی کلکتور و نسبت فشار سیکل کالینا نسبت به بازده انرژی و اگزرژی نیز انجام شده است.

2- توصیف سیستم

براساس شکل 2، سیستم موردمطالعه از سه زیرسیستم تشکیل‌شده است. زیرسیستم اول، سیکل خورشیدی که انرژی خورشیدی را به وسیله کلکتورهای سهموی خطی دریافت می‌کند. اتلافات آپتیکال[4] و حرارتی باعث می‌شوند که مقدار حرارت منتقل شده به سیال انتقال حرارت به شدت کاهش یابد. سیال انتقال حرارت ترمینول 66 [5] است که یکی از پرکاربردترین انواع سیال انتقال حرارت است. برای پایداری سیستم از منبع ذخیره حرارتی استفاده شده است.

در شب‌ها که میزان تابش خورشیدی کاهش می‌یابد، مخزن ذخیره حرارتی، حرارت لازم سیستم را تأمین می‌کند. زیرسیستم دوم، سیکل چیلر جذبی لیتیم برمید - آب است که حرارت خود را از سیکل خورشیدی تأمین می‌کند.

با توجه به آن که مقدار انتقال حرارت به سیکل چیلر جذبی نسبت به سیکل کالینا بسیار ناچیز است، بنابراین می‌توان از محدودیت زمان در سیکل چیلر جذبی لیتیم برومید-آب صرف‌نظر کرد. زیرسیستم سوم، سیکل کالینا که سیال عامل آن مخلوط آمونیاک-آب است. لازم به ذکر است که غلظت آمونیاک-آب 20% فرض شده است. سیستم موردمطالعه بر اساس شرایط آب‌وهوایی شهر زاهدان مورد ارزیابی قرارگرفته است. جدول 1 اطلاعات ورودی سیستم مورد مطالعه را نشان می‌دهد. فرضیات سیستم سه هدفه بر اساس مراجع [20,19,11,7] تعیین شده است. سایر فرضیات در این پژوهش شامل در نظر گرفتن سیستم در حالت پایا، انتقال حرارت محدود در مبدل‌های حرارتی سیستم، ثابت فرض کردن سطح انتقال حرارت کل است.

[1] Kalina
[2] Colburn–Drew equations
[3] Exergoeconomic
[4] Optical losses
[5] Therminol 66

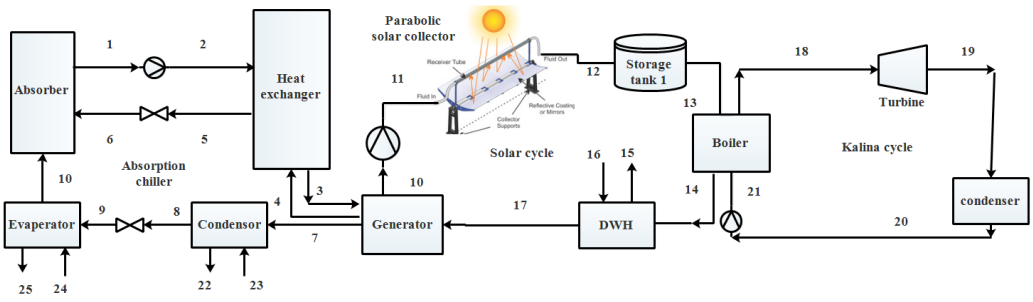

Fig. 2 Schematic of tri- generation system studied

شکل 2 شماتیک سیستم سه‌هدفه موردمطالعه

جدول 1 اطلاعات ورودی سیستم سه هدفه

Table 1 Input date tri-generation system

کلکتور سهموی خطی	
نوع کلکتور	LS-3
سیال انتقال حرارت	ترمینول-66
فولاد ضدزنگ	جنس لوله
چیلر جذبی	
دمای اواپراتور چیلر جذبی (°C)	1.5
دمای ژنراتور چیلر جذبی (°C)	89.4
دمای جاذب چیلر جذبی (°C)	9.32
دمای کندانسور چیلر جذبی (°C)	39.9
سیکل کالینا	
سیال عامل	آمونیاک – آب
غلظت آمونیاک- آب (%)	20
بازده آیزنتروپیک توربین سیکل کالینا (%)	90
بازده آیزنتروپیک پمپ سیکل کالینا (%)	85

3- تحلیل انرژی و اگزرژی اجزای سیستم

انرژی از مجموع آنرژی و اگزرژی تشکیل شده است. آنرژی به صورت اتلافات و اگزرژی بر اساس بیشینه کار نسبت به حالت مرده یا مقدار انرژی مفید تعریف می‌شود. تحلیل انرژی و اگزرژی از الزامات تحلیل سیستم‌های ترمودینامیکی است. در ابتدا سیستم‌های ترمودینامیکی بر پایه بقای انرژی و بالانس اگزرژی به ترتیب با قانون اول و دوم ترمودینامیک ارزیابی شده‌اند [21].

3-1- کلکتور سهموی خطی

کلکتورهای سهموی خطی جزء کلکتورهای دما بالا و متمرکز هستند. به طور کلی ویژگی‌های کلکتورهای سهموی خطی شامل محدوده دمایی بین 60 تا 400 درجه سانتی‌گراد و نسبت تمرکز 10 تا 85 و جاذب لوله‌ای است. معادله مشخصه حرارت مفید کلکتور به صورت رابطه (1) نوشته شده است [22]:

$$Q_u = F_R A_a \left[S - \frac{A_r}{A_a} \cdot U_L (T_f - T_a) \right] \quad (1)$$

در معادله (1)، T_f دمای ورودی کلکتور است. تابش خورشیدی زاهدان متوسط ده ساله (2006-2016) برابر 386 وات بر متر مربع است. علاوه بر تحلیلی تابش متوسط، عملکرد سیستم در طول روز 21 مارس که بر اساس علم نجوم مصادف با اعتدال بهاری[1] مورد بررسی قرار می‌گیرد. تابش خورشیدی دریافتی در کلکتور توسط رابطه (2) محاسبه می‌شود:

$$S = I_{\text{ap}} \tau \rho \alpha \quad (2)$$

در معادله (2)، I_{ap} تابش خورشیدی دهانه، τ ضریب تابش عبور، ρ ضریب تابش انعکاسی، α ضریب تابش جذبی است.

سطح جاذب به صورت معادله (3) بیان می‌شود:

$$A_r = \pi D_o L \quad (3)$$

در معادله (3)، D_o قطر خارجی جاذب و L طول کلکتور است.

مساحت دهانه توسط رابطه (4) محاسبه شده است:

$$A_a = (w - D) L \quad (4)$$

در معادله (4)، w عرض گیرنده، D قطر خارجی پوشش جاذب و L طول کلکتور است.

ضریب بازیافت حرارت به صورت زیر تعریف شده است:

$$F_R = \left(\frac{\dot{m}_{\text{HTF}}\, c_p}{A_r U_L} \right) \left[1 - \exp\left(\frac{A_r U_L F'}{\dot{m}\, c_p} \right) \right] \quad (5)$$

در معادله (5)، c_p ظرفیت حرارتی سیال انتقال حرارت، $\dot{m}_{\text{HTF}}$ دبی جرمی سیال انتقال حرارت، U_L ضریب انتقال حرارت کلی، A_r مساحت جاذب و F' ضریب راندمان حرارتی است [22].

ضریب راندمان حرارتی F' به صورت زیر تعریف شده است:

$$F' = \frac{\left(\frac{1}{U_L}\right)}{\left(\frac{1}{U_L} + \frac{D_o}{H_{\text{te}}\, D_i} + \frac{D_o}{2k} \cdot \ln\frac{D_o}{D_i}\right)} \quad (6)$$

در معادله (6)، H_{te} ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی داخل لوله، D_i قطر داخلی جاذب، k ضریب هدایت لوله جاذب و D_o قطر خارجی جاذب است [26-23].

3-2- مخزن ذخیره حرارتی

یکی از مشکلات پیاده‌سازی سیستم‌های خورشیدی، تابش خورشیدی متغیر و غیر قابل پیش‌بینی است. بنابراین برای یکنواخت کردن انرژی حرارتی در طول روز استفاده از مخزن ذخیره حرارتی در سیستم‌های انرژی خورشیدی ضروری است.

بالانس انرژی در مخزن ذخیره به صورت رابطه (2) نوشته شده است:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_u - \dot{Q}_{\text{loading}} - \dot{Q}_l \quad (7)$$

در معادله (7)، Q_s حرارت ذخیره‌شده در مخزن، Q_u حرارت داده شده به مخزن، Q_{loading} حرارت بارگذاری و Q_l حرارت اتلافی مخزن است.

انرژی ذخیره شده در مخزن بر اساس معادله (8) محاسبه می‌شود:

$$Q_s = M c_p \frac{dT_s}{dt} \quad (8)$$

در معادله (8)، T_s دمای مخزن است.

[1] Spring equinox

ضریب انتقال حرارت بین هوا و سیال به صورت معادله (9) محاسبه می‌شود [20,19]:

$$\frac{1}{UA}=\frac{1}{hA}+\frac{\xi}{kA} \quad (9)$$

در معادله (9)، ξ ضخامت عایق و k ضریب هدایت است.

حرارت اتلافی $(\dot{Q}_l)$ به صورت رابطه (10) محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_l=UA(T_{\mathrm{i}}-T_0) \quad (10)$$

در معادله (10)، T_iدمای ورودی سیال به منبع ذخیره و T_0 دمای محیط است [27,25].

3-3- آب‌گرم‌کن خانگی

سیال انتقال حرارت بعد عبور از بویلر وارد آب‌گرم‌کن خانگی می‌شود و آب‌گرم‌کن خانگی آب را تا دمای 60 ℃ گرم می‌کند. بالانس انرژی به صورت معادله (11) نوشته شده است:

$$\dot{Q}_{\mathrm{dwh}}=\dot{m}_{\mathrm{sc}}(h_{14}-h_{17})=\dot{m}_w(h_{15}-h_{16}) \quad (11)$$

در معادله (11)، $\dot{m}_{\mathrm{sc}}$ دبی سیال انتقال حرارت سیکل خورشیدی است [21,20].

3-4- بویلر یا مبدل حرارتی بین سیکل خورشیدی و کالینا

بویلر جزئی از سیستم است که حرارت را از سیکل خورشیدی به سیکل کالینا منتقل می‌کند. در این مقاله منظور از بویلر، مبدل حرارتی بین سیکل خورشیدی و کالینا است:

$$\dot{Q}_{\mathrm{boiler}}=UA(T_{13}-T_{14}) \quad (12)$$

در معادله (12)، U ضریب انتقال حرارت کلی و A سطح جانبی دیگ بخار است [28,20,19].

3-5- ژنراتور چیلر جذبی

ژنراتور چیلر جذبی، حرارت مورد نیاز خود را از سیکل خورشیدی می‌گیرد. حرارت منتقل‌شده به ژنراتور از رابطه (13) محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Q}_{\mathrm{gen}}=\dot{m}_{\mathrm{sc}}(h_{17}-h_{10}) \quad (13)$$

در معادله (13)، $\dot{m}_{\mathrm{sc}}$ دبی جرمی سیال انتقال حرارت سیکل خورشیدی است.

درنتیجه بالانس انرژی در ژنراتور از رابطه (14) به دست می‌آید.

$$\dot{m}_3h_3+\dot{Q}_{\mathrm{gen}}=\dot{m}_4h_4+\dot{m}_7h_7 \quad (14)$$

اگزرژی تخریب‌شده در ژنراتور به صورت معادله (15) محاسبه می‌شود [28,20,19]:

$$\dot{E}x_{\mathrm{d,gen}}=\dot{E}x_3+\dot{E}x_{\mathrm{gen}}-\dot{E}x_4-\dot{E}x_7 \quad (15)$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{gen}}=\left(1-\frac{T_0}{T_{\mathrm{gen}}}\right)\dot{Q}_{\mathrm{gen}} \quad (16)$$

$$\dot{E}x_3=\dot{m}_3(h_3-h_0)-T_0(S_3-S_0) \quad (17)$$

$$\dot{E}x_4=\dot{m}_4(h_4-h_0)-T_0(S_4-S_0) \quad (18)$$

$$\dot{E}x_7=\dot{m}_7(h_7-h_0)-T_0(S_7-S_0) \quad (19)$$

3-6- مبدل حرارتی چیلر جذبی

بقای جرم در مبدل حرارتی چیلر جذبی به صورت معادله (20) و (21) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_2=\dot{m}_3 \quad (20)$$

$$\dot{m}_4=\dot{m}_5 \quad (21)$$

بالانس انرژی و اگزرژی در مبدل حرارتی چیلر جذبی توسط معادله (22) و (23) تعیین می‌شود:

$$\dot{m}_4(h_4-h_5)=\dot{m}_2(h_3-h_2) \quad (22)$$

$$\dot{E}x_{\mathrm{d,hex}}=\dot{m}_4\left(\dot{E}x_4-\dot{E}x_5\right)-\dot{m}_2\left(\dot{E}x_3-\dot{E}x_2\right) \quad (23)$$

3-7- کندانسور چیلر جذبی

بقای جرم در کندانسور چیلر جذبی به صورت رابطه (24) تعیین می‌شود:

$$\dot{m}_7=\dot{m}_8 \quad (24)$$

بقای انرژی در کندانسور چیلر جذبی به صورت رابطه (25) محاسبه شده است:

$$\dot{m}_8h_8+\dot{Q}_{\mathrm{con}}=\dot{m}_7h_7 \quad (25)$$

بالانس اگزرژی در کندانسور چیلر جذبی به صورت رابطه (26) تعیین می‌گردد:

$$\dot{E}x_{\mathrm{d,con}}=\dot{m}_7\left(\dot{E}x_7-\dot{E}x_8\right)-\left(1-\frac{T_0}{T_{\mathrm{con}}}\right)\dot{Q}_{\mathrm{con}} \quad (26)$$

3-8- اواپراتور چیلر جذبی

بقای جرم در اواپراتور چیلر جذبی به صورت رابطه (27) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_9=\dot{m}_{10} \quad (27)$$

بقای انرژی در اواپراتور چیلر جذبی بر اساس معادله (28) تعیین می‌شود:

$$\dot{m}_9h_9+\dot{Q}_{\mathrm{eva}}=\dot{m}_{10}h_{10} \quad (28)$$

بالانس اگزرژی در اواپراتور چیلر جذبی به صورت رابطه (29) محاسبه می‌شود:

$$\dot{E}x_{\mathrm{d,eva}}=\dot{m}_{10}\left(\dot{E}x_9-\dot{E}x_{10}\right)+\left(1-\frac{T_0}{T_{\mathrm{con}}}\right)\dot{Q}_{\mathrm{con}} \quad (29)$$

3-9- جاذب چیلر جذبی

بالانس غلظت و بقای جرم در جاذب چیلر جذبی به صورت معادله (30) می‌باشد:

$$\dot{m}_1x_1=\dot{m}_6x_6+\dot{m}_{10}x_{10} \quad (30)$$

$$\dot{m}_1=\dot{m}_6+\dot{m}_{10} \quad (31)$$

بقای انرژی در جاذب چیلر جذبی به صورت معادله (32) بدست می‌آید:

$$\dot{m}_6h_6+\dot{m}_{10}h_{10}=\dot{m}_1h_1+\dot{Q}_{\mathrm{abs}} \quad (32)$$

بالانس اگزرژی در جاذب چیلر جذبی توسط معادله (33) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_6\dot{E}x_6+\dot{m}_{10}\dot{E}x_{10}=\dot{m}_1\dot{E}x_1+\left(1-\frac{T_0}{T_{\mathrm{abs}}}\right)\dot{Q}_{\mathrm{abs}}+\dot{E}x_{\mathrm{d,abs}} \quad (33)$$

3-10- پمپ چیلر جذبی

بالانس جرم و توان مصرفی پمپ چیلر جذبی به صورت روابط (34) و (35) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}_1=\dot{m}_2 \quad (34)$$

$$\dot{W}_p=\dot{m}_1(h_2-h_1) \quad (35)$$

ضریب عملکرد انرژی به صورت معادله (36) محاسبه می‌شود [29]:

$$COP_{\mathrm{en}}=\frac{\dot{Q}_{\mathrm{eva}}}{\dot{Q}_{\mathrm{gen}}} \quad (36)$$

3-11- توربین سیکل کالینا

توان تولیدی سیکل کالینا با سیال آمونیاک-آب به صورت معادله (37) نوشته می‌شود:

$$\dot{W}_{\mathrm{t,rc}} = \dot{m}_{\mathrm{kc}}(h_{18} - h_{19}) \quad (37)$$

بازده توربین به صورت معادله (38) تعیین می‌گردد:

$$\eta_t = \frac{h_{18} - h_{19}}{h_{18} - h_{19,s}} \quad (38)$$

3-12- پمپ سیکل کالینا

توان مصرفی پمپ سیکل آمونیاک – آب به صورت رابطه (39) محاسبه می‌شود:

$$\dot{W}_{\mathrm{p,kc}} = \dot{m}_{\mathrm{kc}}(h_{20} - h_{19}) \quad (39)$$

3-13- کندانسور سیکل کالینا

اگزرژی تخریب شده در کندانسور توسط رابطه (40) تعیین می‌شود:

$$\dot{E}x_{\mathrm{d,con}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{con}}}\right)\dot{Q}_{\mathrm{con,kc}} \quad (40)$$

بازده انرژی سیکل کالینا آمونیاک – آب به صورت رابطه (41) محاسبه می‌شود [29]:

$$\eta_{\mathrm{en,kc}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{net,kc}}}{\dot{Q}_{\mathrm{boiler}}} \quad (41)$$

بازده اگزرژی سیکل کالینا آمونیاک – آب به صورت معادله (42) محاسبه می‌شود:

$$\eta_{\mathrm{ex,kc}} = \frac{\dot{W}_{\mathrm{net,kc}}}{\dot{E}x_{\mathrm{boiler}}} \quad (42)$$

توان خالص واقعی سیکل کالینا به صورت معادله (43) بدست می‌آید:

$$\dot{W}_{\mathrm{net,kc}} = \dot{W}_{\mathrm{t,kc}} - \dot{W}_{\mathrm{p,kc}} - \dot{W}_{\mathrm{p,solar}} \quad (43)$$

3-14- بازده انرژی و اگزرژی سیستم

بازده انرژی سیستم بر اساس نسبت خروجی خالص به ورودی سیستم تعریف می‌شود. خروجی خالص سیستم شامل توان تولیدی توربین، گرمای تولیدی در گرمکن آب خانگی و بار سرمایشی تولیدی و همچنین توان مصرفی پمپ سیکل کالینا و پمپ سیکل خورشیدی است. بازده اگزرژی سیستم به طور مشابه با نگاه کیفی به انرژی بیان می‌شود.

$$\eta_{\mathrm{en,sys}} = \frac{(\dot{W}_{\mathrm{tur}} + \dot{Q}_{\mathrm{dwh}} + \dot{Q}_{\mathrm{eva}} - \dot{W}_{\mathrm{p,solar}} - \dot{W}_{\mathrm{p,kc}})}{\dot{Q}_{\mathrm{solarcycle}}}$$

$$\eta_{\mathrm{ex,sys}} = [\dot{W}_{\mathrm{tur}} + \dot{Q}_{\mathrm{eva}}\left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{eva}}}\right) - \dot{W}_{\mathrm{p,kc}} + \dot{Q}_{\mathrm{dwh}}\cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{dwh}}}\right) - \dot{W}_{\mathrm{p,sc}}]/\left(\dot{Q}_{\mathrm{solar}}\cdot\left(1 - \frac{T_0}{T_{\mathrm{sun}}}\right)\right) \quad (44)$$

4- تحلیل اقتصادی

امروزه تحلیل اقتصادی یک ابزار قوی برای ارزیابی سیستم‌ها است. از میان متغیرهای تحلیل اقتصادی می‌توان به هزینه محصول، هزینه سوخت، هزینه فرایند یا تبدیل انرژی، هزینه تجهیزات، هزینه تعمیر و نگهداری و غیره اشاره کرد. تحلیل اقتصادی به عواملی مانند نرخ تورم، سود و سیاست‌های مالی کشور بستگی دارد که این عوامل تحلیل را دشوار کرده است. هزینه تجهیزات در تحلیل اقتصاد اگزرژی دارای اهمیت زیاد است. نرخ هزینه تجهیزات $(\dot{Z})$ بر اساس معادله (45) محاسبه می‌شود [30]:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF\ \varphi}{N \times 3600} \quad (45)$$

در معادله (45)، Z_k هزینه خرید تجهیزات جزء k ام بر حسب دلار، φ فاکتور تعمیرات و نگهداری، N تعداد ساعت عملیاتی سیستم و CRF فاکتور بازیابی سرمایه که به صورت رابطه (46) تعریف شده است [30]:

$$CRF = \frac{(i \times (i+1)^n}{(i+1)^{n-1})} \quad (46)$$

5- نتایج

با استفاده از معادلات ذکر شده و اطلاعات ورودی سیستم سه‌هدفه مدل‌سازی شده است. شبیه‌سازی به وسیله نرم افزارهای اسپن پلاس[1] و متلب[2] انجام شده است. برای تحلیل سیستم به جای نگاه خاص ترمودینامیک کلاسیک یا به عبارت دیگر بررسی رفتار متغیرهای وابسته نسبت به متغیرهای مستقل متداول، نگاه عام ترمودینامیک زمان محدود استفاده شده است. بنابراین متغیرهای وابسته نسبت به متغیر بی‌بعد ارزیابی می‌شوند. متغیرهای بی‌بعد شامل دبی بی‌بعد سیکل خورشیدی و سیکل کالینا و نسبت‌های هدایت حرارتی تعریف شده اجزای انتقال حرارتی سیستم هستند. کمینه دمای در عبارت‌های توان بی‌بعد کمترین دمای سیکل خورشیدی در نظر گرفته شده است، دلیل انتخاب کمترین دما سیکل خورشیدی اعمال اثرات تابش خورشیدی بر دمای کمینه و اثرات بازگشت‌ناپذیری ناشی از گرادیان دمای بالا در سیکل خورشیدی است. بر نتایج تحلیل انرژی در جدول 2 نشان داده شده است. با توجه به جدول 2، بازده انرژی سیستم، ضریب عملکرد چیلر جذبی، توان تولیدی توربین و بار سرمایشی به ترتیب 17.37%، 0.8145، 546.7 و 28.52 کیلووات است. قانون دوم ترمودینامیک معیار صحت‌سنجی سیستم‌های ترمودینامیکی است. یکی از روش‌های تحلیل قانون دوم استفاده از مفهوم اگزرژی است. در دیدگاه اگزرژی یا انرژی مفید ارزیابی به وسیله ابزار اگزرژی تخریب شده انجام می‌شود. شکل 3 اگزرژی تخریب‌شده اجزاء و سیکل‌ها را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل 3 نشان داده شده است، بیشترین اگزرژی تخریب‌شده مربوط به بویلر است. 1.04 مگاوات اگزرژی در بویلر یا مبدل حرارتی که حرارت سیکل خورشیدی را به سیکل کالینا منتقل می‌کند، تخریب شده است. گرادیان دمای بالا در این مبدل موجب افزایش آنتروپی تولیدی می‌شود. با توجه به آنکه اگزرژی تخریب‌شده با آنتروپی تولیدی متناسب است، در نتیجه باعث شده اگزرژی تخریب‌شده در بویلر بیشینه باشد.

جدول 3 بیانگر نتایج تحلیل اگزرژی تخریب‌شده است و سیکل خورشیدی بیشترین اگزرژی تخریب شده دارد که ناشی از گرادیان دمای بالا در این سیکل است بازده اگزرژی کل سیستم 18.82% است که به صورت

جدول 2 نتایج تحلیل انرژی

Table 2 Energy analysis results

متغیر	مقدار
نرخ حرارت انتقالی کلکتورها به ترمینول66 (MW)	3.53
نرخ حرارت انتقالی به سیکل کالینا (MW)	2.75
نرخ حرارت انتقالی به ژنراتور (kW)	35
توان تولیدی توربین (kW)	546.7
بار سرمایشی اواپراتور (kW)	28.52
حرارت آب گرم خانگی (kW)	321.57
ضریب عملکرد چیلر جذبی	0.8145
بازده انرژی سیستم (%)	17.37

[1] Aspen plus
[2] Matlab

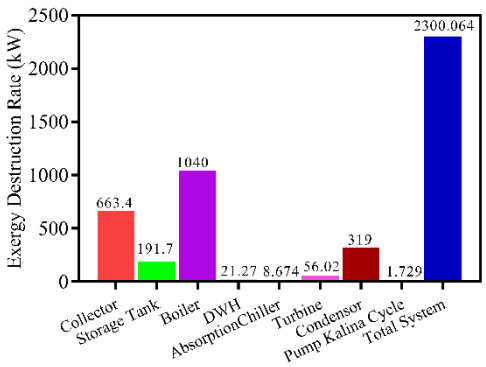

Fig. 3 Exergy destruction of components and subsystems

شکل 3 اگزرژی تخریب‌شده اجزاء و زیرسیستم‌ها

جدول 3 نتایج تحلیل اگزرژی در زیرسیستم‌ها

Table 3 Exergy analysis results in subsystems

متغیر	مقدار حالت پایه
اگزرژی تخریب‌شده در سیکل خورشیدی (MW)	2.402
اگزرژی تخریب‌شده در سیکل کالینا (kW)	264.61
اگزرژی تخریب‌شده در چیلر جذبی (kW)	8.67
بازده اگزرژی سیستم (%)	18.82

نسبت مایکروسکوپیک انرژی‌های خروجی و ورودی تعریف شده است.

در حال حاضر تحلیل اقتصادی در نیروگاه‌های تجدیدپذیر اهمیت بسزایی دارد. جدول 4 نرخ هزینه سرمایه‌گذاری اجزاء سیستم را نشان داده است. بر اساس جدول 4 بیشترین نرخ هزینه سرمایه‌گذاری مربوط به کلکتورهای خورشیدی است که حدود 57% هزینه کل را در برگرفته است. نرخ هزینه کلکتور تابعی از شرایط ابعاد کلکتور است. کمترین هزینه مربوط به گرم‌کن‌آب‌تغذیه است.

ترمودینامیک زمان محدود بر اساس محدودیت زمان، اندازه بیان شده است [18]. اما این محدودیت‌ها در ترمودینامیک کلاسیک نادیده گرفته شده اند. تحقیقات و تحلیل‌های ناصریان و همکارانش [31-33] با تعریف دبی جرمی بی‌بعد و محاسبه اگزرژی حرارت با روشی جدید در یک سیکل برایتون برگشت ناپذیر موجب توسعه ترمودینامیک زمان محدود شده است. در این پژوهش به پیاده‌سازی مفهومی ترمودینامیک زمان محدود پرداخته شده است. در حال حاضر ترمودینامیک زمان محدود بر پایه ارتباط بین انتقال حرارت و ترمودینامیک بیان شده است. ترمودینامیک کلاسیک تحلیل سیستم‌ها را بر پایه تعادل انجام می‌دهد، ولی سیستم‌های واقعی بر پایه

جدول 4 نرخ هزینه سرمایه‌گذاری

Table 4 Capital cost rate

متغیر	مقدار حالت پایه
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کلکتور خورشیدی ($/h)	5.453
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری گرم‌کن آب خانگی ($/h)	0.00002
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کندانسور سیکل کالینا ($/h)	0.1128
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری چیلر جذبی ($/h)	0.3332
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری پمپ سیکل کالینا ($/h)	0.3032
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری مبدل حرارتی تولید بخار با حرارت خورشیدی ($/h)	2.117
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری توربین ($/h)	1.315
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل ($/h)	9.63

ترمودینامیک غیرتعادلی هستند. این مطالعه ناشی از یک نگاه کاربردی به ترمودینامیک زمان محدود است. عبارت هدایت حرارتی کل در توان بی‌بعد ناشی انتقال حرارت محدود در سیستم است. در نتیجه برای اعمال مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود از دبی بی‌بعد جرمی و نسبت هدایت حرارتی تعریف شده استفاده شده است. جدول 5 نتایج محاسبه نسبت هدایت حرارتی به هدایت حرارتی کل اجزای سیستم که در این پژوهش به اختصار نسبت هدایت حرارتی اطلاق شده است را نشان می‌دهد. بیشترین هدایت حرارتی مربوط به بویلر و کندانسور سیکل کالینا است. هدایت حرارتی این دو جزء حدود 89 درصد هدایت حرارت کل سیستم است.

در فرایندهای واقعی بر اساس اصل کاهش اگزرژی، انرژی مفید سیستم همواره در حال کاهش است. این اصل مکمل اصل افزایش آنتروپی تولیدی است. نمایش اصل کاهش اگزرژی از اگزرژی تابش خورشیدی تا توان خروجی توربین در شکل 4 نشان داده شده است. بر اساس شکل 4 اگزرژی تابش خورشیدی 202.4 مگاوات است که از این مقدار فقط حدود 3.4 مگاوات به سیال انتقال حرارت منتقل شده است. شکل 5 نشان‌دهنده تغییرات تابش خورشیدی، بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان بی‌بعد است. بر اساس شکل 5 رفتار تابش خورشیدی، بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان بی‌بعد نسبت به زمان در 21 مارس یکسان است. این موضوع نشان می‌دهد که تابش خورشیدی، متغیر موثر بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان بی‌بعد است. بیشترین تابش خورشیدی در ساعت 11 ظهر است که درنتیجه بیشترین بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان بی‌بعد مربوط به ساعت 11 ظهر 21 مارس است. این شکل پتانسیل بالای انرژی خورشید در زاهدان را نشان می‌دهد. بنابراین با افزایش تعداد کلکتورها، طراحی کلکتورهای با بازده دریافت بیشتر و کاهش اتلافات آپتیکال و اتلافات حرارتی می‌توان حرارت دریافتی را تا حد قابل قبولی افزایش داد.

5-1- تحلیل حساسیت

تحلیل حساسیت یکی از ابزارهای مهندسی است که رفتار متغیرهای وابسته را مورد بررسی قرار می‌دهد. علاوه بر این تحلیل حساسیت می‌تواند نتایج عددی را اعتبارسنجی کند. تعریف دبی جرمی بی‌بعد (F) اولین بار توسط ناصریان و همکارانش برای ارضاء مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود تعریف و مورد استفاده قرار گرفته است [31-33]. فرایندهای ترمودینامیک توسط اجزائی با اندازه محدود در زمان محدود انجام می‌شوند. بنابراین دبی جرمی بی‌بعد بر پایه قیدهای زمان و اندازه ارتباطی میان ترمودینامیک و انتقال

جدول 5 نتایج محاسبات هدایت حرارتی و توان بی‌بعد

Table 5 dimensionless power and thermal conductance calculation results

متغیر	مقدار
نسبت هدایت حرارتی بویلر یا مبدل حرارتی بین سیکل خورشیدی و سیکل کالینا (kW/K)	0.3742
نسبت هدایت حرارتی گرم‌کن آب خانگی (kW/K)	0.0845
نسبت هدایت حرارتی کندانسور سیکل کالینا (kW/K)	0.5175
نسبت هدایت حرارتی ژنراتور چیلر جذبی (kW/K)	0.0009338
نسبت هدایت حرارتی کندانسور چیلر جذبی (kW/K)	0.01135
نسبت هدایت حرارتی جاذب چیلر جذبی (kW/K)	0.000988
نسبت هدایت حرارتی اواپراتور چیلر جذبی (kW/K)	0.01061
هدایت حرارتی کل (kW/K)	109.96
توان بی‌بعد	0.01781

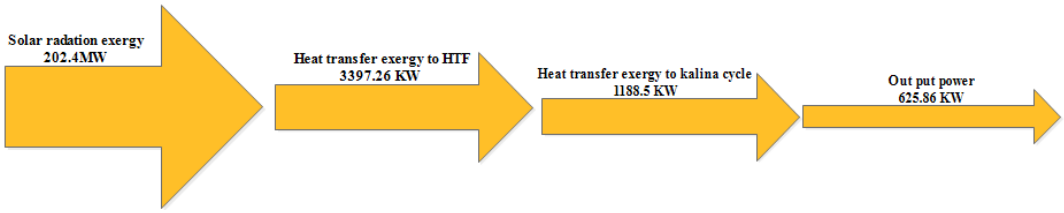

Fig. 4 The decrease of exergy principle in tri- generation system studied

شکل 4 شماتیک اصل کاهش اگزرژی در سیستم سه‌هدفه موردمطالعه

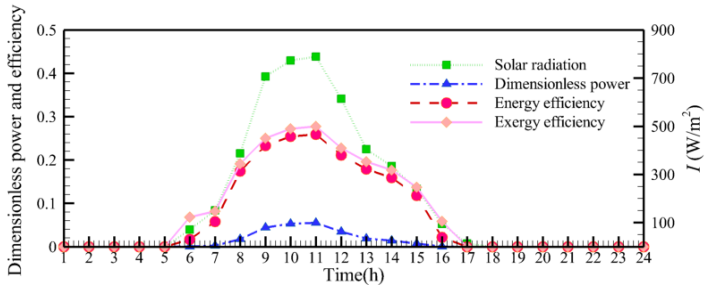

Fig. 5 Solar radiation, exergy efficiency, energy efficiency and dimensionless power On March 21st

شکل 5 تابش خورشیدی، بازده اگزرژی، بازده انرژی، توان بی‌بعد در 21 مارس

حرارت برقرار کرده است. دبی جرمی بی‌بعد به صورت $\dot{m}c_{p,min}/C_T$ تعریف شده است که $\dot{m}$ نرخ دبی جرمی، C_T هدایت حرارتی کل و $c_{p,min}$ کمترین ظرفیت حرارتی در سیکل است. شکل 6 نشان می‌دهد توان بی‌بعد ($\dot{W}/C_T\,T_{min}$) به ازای F =0.048 به بیشینه خود رسیده است. بیشینه توان بی‌بعد به ازای F =0.048، بیشینه بازده انرژی به ازای F =0.025 و بیشینه بازده اگزرژی به ازای مقدار F =0.028 بدست آمده است. این تفاوت بین نتایج بیشینه بازده انرژی، بیشینه بازده اگزرژی و توان بی‌بعد با مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود مطابقت دارد. هدف ترمودینامیک افزایش بازده نیست بلکه افزایش تولید توان مکانیکی است. بنابراین افزایش بازده تضمین کننده، افزایش توان نیست. بازده، نشان دهنده میزان تبدیل دو نوع انرژی است اما توان، خروجی نهایی یک سیستم و با ارزش ترین نوع انرژی است. درنهایت انتخاب معیار تحلیل مانند بازده انرژی، بازده اگزرژی، توان و توان بی‌بعد دارای اهمیت است. ناصریان و همکارانش [31-33] استفاده از ناحیه مطلوب پیشنهاد داده است، ناحیه مطلوب بازه‌ای بین بیشینه توان و بیشینه بازده انرژی است. ناحیه مطلوب اندکی از پیچیدگی مباحث را کاسته است. بنابراین در این سیستم ناحیه مطلوب دبی جرمی بی‌بعد بین 0.025 و 0.048 است ناحیه مطلوب در هر سیستم بر اساس شرایط ترمودینامیکی خاص همان سیستم تعیین می‌شود. همان‌طور که در شکل 6 نشان داده شده است، نقطه بیشینه بازده و بیشینه توان بی‌بعد متفاوت است. تغییر شیب ناگهانی در شکل 6 یکی از ویژگی‌های مخلوط آمونیاک-آب است. تغییر شیب‌های ناگهانی در شکل 6 بر اساس مرجع [34] قابل صحت‌سنجی است. نکته قابل ذکر این است که در این پژوهش برخلاف مرجع [34] از غلظت پایین استفاده شده است در نتیجه نیاز به جدا کننده[14] ندارد [20]. در مقاله بویاقچی [34] غلظت به طور متوسط حدود 82 درصد است. اگر غلظت سیکل کالینا بالا باشد، غلظت آمونیاک بعد از توربین سیکل کالینا به اندازه کافی کاهش پیدا نمی‌کند و در نتیجه برای برطرف کردن این مشکل باید از جدا کننده استفاده شود. یکی از ویژگی‌های مهم مخلوط آمونیاک-آب دمای جوشش و چگالش متغیر آنها است درحالی که تغییر فاز مواد خالص در دمای ثابت صورت می‌گیرد. به منظور بررسی رفتار پلکانی شکل 6 بایستی رفتار آنتالپی نسبت به دما در مخلوط آمونیاک – آب در غلظت‌های متفاوت با آب خالص مقایسه شود. شکل 7 نشان می‌دهد که با افزایش دما، شیب افزایش آنتالپی آب خالص و مخلوط آمونیاک آب کاملاً متفاوت است. با توجه به آن که آنتالپی مخلوط‌ها تابعی از دما، فشار و غلظت است، تغییر شیب‌های مخلوط آمونیاک - آب در شکل 7 بر اساس پژوهش مارستون [12] نیز قابل صحه‌گذاری است. بر اساس جدول 6 با محاسبه دمای خروجی توربین مخلوط آمونیاک آب در ناحیه دو فازی قرار گرفته است بنابراین همان‌طور در شکل 7 مشاهده می‌شود شیب دما-آنتالپی در ناحیه دو فازی متغیر است و دقیقاً بر نتایج عددی منطبق است. علاوه بر این به عنوان مثال عددی برای محاسبه توان بی‌بعد آنتالپی ورودی و خروجی توربین و اطلاعات مربوط به خواص آمونیاک آب بر اساس مرجع [35] در جدول 6 نشان داده شده است. این موضوع صحت نمودارها و تغییرات پلکانی را تایید می‌کند. با افزایش دبی جرمی بی‌بعد با نرخ 0.002، دمای ورودی و خروجی توربین سیکل کالینا کاهش یافته است. همان‌طور که در جدول 6 نشان داده شده است، یک تغییر شیب ناگهانی در دبی جرمی بی‌بعد برابر با 0.051 به وضوح دیده می‌شود و تقریباً شیب کاهشی دو برابر شده است، مخلوط آمونیاک آب در دمای حدود 322 تا 366 درجه کلوین در ناحیه دو فازی است. بنابراین مخلوط در ناحیه دو فازی قرار دارد و با توجه به آنکه تغییرات شیب در ناحیه دو فازی زیاد است. با توجه به کمبود و اختلاف داده‌های تجربی در تعیین خواص ترمودینامیکی مخلوط آمونیاک – آب استفاده از معادلات تجربی برای تعیین خواص ترمودینامیکی مخلوط آمونیاک-آب توسط مرجع [36] پیشنهاد شده است. بنابراین استفاده از معادلات تجربی سرعت محاسبات را افزایش ولی دقت را کاهش می‌دهد، زیرا که این معادلات همیشه با خطا همراه هستند.

اثرات تغییرات دمای محیط نسبت به توان بی‌بعد، بازده انرژی و اگزرژی در شکل 8 نشان داده شده است. یکی از مفاهیم ترمودینامیک زمان محدود تناقض رفتاری بین بازده و توان بی‌بعد است که در شکل 8 نشان داده شده است. افزایش بازده انرژی و اگزرژی در اثر افزایش تبدیل مقدار مایکرو انرژی در خروجی سیستم است که این نتیجه با مرجع [28] مطابقت دارد.

[14] Separator

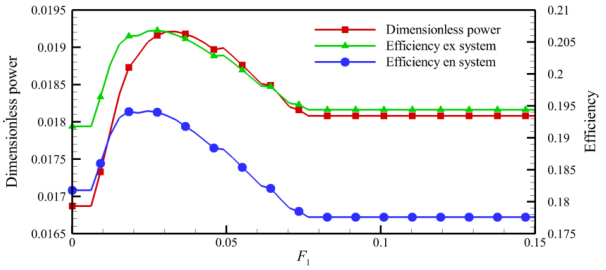

Fig. 6 Dimensionless power vs. dimensionless mass flow rate in a solar cycle

شکل 6 توان بی‌بعد نسبت به دبی بی‌بعد در سیکل خورشیدی

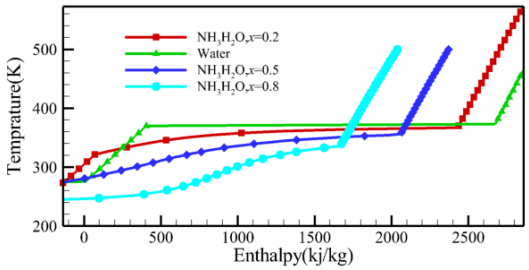

Fig. 7 Enthalpy vs. temperature ammonia - water mixture and pure water

شکل 7 آنتالپی نسبت به دما مخلوط آمونیاک –آب و آب خالص

جدول 6 نشان دهنده تغییرات دما و آنتالپی در توربین سیکل کالینا

Table 6 shows the changes in temperature and enthalpy in the turbine of the Kalina cycle

F	$\dot{W}/C_T\ T_{\min}$	h_{21} (kJ/kg)	h_{22} (kJ.kg)	T_{21} (K)	T_{22} (K)
0.046	0.01895	1678.19	1345.25	513.82	361.6
0.048	0.01889	1674.90	1343.09	513.76	361.5
0.051	0.01893	1671.37	1338.76	513.7	361.5
0.053	0.01886	1667.64	1336.31	513.6	361.5
0.055	0.01878	1663.72	1333.76	513.57	361.5

بر اساس شکل 8 با افزایش دمای محیط توان بی‌بعد کاهش و بازده انرژی و اگزرژی افزایش یافته است. افزایش نرخ خروجی نسبت به افزایش نرخ ورودی باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی شده است. افزایش پلکانی بازده انرژی و اگزرژی به دلیل تغییر شیب‌های آنتالپی آمونیاک-آب با تغییر دما است. بر اساس شکل 9، با افزایش دمای محیط توان به صورت پلکانی درحال افزایش است، ولی توان بی‌بعد برخلاف توان خروجی، بازده انرژی و اگزرژی با تغییرات پله کانی در حال کاهش است. دلیل کاهش توان بی‌بعد افزایش هدایت حرارتی کل است. افزایش هدایت حرارتی به افزایش هزینه‌ها منجر می‌شود.

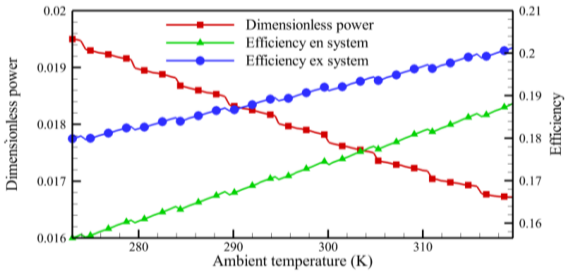

Fig. 8 The dimensionless power and energy efficiency vs. ambient temperature

شکل 8 توان بی‌بعد و بازده انرژی و اگزرژی نسبت به دمای محیط

بر اساس شکل 10 افزایش دمای محیط باعث افزایش هدایت حرارتی شده است. با این وجود افزایش نرخ هدایت حرارتی کل از افزایش نرخ توان بیشتر است که درنتیجه توان بی‌بعد کاهش یافته است. شکل 11 نشان می‌دهد که با افزایش دبی بی‌بعد سیکل کالینا توان بی‌بعد، بازده انرژی و بازده اگزرژی کاهش می‌یابد. افزایش دبی بی‌بعد سیکل کالینا باعث افزایش توان مصرفی پمپ سیکل کالینا می‌شود و درنتیجه باعث کاهش توان خروجی شده است. با توجه به آن‌که توان خروجی ترم صورت بازده انرژی و بازده اگزرژی است، هردو آن‌ها نیز کاهش یافته است. در متغیر دبی بی‌بعد سیکل کالینا دبی جرمی سیکل بر سایر متغیرها مانند هدایت حرارتی کل غالب است. با افزایش دبی جرمی بی‌بعد سیکل کالینا حرارت خروجی سیستم نیز افزایش یافته است. بنابراین برای بهبود بازده سیستم می‌توان از گرمای اتلافی در کندانسور به عنوان یک منبع حرارتی برای تامین انرژی اجزای ترمودینامیکی مانند آب‌شیرین‌کن فلاشینگ چند مرحله‌ای، سیکل رانکین و غیره استفاده کرد.

شکل 12 اثر دمای ورودی کلکتور را بر بازده انرژی، بازده اگزرژی، بازده اگزرژی سیکل خورشیدی و توان بی‌بعد نشان می‌دهد. با افزایش دمای ورودی کلکتور بازده انرژی، بازده اگزرژی، بازده اگزرژی سیکل خورشیدی افزایش می‌یابد، افزایش این بازده‌ها ناشی از افزایش توان خروجی سیستم است. کاهش توان بی‌بعد ناشی از افزایش دمای کمینه سیستم است. این

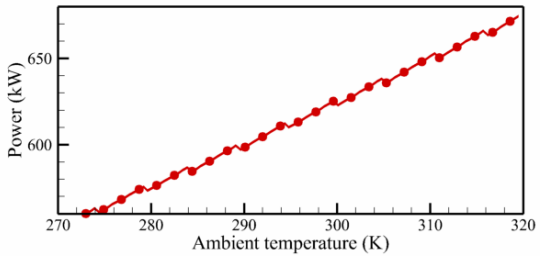

Fig. 9 Power vs. ambient temperature

شکل 9 تغییرات توان نسبت به افزایش دمای محیط

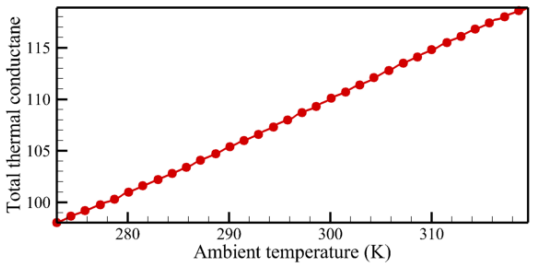

Fig. 10 Total thermal conductivity relative to ambient temperature

شکل 10 هدایت حرارتی کل نسبت به دمای محیط

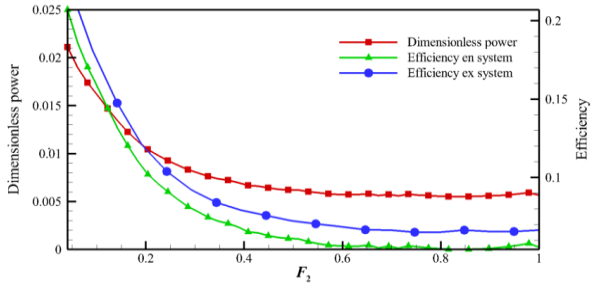

Fig. 11 The dimensionless power and energy efficiency and exergy efficiency vs. dimensionless mass flow rate

شکل 11 توان بی‌بعد و بازده انرژی و اگزرژی نسبت به دبی جرمی بی‌بعد

نتیجه در تطابق کامل با نتایج اوزلو [20] می‌باشد. بر اساس شکل 13 با افزایش نسبت فشار سیکل کالینا بازده انرژی، بازده اگزرژی، بازده انرژی سیکل کالینا، بازده اگزرژی سیکل کالینا و توان بی‌بعد افزایش یافته است. شیب افزایشی توان بی‌بعد در مقایسه با سایر پارامترها بیشتر است. بر اساس شکل 13 اگر سیستم در حالت پایه که با نسبت فشار اولیه 30، نسبت فشارش دو برابر شود، توان بی‌بعد 14.55%، بازده انرژی سیستم 14.53%، بازده اگزرژی 13.88%، بازده انرژی سیکل کالینا 13.33% و بازده اگزرژی سیکل کالینا 0.85% افزایش می‌یابند. در نتیجه نسبت فشار بیشترین تأثیر را بر توان بی بعد و بازده انرژی سیستم و کمترین تأثیر را بازده اگزرژی سیکل کالینا دارد.

5-2- بهینه‌سازی

به بیشینه یا کمینه کردن متغیر وابسته نسبت به تغییرات متغیرهای تصمیم بهینه‌سازی می‌گویند. بهینه‌سازی در این مقاله به وسیله الگوریتم ژنتیک انجام شده است. در سال 1960 بررسی تقلید تکامل بیولوژیکی منشأ ابداع الگوریتم ژنتیک توسط جان‌هالند بوده است [37]. امروزه الگوریتم ژنتیک به یکی از ابزارهای محاسبات تکاملی تبدیل شده است. الگوریتم ژنتیک یکی از روش‌های تکاملی است که بر اساس جستجوی تصادفی بهینه‌سازی را انجام می‌دهد، الگوریتم ژنتیک دارای دو اصل انتخاب و تولید نسل است، که از طبیعت نشأت گرفته است. توابع هدف شامل توان، توان بی‌بعد، بازده انرژی، بازده اگزرژی و هزینه کل هستند. در این مقاله، بهینه‌سازی بر اساس متغیرهای تصمیم موثر در ترمودینامیک زمان محدود شامل نسبت هدایت حرارتی بویلر، نسبت هدایت حرارتی گرم‌کن آب تغذیه، نسبت هدایت حرارتی ژنراتور چیلر جذبی، نسبت هدایت حرارتی کندانسور چیلر جذبی، نسبت

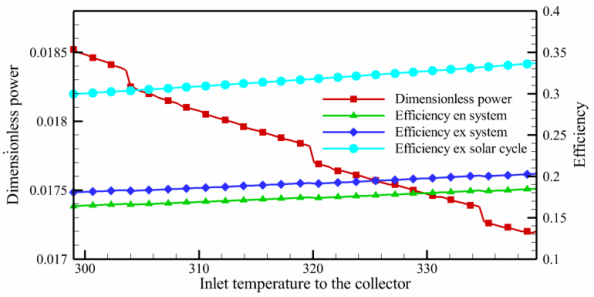

Fig. 12 The dimensionless power and energy efficiency vs. inlet temperature to the collector

شکل 12 تغییرات توان بی‌بعد و بازده انرژی و اگزرژی نسبت به دمای ورودی کلکتور

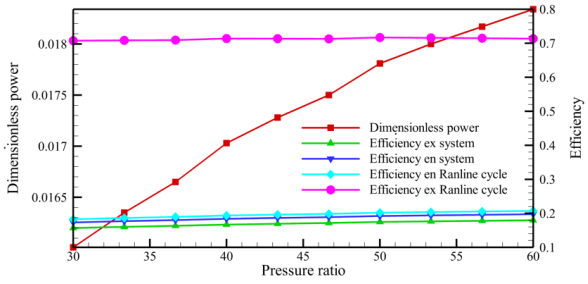

Fig. 13 System and kalina cycle efficiencies vs. kalina cycle pump pressure ratio

شکل 13 اثر نسبت فشار سیکل کالینا بر بازده انرژی، بازده اگزرژی، بازده انرژی سیکل کالینا، بازده اگزرژی سیکل کالینا و توان بی‌بعد

هدایت حرارتی جاذب چیلر جذبی ، نسبت هدایت حرارتی اواپراتور چیلر جذبی، نسبت هدایت حرارتی کندانسور سیکل کالینا، نسبت فشار سیکل کالینا، دبی بی‌بعد سیکل خورشیدی و دبی بی‌بعد سیکل کالینا انجام شده است. محدوده‌ی متغیرهای تصمیم در جدول 7 نشان داده شده است. جدول 8، نتایج بهینه‌سازی سیستم سه‌هدفه را بر اساس معیار مختلف را نشان می‌دهد. به منظور مقایسه صحیح معیارها از تغییرات نسبی استفاده شده است که در این روش حالت مرجع، حالت پایه یا طراحی است. طراحی که بر اساس معیار بیشینه توان انجام شود، باعث می‌شود که توان تولیدی 28%، بازده انرژی 12.32%، بازده اگزرژی 13.97% و نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل 7.68% نسبت به طراحی اولیه افزایش یابد اما توان بی‌بعد حدود 17.56% نسبت به طراحی اولیه، کاهش یافته است. بنابراین بهینه‌سازی بر اساس معیار توان بیشینه علاوه بر افزایش هزینه سرمایه‌گذاری کل منجر به کاهش توان بی‌بعد نیز شده است. بنابراین با طراحی بر اساس معیار بازده انرژی، توان خروجی 3.74%، بازده انرژی 6.64%، نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل 6.023% افزایش می‌یابد، اما بازده اگزرژی 6.64% و توان بی‌بعد حدود 24.03% نسبت به طراحی اولیه کاهش یافته است. بهینه‌سازی بر اساس معیار بازده انرژی یک بهینه‌سازی کلاسیک در ترمودینامیک است. بهینه‌سازی بر اساس معیار بیشینه بازده انرژی منجر به افزایش نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل و کاهش توان بی‌بعد شده است. بازده اگزرژی یکی از پرکاربردترین توابع هدف در تحلیل ترمودینامیک است. بازده اگزرژی بر اساس مقایسه چندین مایکروانرژی با کیفیت‌های متفاوت تعریف می‌شود. بهینه‌سازی بر اساس معیار بازده اگزرژی منجر به کاهش 34.88% توان، کاهش 8.98% بازده انرژی، افزایش 16.31% بازده اگزرژی، افزایش 5.09% هزینه سرمایه‌گذاری کل و کاهش 22.74% توان بی‌بعد شده است. بنابراین بر اساس محاسبات انجام شده، توان خروجی حدود 5.47%، بازده اگزرژی 0.85%، نرخ هزینه سرمایه‌گذاری 2.07% و توان بی‌بعد 34.76% افزایش و بازده انرژی 8.18% کاهش یافته است.

معیار بهینه‌سازی مطلوب است که دارای بیشترین توان تولیدی و کمترین هزینه سرمایه‌گذاری کل است. نتایج نشان می‌دهد که معیار توان و توان بی‌بعد از معیار بازده انرژی و اگزرژی برتر است. مقایسه معیارهای توان کل بی‌بعد و توان بیشینه نشان می‌دهد که از نظر توان خروجی، معیار توان بی‌بعد 17.65% کمتر از معیار توان و از نظر شاخص هزینه سرمایه‌گذاری توان بی‌بعد 5.2% کمتر نسبت به معیار توان دارد. در نتیجه در این پژوهش اثبات می‌شود که نتایج تحلیل ترمودینامیکی بر اساس شاخص توان نسبت شاخص بازده به حالت ایده آل نزدیک‌تر است. انتخاب از بین معیارهای توان بی‌بعد و توان بستگی به اهداف و اولویت‌های تصمیم گیرنده دارد.

6- صحت سنجی

به منظور اعتبارسنجی و اطمینان، نتایج این پژوهش با مرجع [19] مقایسه

جدول 7 محدوده‌ی متغیرهای تصمیم در بهینه سازی

Table 7 Range of decision variables in optimization

متغیر تصمیم	محدوده
نسبت فشار سیکل کالینا [28]	20-150
دبی بی‌بعد سیکل خورشیدی	0-1
دبی بی‌بعد سیکل کالینا	0-1
نسبت هدایت حرارتی اجزای انتقال حرارتی مانند گرم‌کن آب تغذیه، ژنراتور، کندانسور ، جاذب و اواپراتور چیلر جذبی و کندانسور سیکل کالینا	0-1

جدول 8 بهینه‌سازی بر اساس معیارهای مختلف

Table 8 Optimization based on the different criterion

متغیر	مقدار بهینه			
	بر اساس معیار بیشینه توان	معیار بیشینه بازده انرژی	معیار بیشینه بازده اگزرژی	معیار بیشینه توان بی‌بعد
نسبت فشار سیکل کالینا	141.37	127.99	143.123	98.52
دبی بی‌بعد سیکل خورشیدی	0.067	0.08	0.078	0.22
دبی بی‌بعد سیکل کالینا	0.06	0.096	0.095	0.11
نسبت هدایت حرارتی بویلر	0.5444	0.4491	0.4427	0.07113
نسبت هدایت حرارتی گرم‌کن آب تغذیه	0.06812	0.08136	0.07991	0.2246
نسبت هدایت حرارتی ژنراتور چیلر جذبی	0.0006897	0.0007822	0.0007952	0.001372
نسبت هدایت حرارتی کندانسور چیلر جذبی	0.008387	0.4496	0.00967	0.01672
نسبت هدایت حرارتی جاذب چیلر جذبی	0.0007301	0.0008283	0.0008319	0.001455
نسبت هدایت حرارتی اواپراتور چیلر جذبی	0.007837	0.00889	0.009036	0.01562
نسبت هدایت حرارتی کندانسور سیکل کالینا	0.3698	0.009514	0.4571	0.6691
هدایت حرارتی کل(kW/K)	148.676	131.062	128.944	74.592
توان بیشینه توان(kW)	700.2	567.14	567.5	576.63
توان بی‌بعد	0.0147	0.01353	0.01376	0.024
بازده انرژی (%)	19.51	19.7	15.81	15.98
بازده اگزرژی (%)	21.45	17.57	21.89	18.33
نرخ هزینه سرمایه‌گذاری کل (\$/h)	10.37	10.21	10.12	9.83

شده است، برای مقایسه صحیح بایستی از اثرات توربین باد، الکترولایزر، گرمایش کندانسور سیکل کالینا و منبع ذخیره حرارتی سرد در مرجع [19] صرفه نظر کرد و در نتیجه برای صحت‌سنجی صحیح پارامترهایی مانند تابش خورشیدی، تعداد کلکتورها، مشخصات فیزیکی کلکتور، دما و فشار محیط و سایر پارامترها بر اساس مرجع [19] تغییر پیدا می‌کند.

اعتبارسنجی پژوهش حاضر با مرجع [19] در جدول 9 نشان داده شده است.

7- نتیجه‌گیری

یکی از راه‌های دستیابی به توسعه پایدار برای کشورهای در حال توسعه مانند ایران، توجه به پتانسیل منابع انرژی‌های تجدیدپذیر در هر اقلیم است. در میان انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی خورشیدی جایگزین مناسبی برای سوخت‌های فسیلی است. شرایط اقلیمی و آب و هوایی شهر زاهدان شرایط مناسبی برای عملیاتی کردن سیستم‌های خورشیدی را فراهم کرده است. در این پژوهش سیستم سه‌هدفه با اهداف تولید توان، تأمین آب گرم خانگی و سرمایش مورد ارزیابی قرار گرفته است و تحلیل انرژی، اگزرژی و هزینه انجام شده است. توان بی‌بعد به صورت نسبت توان به حاصل‌ضرب هدایت حرارتی کل در دمای کمینه سیستم تعریف شده است. در نهایت بر اساس نتایج تحلیل حساسیت افزایش متغیرهایی مانند دمای محیط، تابش خورشیدی، دمای ورودی کلکتور، نسبت فشار سیکل کالینا و کاهش دبی جرمی بی‌بعد سیکل کالینا باعث افزایش بازده انرژی و اگزرژی شده است. همچنین افزایش نسبت فشار سیکل کالینا، کاهش دبی جرمی سیکل کالینا، کاهش دمای محیط و دمای ورودی کلکتور باعث افزایش توان بی‌بعد شده است. با توجه به نتایج بدست آمده، بیشینه توان بی‌بعد به ازای F=0.048 بدست آمده است. ناحیه مطلوب دبی جرمی بی‌بعد در سیستم سه‌هدفه در بازه 0.025 - 0.048 محاسبه شده است. در این مقاله به مقایسه معیارهای بهینه‌سازی مانند توان بیشینه، بازده انرژی، بازده اگزرژی و توان بی‌بعد پرداخته شده است. بر این اساس نتایج بدست آمده، نشان می‌دهد معیارهایی که بر پایه توان خروجی هستند، مانند بیشینه توان و توان بی‌بعد نسبت به معیارهایی که بر پایه بازده هستند، مانند بازده انرژی و اگزرژی مطلوب‌تر هستند. بنابراین تحلیل بر اساس توان در مقایسه با تحلیلی که بر پایه بازده به حالت ایده‌آل نزدیک‌تر است. در این پژوهش تحلیل توان بی‌بعد به عنوان یک ابزار قدرتمند ترمودینامیکی معرفی و ارائه شده است و معیار توان بی‌بعد از نظر توان خروجی 17.65% کمتر از معیار توان و 5.2% هزینه سرمایه‌گذاری کمتری نسبت به معیار توان داشته است.

جدول 9 اعتبار سنجی پژوهش حاضر با مرجع [19]

Table 12 Validation of the present study with reference [19]

متغیر	پژوهش حاضر	مرجع [19]
توان تولیدی توربین (kW)	132.47	133.2
بازده اگزرژی (%)	15.69	16.26
بازده انرژی (%)	14.84	14.24
سرمایش تولید در اواپراتور چیلر جذبی (kW)	28.52	27.94
گرمایش تولیدی در آبگرمکن خانگی (kW)	26.79	26.8
ضریب عملکرد چیلر جذبی	0.8148	0.7983

8- فهرست علایم

A	سطح مقطع (m^2)
D	قطر (m)
F'	ضریب راندمان حرارتی
F_R	ضریب بازیافت حرارت
H_{te}	ضریب انتقال حرارت داخل لوله (kW/m^2K)
Q	انتقال حرارت (kW)
T	دما (K)
U_L	ضریب کلی انتقال حرارت (kW/m^2K)
$\dot{m}$	دبی جرمی (Kg/s)
G	تابش خورشیدی (W/m^2)

K	ضریب هدایت جاذب $(\mathrm{kW/m^2K})$
L	طول کلکتور (m)
Z	هزینه خرید $(\$)$

علایم یونانی

α	ضریب تابش جذبی
ξ	ضخامت عایق (m)
ρ	ضریب تابش انعکاسی
τ	ضریب تابش عبور

9- مراجع

[1] S. Teske, S. Sawyer, O. Schäfer, T. Pregger, S. Simon, T. Naegler, S. Schmid, E. D. Özdemir, J. Pagenkopf, F. Kleiner, *Energy [r] Evolution-a Sustainable World Energy Outlook 2015*, 5th Edition, pp. 62-100 Belgium: Greenpeace International, 2015.

[2] S. Teske, T. Pregger, S. Simon, T. Naegler, W. Graus, C. Lins, Energy [R]evolution 2010—a sustainable world energy outlook, *Energy Efficiency*, Vol. 4, No. 3, pp. 409-433, 2011.

[3] D. Y. Goswami, *Alternative Energy in Agriculture*, pp. 36-57, Boca Raton: CRC Press, 1986.

[4] O. Erdinc, M. Uzunoglu, Optimum design of hybrid renewable energy systems: Overview of different approaches, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 3, pp. 1412-1425, 2012.

[5] M. Pavlas, P. Stehlík, J. Oral, J. Šikula, Integrating renewable sources of energy into an existing combined heat and power system, *Energy*, Vol. 31, No. 13, pp. 2499-2511, 2006.

[6] I. Dincer, S. Dost, X. Li, Performance analyses of sensible heat storage systems for thermal applications, *International Journal of Energy Research*, Vol. 21, No. 12, pp. 1157-1171, 1997.

[7] P. Ahmadi, I. Dincer, M. A. Rosen, Exergo-environmental analysis of an integrated organic Rankine cycle for trigeneration, *Energy Conversion and Management*, Vol. 64, No. Supplement C, pp. 447-453, 2012.

[8] M. Maerefat, P. Shafie, Design of CCHP system for office buildings in Tehran and thermodynamical,environmental and economical evaluation in comparison to conventional system, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 6, pp. 124-134, 2014. (In Persian فارسی)

[9] P. Ahmadi, I. Dincer, Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA), *Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5161-5172, 2010.

[10] A. Khaliq, Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 32, No. 3, pp. 534-545, 2009.

[11] P. Ahmadi, M. A. Rosen, I. Dincer, Greenhouse gas emission and exergo-environmental analyses of a trigeneration energy system, *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 5, No. 6, pp. 1540-1549, 2011.

[12] C. H. Marston, Parametric analysis of the Kalina cycle, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 112, No. 1, pp. 107-116, 1990.

[13] G. Wall, C. C. Chuang, M. Ishida, Exergy study of the Kalina cycle, *Analysis and Design of Energy Systems: Analysis of Industrial Processes*, Vol. 10, No. 3, pp. 73-77, 1989.

[14] 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.

[15] H. Chua, H. Toh, K. Ng, Thermodynamic modeling of an ammonia–water absorption chiller, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 7, pp. 896-906, 2002.

[16] L. Garousi Farshi, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, M. Yari, M. Amidpour, Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, Vol. 65, No. Supplement C, pp. 13-25, 2013.

[17] I. Novikov, Efficiency of an atomic power generating installation, *Atomic Energy*, Vol. 3, No. 5, pp. 1269-1272, 1957.

[18] A. Ghasemkhani, S. Farahat, M. M. Naserian, Evaluation combined cycle irreversible on the criteria of maximum power in finite time thermodynamics, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 11, pp. 333-342, 2018. (In Persian فارسی)

[19] S. Ozlu, I. Dincer, Development and analysis of a solar and wind energy based multigeneration system, *Solar Energy*, Vol. 122, No. Supplement C, pp. 1279-1295, 2015.

[20] S. Ozlu, I. Dincer, Analysis and evaluation of a new solar energy-based multigeneration system, *International Journal of Energy Research*, Vol. 40, No. 10, pp. 1339-1354, 2016.

[21] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, pp. 69-72, New York: John Wiley & Sons, 2016.

[22] S. Farahat, F. Sarhaddi, H. Ajam, Exergetic optimization of flat plate solar collectors, *Renewable Energy*, Vol. 34, No. 4, pp. 1169-1174, 2009.

[23] A. A. A. Abuelnuor, K. M. Saqr, S. A. A. Mohieldein, K. A. Dafallah, M. M. Abdullah, Y. A. M. Nogoud, Exergy analysis of Garri "2" 180MW combined cycle power plant, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 79, No. Supplement C, pp. 960-969, 2017.

[24] S. A. Kalogirou, Parabolic trough collectors for industrial process heat in Cyprus, *Energy*, Vol. 27, No. 9, pp. 813-830, 2002.

[25] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*, 1st Edition, pp. 101-250, England: Academic Press, 2009.

[26] S. A. Kalogirou, S. Lloyd, J. Ward, P. Eleftheriou, Design and performance characteristics of a parabolic-trough solar-collector system, *Applied Energy*, Vol. 47, No. 4, pp. 341-354, 1994.

[27] J. A. Duffie, W. A. Beckman, W. M. Worek, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th Edition, pp. 121-217, Boston: Academic Press, 2009.

[28] S. Ozlu, I. Dincer, Performance assessment of a new solar energy-based multigeneration system, *Energy*, Vol. 112, No. Supplement C, pp. 164-178, 2016.

[29] Y. A. Cengel, *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*, 2nd Edition, pp. 50-70, New York: McGraw-Hill 1997.

[30] M. F. A. Goosen, S. S. Sablani, W. H. Shayya, C. Paton, H. Al-Hinai, Thermodynamic and economic considerations in solar desalination, *Desalination*, Vol. 129, No. 1, pp. 63-89, 2000.

[31] M. M. Naserian, S. Farahat, F. Sarhaddi, Exergoeconomic multi objective optimization and sensitivity analysis of a regenerative Brayton cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 117, No. Supplement C, pp. 95-105, 2016.

[32] M. M. Naserian, S. Farahat, F. Sarhaddi, Finite time exergy analysis and multi-objective ecological optimization of a regenerative Brayton cycle considering the impact of flow rate variations, *Energy Conversion and Management*, Vol. 103, No. Supplement C, pp. 790-800, 2015.

[33] M. M. Naserian, S. Farahat, F. Sarhaddi, New exergy analysis of a regenerative closed Brayton cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 134, No. Supplement C, pp. 116-124, 2017.

[34] F. A. Boyaghchi, M. Sabaghian, Multi objective optimisation of a Kalina power cycle integrated with parabolic trough solar collectors based on exergy and exergoeconomic concept, *International Journal of Energy Technology and Policy*, Vol. 12, No. 2, pp. 154-154, 2016.

[35] O. M. Ibrahim, Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, *ASHRAE Transactions: Symposia*, Vol. 93, No. 3, p. 1495, 1993.

[36] F. Xu, D. Y. Goswami, Thermodynamic properties of ammonia–water mixtures for power-cycle applications, *Energy*, Vol. 24, No. 6, pp. 525-536, 1999.

[37] L. Davis, *Handbook of Genetic Algorithms*, 1st Edition, pp. 2-12, New York: Van Nostrand Reinhold, 1991.