

Research Paper

Simulation, thermodynamic and exergy analysis of the combination of a gas turbine Brayton cycle and organic Rankine cycle using solar energy in Iran

Behrouz Moez ¹, Raziye Pourdarbani ^{1*}, Hadi Ghaebi ²

¹ Department of Biosystems Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran.

² Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Mohaghegh Ardabili, Ardabil, Iran.

Article history

Submitted: 2024/10/27

Revised: 2024/11/20

Accepted: 2024/12/28

Published
online: 2025/06/21

Keywords:

Supercritical gas turbine
solar collector
exergy destruction
biomass

*Corresponding author
email:

r_pourdarbani@uma.ac.ir

ORCID: 

0000-0003-0766-8305



Abstract

Nowadays, due to the continuously increasing global demand for energy and the depletion of fossil resources, renewable energies have gained greater importance. Accordingly, investigating the feasibility of utilizing renewable energy sources in various conventional systems is of significant interest. The objective of this paper is to perform agent-based simulation, thermodynamic analysis, and exergy analysis of the integration of a supercritical gas turbine Brayton cycle with an organic Rankine cycle using biomass and solar energy in off-grid regions of Iran. In this study, the effects of various parameters—including temperature, compressor pressure ratio, and solar irradiation intensity—on the energy and exergy efficiencies of the system, the amount of heat generation in the solar collector, the input, output, and destroyed exergy of the system, as well as the total power output of the overall system, were investigated. The results indicate that with increasing compressor pressure ratio, the net power output and the energy and exergy efficiencies of the system initially increase by 4% and 5%, respectively, and then decrease, while the exergy destruction of the system increases continuously. Furthermore, the results show that the total input exergy to the system is 51,672 kW, whereas the rates of exergy destruction and exergy output from the system are 33,756 kW and 17,717 kW, respectively. The highest exergy destruction occurs in the solar collector, followed by the heat exchanger, while the lowest exergy destruction occurs in the pump.

How to cite this paper:

Moez, B., Pourdarbani, R., and Ghaebi, H. (2025). Simulation, thermodynamic and exergy analysis of the combination of a gas turbine Brayton cycle and organic Rankine cycle using solar energy in Iran. *Journal of Research in Mechanics of Agricultural Machinery*. 35: 17-32. <https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2025.14970.727> (In Persian)



Authors retain the copyright and full publishing rights. Published by [Shahrekord University](https://www.shahrekord.ac.ir). This article is an open access article licensed under the [Creative Commons Attribution 4.0 International \(CC BY 4.0\)](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2025.14970.727>

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

The use of solar radiation energy in gas turbine cycles is one innovative method to increase the efficiency of these cycles. The use of heliostat solar reflectors and the placement of a solar receiver upstream of the combustion chamber can increase the temperature of the air entering the combustion chamber, thereby reducing fuel consumption. The reduction of fuel injection into the combustion chamber, in turn, enhances efficiency, reduces pollution, and decreases the irreversibility rate in the cycle. In this system, the solar collector is installed at the top of a tower and absorbs the energy emitted from the solar panels installed on the ground surface. Compressed air is sent through pipes to the top of the tower, where it is heated in these collectors and then directed to the combustion chamber. Along the path between the compressor and the solar collector, due to the increase in air volume, the air temperature rises while its pressure decreases. In the path from the collector's outlet to the combustion chamber, there is a slight decrease in temperature and pressure, which does not significantly affect the system's performance. Insulating the return air pipes from the tower can compensate for this temperature reduction to some extent. In cases of high solar radiation intensity, the combustion chamber can be completely removed, and a solar receiver can be used as an alternative. In this case, the system's efficiency will increase significantly, and the irreversibility rate will reach its minimum possible value.

Material and Methods

In this study, an effort was made to utilize biomass fuel to generate the heat required for the Brayton cycle. The proposed system consists of several subsystems. A brief description of the overall system and its components is provided below. Based on the advantages and findings of previous research on the supercritical Brayton cycle with CO₂ as the working fluid, this cycle was selected as the secondary cycle to recover waste energy

from the heat generation system using biomass fuel.

Subsequently, the exhaust gases from the first turbine are reheated using a solar source and directed toward the second turbine to generate additional power. The exhaust gases from the second turbine are then directed to the Organic Rankine Cycle located at the end of the system.

Furthermore, considering the thermodynamic requirement for the main compressor inlet temperature in the S-CO₂ cycle to be low, a significant amount of energy is lost to the environment in this section. For the system analysis, a computer program was developed in EES software, and the thermodynamic and exergetic performance of the system was evaluated.

Results and Discussion

The power output of the gas turbine system and the net total power initially increase with the rise in the compressor pressure ratio, reaching a maximum at a pressure ratio of 6 to 7, and then decrease. Increasing the compressor pressure ratio leads to an increase in the power generated by the turbine. However, within the pressure ratio range of 6 to 20, the work consumed by the compressor increases, which results in a reduction in the system's power output. The variations in energy efficiency and exergy efficiency follow a trend similar to the changes in the system's power output. As the compressor pressure ratio increases, both the energy efficiency and exergy efficiency of the system initially rise, reach a maximum point, and then begin to decrease. With an increase in the compressor pressure ratio, the exergy input to the system increases. As the compressor pressure ratio increases, more air enters the system, and consequently, more fuel is introduced for combustion, resulting in higher exhaust gas temperatures from the combustion chamber. These gases then enter the turbine, resulting in an increase in the power generated by the turbine. On the other hand, the exergy input to the system also increases with the rise in the compressor pressure ratio. With an increase in solar radiation intensity, the amount of heat input to the system rises, leading to an increase in the power generated by the S-CO₂ turbine and, consequently, an increase in the total power output of the system. As the system's power

output increases, its energy efficiency also improves.

The rise in solar radiation intensity results in an increase in both the heat and exergy input to the system, which in turn enhances the overall exergy efficiency of the system. Therefore, increasing solar radiation intensity directly contributes to higher heat and exergy input to the system. As solar radiation intensity increases, the heat and exergy input to the system rise. As mentioned earlier, one of the components of the system that contributes to exergy destruction is the solar collector. The irreversibility in the solar collector leads to exergy destruction. With an increase in solar radiation intensity, the exergy input, exergy output, and exergy destruction also increase due to the higher heat input to the system. Additionally, as the temperature of the gases entering the turbine rises, the power generated in the Rankine cycle and the overall system power output also increase.

Conclusions

As the compressor pressure ratio increases, the exergy efficiency initially rises and then decreases. At a pressure ratio of 7, the exergy efficiency reaches its maximum value of 64.7%.

- With an increase in the compressor pressure ratio, the exergy input, exergy output, and exergy destruction also increase. For instance, the exergy input to the system rises from 48,000 kW to 55,000 kW.

When solar radiation intensity increases, both energy efficiency and exergy efficiency improve. Specifically, the energy efficiency increases from 53% to 57%, while the exergy efficiency rises from 64% to 69%.

- As solar radiation intensity increases, exergy destruction, along with the exergy input and output of the system, also grows. The exergy

input to the system increases from 45,000 kW to 62,000 kW. Additionally, the amount of energy entering the system from the solar collector increases from 300 kW to 3,800 kW. The highest exergy destruction occurs in the solar collector, followed by the heat exchanger, while the lowest exergy destruction takes place in the pump.

Author Contributions

Moez Behrouz: Methodology
Pourdarbani Raziye: Supervisor
Ghaebi Hadi: Validation

Data Availability Statement

"Not applicable"

Acknowledgements

The authors would like to acknowledge the Bu-Ali Sina University for financial support

Ethical Considerations

This section states ethical approval details (e.g., Ethics Committee, ethical code) and confirms adherence to ethical standards, including avoidance of data fabrication, falsification, plagiarism, and misconduct.

Conflict of Interest

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper

Funding Statement

The author(s) received no specific funding for this research



شبیه‌سازی، تحلیل ترمودینامیکی و آگرزژی ترکیب یک دوره برایتون توربین گاز و دوره آلی رانکین با انرژی خورشیدی در ایران

بهروز معز^۱، راضیه پوردربانی^{۱*} و هادی غایبی^۱

- ۱- گروه مهندسی بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران
۲- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

تاریخچه مقاله	چکیده
دریافت: ۱۴۰۳/۰۸/۰۶	امروزه به دلیل افزایش روز افزون تقاضای انرژی در سطح جهان و کاهش منابع فسیلی، انرژی‌های تجدیدپذیر اهمیت خود را بیش‌تر نشان می‌دهند. از این جهت نیاز به بررسی امکان به کارگیری انرژی‌های نو در سامانه‌های مختلف مرسوم دارای اهمیت است. هدف از ارائه این مقاله شبیه‌سازی عاملی، تحلیل ترمودینامیکی و آگرزژی ترکیب یک دوره برایتون توربین گازی فوق بحرانی و دوره آلی رانکین با استفاده از زیست توده و انرژی خورشیدی در مناطق غیرمتصل به برق در ایران است. در این تحقیق اثر عامل‌های مختلف (دما، فشار کمپرسور و شدت تابش خورشیدی) بر روی بازده انرژی و آگرزژی سامانه، میزان تولید حرارت در کلکتور خورشیدی، مقدار آگرزژی‌های ورودی خروجی و تخریب شده سامانه و نیز توان تولیدی کل سامانه بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش نسبت فشار کمپرسور توان خالص تولیدی، بازده انرژی و آگرزژی سامانه به ترتیب ۴ و ۵ درصد افزایش و سپس کاهش می‌یابد و تخریب آگرزژی سامانه پیوسته افزایش می‌یابد. همچنین نتایج نشان می‌دهد که آگرزژی کل ورودی به سامانه ۵۱۶۷۲ کیلووات و نرخ تخریب آگرزژی و آگرزژی خروجی از سامانه ۳۳۷۵۶ و ۱۷۷۱۷ کیلووات است که بیشترین تخریب آگرزژی در کلکتور خورشیدی و بعد از آن در مبدل حرارتی و کمترین تخریب آگرزژی در پمپ ایجاد می‌شود.
واژه‌های کلیدی: توربین گازی فوق بحرانی کلکتور خورشیدی تخریب آگرزژی زیست توده	
*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: r_pourdarbani@uma.ac.ir	
ORCID:  ۰۰۰۰-۰۰۰۳-۰۷۶۶-۸۳۰۵	



نحوه استناد به این مقاله:

معز، ب.، پوردربانی، ر. و غایبی، ه. (۱۴۰۴). شبیه‌سازی، تحلیل ترمودینامیکی و آگرزژی ترکیب یک دوره برایتون توربین گاز و دوره آلی رانکین با انرژی خورشیدی در ایران. نشریه پژوهش‌های مکانیک ماشین‌های کشاورزی، ۳۵: ۱۷-۳۲. شناسه دیجیتال:

<https://dx.doi.org/10.22034/jrmam.2025.14970.727>

مقدمه

امروزه با صنعتی شدن کشورها و افزایش استانداردهای زندگی، استفاده از انرژی به خصوص منابع انرژی فسیلی، به سرعت در حال افزایش است. بنابراین به منظور کاهش مصرف انرژی اولیه و انتشار آلاینده‌ها، سامانه‌های تولید توان از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر می‌تواند راه حل مناسبی باشد (Yilmaz et al., 2011). همچنین توسعه شگرف علم و فناوری در جهان امروز ظاهراً آسایش و رفاه زندگی بشر را موجب شده است. لیکن این توسعه یافتگی، باعث بروز مشکلات تازه‌ای برای انسان‌ها شده است. مصرف سوخت‌های فسیلی همچون نفت و گاز به عنوان منابع انرژی غالب، در کشورها باعث به وجود آمدن خسارات جبران‌ناپذیری برای بشریت خواهد شد. تا آنجایی که استفاده بیش از حد از این منابع باعث افزایش میزان تولید بخار آب، گاز کربنیک و گازهای سمی نظیر CO و SO_2 خواهد شد. از مهم‌ترین مضرات ناشی از مصرف سوخت‌های فسیلی می‌توان به آلودگی محیط‌زیست، اثر گازهای گلخانه‌ای، تغییرات آب و هوایی و بارش باران‌های اسیدی اشاره کرد (Liang et al., 2021). از طرفی دیگر وابستگی شدید جوامع صنعتی به منابع انرژی، به ویژه سوخت‌های فسیلی و به کارگیری و مصرف بی‌رویه آنها سبب شده، این منابع که در قرن‌های متمادی در زیر لایه‌های زیرین زمین تشکیل شده، تخلیه شوند. به همین دلیل استفاده بهینه از انرژی در فرآیند توسعه اقتصادی همواره به عنوان یک هدف مهم در توسعه پایدار مدنظر بوده است. برای اجتناب از تأثیر بیشتر این مضرات، مصرف انرژی‌های تجدیدپذیر یا انرژی‌های سازگار با محیط‌زیست همچون انرژی خورشیدی، انرژی بادی و انرژی زمین گرمایی و غیره پیشنهاد می‌شود. انرژی خورشیدی با بهره‌گیری از روش‌ها و وسایل ویژه، به تولید برق با استفاده از حرارت خورشید می‌پردازد که حرارت نیز پس از گذار از یک یا چند مرحله به انرژی الکتریکی تبدیل می‌شود. پاک بودن این سامانه، توجه بسیاری از کشورها و دولت‌های جهان را به خود معطوف کرده است. به علاوه استفاده از این انرژی برخلاف انرژی هسته‌ای، خطری ندارد و برای کشورهای فاقد منابع انرژی فسیلی، مناسب‌ترین راه برای دستیابی به نیرو و رشد و توسعه اقتصادی است. ایران با آن‌که یکی از کشورهای نفت خیز جهان و دارای منابع عظیم گاز طبیعی است، به دلیل شدت تابش خورشید در بیشتر نقاط کشور، می‌تواند صرفه‌جویی مهمی در مصرف سوخت‌های فسیلی داشته باشد. فناوری ساده، کاهش آلودگی هوا و محیط زیست

و از همه مهم‌تر ذخیره شدن سوخت‌های فسیلی برای آینده یا تبدیل آنها به مواد جدید با استفاده از روش پتروشیمی، از دلایل لزوم استفاده از انرژی خورشیدی در کشور هستند (Meriche et al., 2014). دوره رانکین فوق بحرانی دی اکسید کربن در فشارهای فوق بحرانی کار می‌کند و عمل تراکم در ناحیه مادون سرد انجام می‌شود، بنابراین کار ورودی کمی برای عمل تراکم در پمپ نیاز است. فشار سیال عامل در دوره فوق بحرانی دی اکسید کربن حدود یک سوم فشار بحرانی آب است، غیر سمی است، به فراوانی یافت می‌شود و ارزان است. در این دوره گرمای سیال خروجی از توربین در یک مبدل بازیافت می‌شود. استفاده از دوره دی اکسید کربن فوق بحرانی به دهه ی ۱۹۴۰ می‌رسد. بعد از آن مزایای دوره فوق بحرانی دی اکسیدکربن به سرعت در بسیاری از کشورها شناخته شده و مورد بررسی قرار گرفت. در سال‌های اخیر استفاده از توربین گاز به جای توربین بخار به دلیل دارا بودن مزایای زیست محیطی و بازده انرژی در نیروگاه خورشیدی به شدت مورد توجه پژوهش‌گران کشورهای مختلف قرار گرفته و این مسئله به نوبه خود سبب افزایش بازده دوره و کاهش آب مصرفی در آن می‌گردد (Liang et al., 2021).

زیست توده یک منبع انرژی تجدیدپذیر است که از مواد زیستی به دست می‌آید. به‌طور کلی زباله‌هایی که منشأ زیستی داشته باشند و از تکثیر سلولی پدید آمده باشند زیست‌توده نامیده می‌شوند. نمونه‌هایی از منابع زیست توده شامل جنگل‌ها و ضایعات جنگلی، محصولات و ضایعات کشاورزی، باغداری و صنایع غذایی، فضولات دامی، فاضلاب‌های شهری و صنعتی، فاضلاب‌ها، پسماندهای آلی صنعتی و ضایعات جامد زباله‌های شهری است (Hejzlar et al., 2006).

استفاده از انرژی تابشی خورشید در دوره توربین گاز از روش‌های نوین در افزایش بازدهی این دوره است. استفاده از منعکس‌کننده‌های خورشیدی هلیوستات و جانمایی یک دریافت‌کننده خورشیدی قبل از محفظه احتراق می‌تواند سبب بالارفتن دمای هوای ورودی به محفظه احتراق و کاهش مصرف سوخت گردد. کاهش تزریق سوخت به محفظه احتراق به نوبه خود سبب افزایش بازدهی، کاهش آلاینده‌ها و کاهش نرخ بازگشت‌ناپذیری در دوره خواهد شد. در این سامانه جمع‌کننده خورشیدی در بالای یک برج نصب شده و انرژی صادره از صفحات خورشیدی نصب شده در روی سطح زمین را جذب می‌کند. هوای فشرده شده از طریق لوله‌هایی

رانکین وجود دارد که باعث تولید توان می‌شود (Liang *et al.*, 2020). بلانکو و همکارانش (۲۰۲۰) بررسی یک سامانه ترکیبی دوره توربین گاز با گاز فوق بحرانی و دوره آلی رانکین را از نظر ترمودینامیکی، انرژی و اثرات محیط زیستی مورد تحلیل و بررسی قرار دادند. در این سامانه دوره آلی رانکین در پایین دست سامانه قرار دارد، به طوری که گازهای خروجی از توربین دوم به دوره رانکین جهت تولید توان هدایت می‌شود (Blanco *et al.*, 2020). جی و همکارانش (۲۰۲۰) یک سامانه ترکیبی جدیدی با ترکیب فوق بحرانی دی اکسید کربن، دوره کالینا و سوخت زیست توده را طراحی کردند. در این سامانه سوخت زیست توده بعد از گاز سازی با هوا ترکیب شده و به محفظه احتراق جهت تولید گرما هدایت شده و سپس وارد دوره کالینا جهت تولید توان می‌شود در انتها این سامانه از نظر ترمودینامیکی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد (Ji *et al.*, 2020).

هدف کلی این تحقیق شبیه‌سازی عاملی و تحلیل ترمودینامیکی و انرژی ترکیب یک دوره برایتون توربین گاز فوق بحرانی و دوره آلی رانکین با استفاده از زیست توده و انرژی خورشیدی در مناطق غیرمتصل به برق ایران جهت تولید توان است. بیش‌تر تحقیقات روی سامانه‌های ترکیبی با کلکتور خورشیدی و دیگر دوره‌های تولید توان، یا ترکیب سوخت زیست توده با دیگر دوره‌های تولید توان بوده است. در حالی که در این تحقیق یک سامانه یک‌پارچه معرفی شده که به طور همزمان با سوخت زیست توده و انرژی خورشیدی کار می‌کند. نوآوری این تحقیق استفاده همزمان از سوخت زیست توده و انرژی خورشیدی جهت تولید توان است. این سامانه جدید متشکل از سامانه گازسازی جهت تولید گاز از سوخت زیست توده، دو توربین فشار بالا و پایین، کلکتور خورشیدی، دوره آلی رانکین و چند مبدل است. گاز تولید شده از سوخت زیست توده به همراه هوا در محفظه احتراق واکنش انجام داده و باعث تولید گرما می‌شود که این گرما توان تولید می‌کند. سپس گازهای خروجی از توربین توسط کلکتور خورشیدی گرم شده و به سمت توربین فشار پایین حرکت کرده و توان الکتریکی تولید می‌کند. در ادامه سامانه پیشنهادی از نظر ترمودینامیکی و انرژی مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد و تأثیر عامل‌های مختلف بر روی بازده انرژی و انرژی سامانه، میزان تولید حرارت در کلکتور خورشیدی، مقدار انرژی‌های ورودی، خروجی و تخریب شده سامانه و نیز توان تولیدی کل سامانه بررسی می‌شود.

به بالای برج ارسال شده و پس از گرم شدن در این جمع کننده‌ها به سمت محفظه احتراق ارسال می‌گردد. در مسیر بین کمپرسور و جمع کننده خورشیدی به دلیل افزایش حجم هوا، دمای هوا افزایش و فشار آن کاهش می‌یابد. در مسیر خروجی جمع کننده‌ها تا محفظه احتراق دما و فشار کاهش ناچیزی دارد که این مسئله تأثیر زیادی در عملکرد سامانه ندارد. عایق کاری لوله‌های هوای برگشت برج می‌تواند تا حد امکان این کاهش دما را جبران کند. در صورت وجود شدت تابش بالا می‌توان محفظه احتراق را به طور کلی حذف نموده و یک دریافت کننده خورشیدی را جایگزین آن نمود. در این حالت بازدهی سامانه به طرز چشمگیری بالا رفته و نرخ بازگشت ناپذیری در آن به حداقل مقدار ممکن خواهد رسید. ترکیب این نوع دریافت کننده‌های خورشیدی و دوره توربین گاز اصطلاحاً توربین گاز خورشیدی نامیده می‌شود (Meriche, 2014). در سال‌های اخیر تحقیقات زیادی در زمینه این نوع سامانه‌های هیبریدی انجام شده است که در ادامه به برخی از آنها اشاره خواهد شد. ژانگ و همکاران (۲۰۲۰) سامانه هیبریدی خود را بر مبنای استفاده همزمان از منابع انرژی زیست توده، انرژی زمین گرمایی و فسیلی به منظور کمک به کم کردن وابستگی به سوخت‌های فسیلی، کاهش تغییرات آب و هوایی و بهبود انعطاف سامانه یکپارچه ارائه دادند (Zhang *et al.*, 2020). پانتالیو و همکارانش (۲۰۱۷) به بررسی یک نیروگاه هیبریدی شامل سوخت زیست توده، کلکتور خورشیدی پرداختند. این سامانه شامل یک توربین گاز و دوره آلی رانکین بوده که انرژی آن به وسیله سوخت زیست توده و کلکتور خورشیدی تأمین می‌شود. این سامانه از نظر ترمودینامیکی و اقتصادی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت (Pantaleo *et al.*, 2017). در تحقیقی دیگر والنسیا اچوا و سبلوا لورا (۲۰۲۰) به بررسی سامانه از منظر انرژی و بهینه‌سازی سامانه از نظر انرژی با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند. این سامانه شامل دوره توربین گاز با گاز فوق بحرانی دی اکسید کربن و دوره آلی رانکین بوده که از نظر ترمودینامیکی و انرژی مورد بررسی قرار گرفت (Valencia Ochoa & Silva Lora, 2020). لیانگ و همکارانش (۲۰۲۰) به بررسی و بهینه‌سازی یک سامانه ترکیبی از دوره توربین گاز، دوره آلی رانکین و انرژی خورشیدی پرداختند. این سامانه ترکیبی از دوره توربین گاز بوده که با گاز فوق بحرانی کار می‌کند و با استفاده از انرژی خورشیدی تغذیه می‌شود و در پایین دست سامانه دوره آلی

مواد و روش‌ها

در این تحقیق سعی بر آن بود که از سوخت زیست توده جهت تولید گرمای لازم برای دوره برای تون استفاده شود. زیست توده استفاده شده با فرایند گازی سازی حاصل و انرژی حرارتی خروجی از محفظه احتراق، به عنوان منبع حرارتی برای یک دوره برای تون با سیال عامل CO_2 استفاده گردید. همچنین در جهت استفاده بهینه از انرژی، یک کلکتور خورشیدی برای باز گرمایش جهت تولید توان در توربین دوم و یک دوره آلی رانکین در انتهای سامانه استفاده شد. سامانه پیشنهادی که در شکل ۱ مشاهده می شود شامل چندین زیر سامانه است. در ادامه به شرح مختصر سامانه کلی و اجزاء آن پرداخته می‌شود. با توجه به مزایا و نتایج تحقیقات انجام گرفته بر روی دوره برای تون فوق بحرانی با سیال عامل CO_2 (S-CO_2)، این دوره به عنوان دوره دوم برای استفاده از انرژی اتلافی در سامانه تولید گرما با استفاده از سوخت زیست توده استفاده خواهد شد. در ادامه گازهای خروجی از توربین اول توسط یک منبع خورشیدی بازگرمایش شده و به سمت توربین دوم جهت تولید توان هدایت می‌شوند. در ادامه مسیر گازهای خروجی از توربین به سمت دوره آلی رانکین که در انتهای سامانه قرار دارد هدایت می‌شود. همچنین با توجه به اینکه به لحاظ ترمودینامیکی نیاز است دمای جریان ورودی به کمپرسور اصلی در دوره S-CO_2 پایین باشد، لذا در این قسمت مقدار قابل توجهی انرژی به صورت اتلافی به محیط تحویل می‌گردد که در این تحقیق انرژی جهت گرمایش نیز استفاده می‌شود. در ادامه برای تحلیل سامانه یک برنامه رایانه‌ای در نرم افزار

EES نوشته شده و سپس عملکرد ترمودینامیکی و آگرژی سامانه با تغییر عامل‌های طراحی و متغیرهای تصمیم‌گیری در تحلیل این سامانه مانند نسبت فشار کمپرسور، شدت تابش خورشید و دمای گازهای ورودی به توربین مورد مطالعه قرار گرفته است.

در این قسمت فرضیات حاکم در تحلیل سامانه پیشنهادی جهت مدل‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی آورده شده است. این فرضیات عبارتند از (Nouri, 2020):

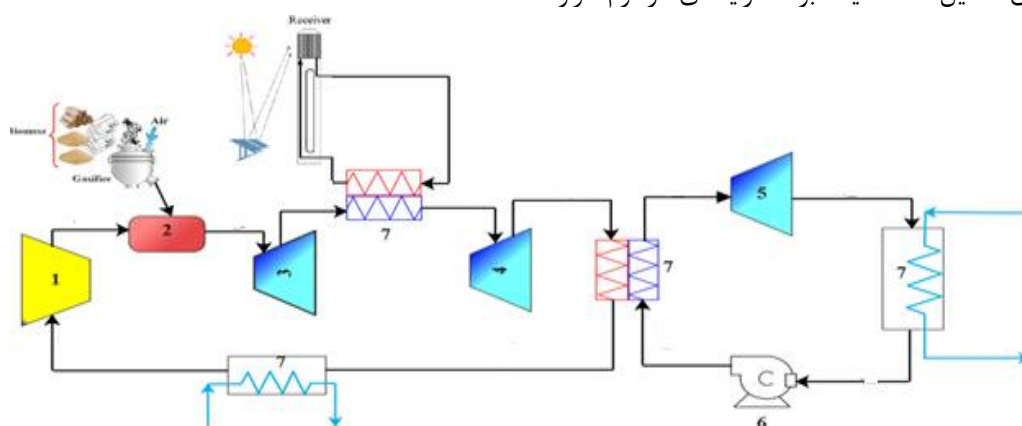
کلیه اجزای چرخه ترکیبی آدیاباتیک در نظر گرفته شده است؛ جریان سیال در کلیه اجزا پایا است؛ از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر شده است؛ رفتار تمام گازها ایده‌آل فرض شده است؛ بازده آیزنتروپیک کمپرسور و پمپ ۷۵ درصد فرض شده است؛ بازده آیزنتروپیک توربین‌ها ۸۶ درصد در نظر گرفته شده است؛ بازده مبادله کن‌های گرمایی ۹۵ درصد فرض شده است.

برای تحلیل سامانه از منظر انرژی، از قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک استفاده می‌شود. معادلات مربوط به موازنه جرمی و قانون اول ترمودینامیک در حالت پایا به صورت زیر خواهد بود (Bejan, 2015):

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{out} h_{out} \quad (2)$$

معادله عمومی گاز سازی در راکتور زیست توده به صورت رابطه ۳ تعریف می‌شود (Besarati et al., 2014):



شکل ۱- طرحواره سامانه پیشنهادی که شماره‌ها به ترتیب عبارتند از: ۱-کمپرسور، ۲-محفظه احتراق، ۳-توربین فشار بالا، ۴-توربین فشار پایین، ۵-توربین، ۶-پمپ و ۷-مبدل حرارتی

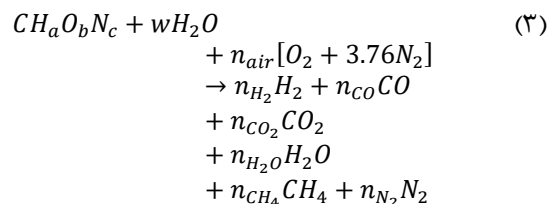
استفاده در این سامانه از نوع هلیوستات هستند و جریان سیال داخل کلکتور، پس از گرمایش توسط اشعه خورشید از کلکتور خارج شده و در نقطه ۶ وارد مبدل حرارتی می‌گردد (رابطه ۵) و پس از گرم نمودن سیال داخل آن، حرارت خود را از دست داده و در نقطه ۷ از مبدل خارج و برای گرمایش مجدد وارد کلکتور می‌شود (Besarati et al., 2014).

$$\dot{Q}_{sun} = I_{sun} \cdot A_{Hel} \cdot N_{Hel} \quad (5)$$

اینجا، N_{Hel} تعداد آینه‌های هلیوستات، A_{Hel} مساحت آینه‌ها و I_{sun} شدت تابش خورشید است (رابطه ۶).

$$\dot{Q}_{rcv} = \dot{Q}_{ms} + \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{em} + \dot{Q}_{refl} \quad (6)$$

که در اینجا $\dot{Q}_{rcv}$ مقدار گرمای دریافتی توسط دریافت-کننده، $\dot{Q}_{ms}$ مقدار گرمای دریافتی توسط سیال، $\dot{Q}_{em}$ ، $\dot{Q}_{conv}$ و بازتابشی $\dot{Q}_{refl}$ به ترتیب تلفات حرارتی جابجایی، تابشی و بازتابشی است. تحلیل انرژی نیز براساس قانون دوم ترمودینامیک صورت می‌گیرد.



که در آن $CH_aO_bN_c$ فرمول شیمیایی زیست توده و در آن w و n به ترتیب اعداد مربوط به کیلومول‌های رطوبت و هوا به ازای هر کیلومول زیست توده در فرآیند گازسازی هستند. با فرض عایق بودن محفظه احتراق، معادله موازنه انرژی به وسیله رابطه ۴ به دست می‌آید (Besarati et al., 2014):

$$\begin{aligned} \sum_j X_j(\bar{h}_{fj}^0 + \Delta\bar{h})_{syngas} + \sum_j X_j(\bar{h}_{fj}^0 + \Delta\bar{h})_{Air} \\ = \sum_j X_j(\bar{h}_{fj}^0 + \Delta\bar{h})_{Products} \end{aligned} \quad (4)$$

سامانه جذب حرارت خورشیدی، شامل کلکتورهای خورشیدی و پمپ مربوط به آن است. کلکتورهای مورد

جدول ۱. معادلات انرژی و انرژی اجزای مختلف (Bejan, 2015)، (Yang, 2020) و (Nouri, 2020)

معادلات انرژی	معادلات انرژی	اجزا
$\dot{E}_{D,g} = \dot{E}_{air} + \dot{E}_{gas} - \dot{E}_3$	$\dot{m}_{air}h_{air} + \dot{m}_{gas}h_{gas} = \dot{m}_3h_3 + \dot{Q}_g$	گازسازی
$\dot{E}_{D,C} = \dot{E}_1 + \dot{W}_C - \dot{E}_2$	$\eta_C = \frac{h_{2,ls} - h_1}{h_2 - h_1}$	کمپرسور
$\dot{E}_{D,CC} = \dot{E}_2 + \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{W}_C = \dot{m}_1(h_2 - h_1)$	محفظه احتراق
$\dot{E}_{D,GT} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 - \dot{W}_{GT}$	$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_3h_3 = \dot{m}_4h_4 + \dot{Q}_{CC}$	توربین گاز
$\dot{E}_{D,HE} = \dot{E}_5 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\eta_{GT} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,ls}}$	مبدل حرارتی
$\dot{E}_{D,col} = \dot{E}_7 - \dot{E}_6$	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_4(h_4 - h_5)$	کلکتور خورشیدی
$\dot{E}_{D,T,SCO2} = \dot{E}_8 - \dot{E}_9 - \dot{W}_{T,SCO2}$	$\dot{m}_5(h_5 - h_8) + \dot{m}_6(h_6 - h_7) = 0$	توربین
$\dot{E}_{D,HE} = \dot{E}_9 + \dot{E}_{14} - \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$	$\dot{m}_7h_7 = \dot{m}_6h_6 + \dot{Q}_{col}$	مبدل حرارتی
$\dot{E}_{D,P} = \dot{E}_{13} + \dot{W}_P - \dot{E}_{14}$	$\eta_{T,SCO2} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,ls}}$	پمپ
$\dot{E}_{D,HE} = \dot{E}_{12} + \dot{E}_{17} - \dot{E}_{13} - \dot{E}_{18}$	$\dot{W}_{T,SCO2} = \dot{m}_8(h_8 - h_9)$	مبدل حرارتی
	$\dot{m}_9(h_9 - h_{10}) + \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{11}) = 0$	
	$\eta_P = \frac{h_{14,ls} - h_{13}}{h_{14} - h_{13}}$	
	$\dot{W}_P = \dot{m}_{13}(h_{14} - h_{13})$	
	$\dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) + \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18}) = 0$	

معادله کلی موازنه انرژی برای هر یک از اجزای سامانه به صورت زیر نوشته می‌شود (Bejan, 2015):

$$\dot{E}x^Q + \sum \dot{E}x_{in} = \dot{E}x^W + \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_D \quad (9)$$

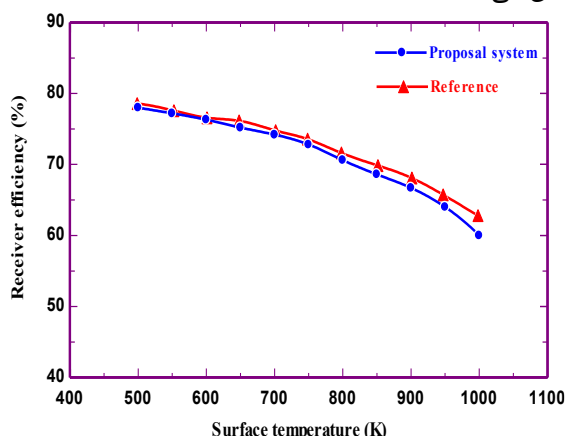
در اینجا $\sum \dot{E}x_{in}$ انرژی کل ورودی به سامانه و $\sum \dot{E}x_{out}$ انرژی کل خروجی از سامانه است. همچنین $\dot{E}x^Q$ انرژی ناشی از گرما، $\dot{E}x^W$ انرژی ناشی از کار و $\dot{E}x_D$

انرژی، حداکثر کار قابل حصول از یک سامانه است که به چهار قسمت تقسیم می‌شود. دو قسمت آن مربوط به انرژی جنبشی و پتانسیل بوده که ناچیز در نظر گرفته می‌شود و دو قسمت دیگر نیز مربوط به انرژی شیمیایی و انرژی جریان سیال است که به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(S - S_0)] \quad (7)$$

$$\dot{E}x_{ch,i} = \dot{m}_i \left[\sum x_i ex_{0,i} + \bar{R}T_0 \sum x_i \ln x_i \right] \quad (8)$$

شکل (۲) اعتبارسنجی کلکتور خورشیدی با دوره S-CO₂ را نشان می‌دهد.



شکل ۲- تغییرات بازده دریافت کننده بر حسب دما

فرضیات در نظر گرفته شده برای تحلیل سامانه‌ها در جدول (۲) آمده است. در ادامه برای اعتبارسنجی به کارگیری کلکتور خورشیدی با دوره S-CO₂، از نتایج تحقیق لیانگ و همکارانش (Liang *et al.*, 2020)، استفاده شد.

آگزرژی تخریب شده است. آگزرژی ناشی از کار و گرما به صورت زیر محاسبه می‌شوند (Bejan, 2015):

$$\dot{E}x_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (10)$$

$$\dot{E}x_w = \dot{W} \quad (11)$$

معادلات مورد استفاده جهت تحلیل انرژی و آگزرژی برای هر جزء سامانه مورد مطالعه در جدول زیر آمده است.

نتایج و بحث

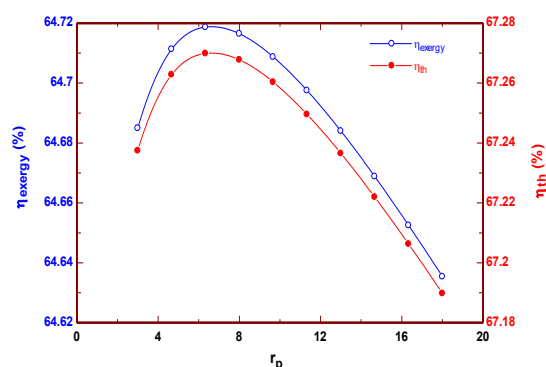
به منظور اعتبارسنجی کد نوشته شده، هر کدام از زیر بخش های سامانه به صورت مجزا مدل‌سازی شده و نتایج حاصل با نتایج موجود مورد مقایسه قرار گرفته است. فرآیند گاز سازی چوب ($CH_{1.44}O_{0.66}$) با میزان ۲۰٪ رطوبت در دمای گاز سازی ۱۰۷۳ کلوین موجب تولید گاز سنتز با ترکیبات ارائه شده در جدول (۲) شده است در این مطالعه برای اعتبارسنجی سامانه گازسازی از نتایج زاینال و همکاران (Zainal *et al.*, 2001) استفاده می‌شود. جدول (۳) اعتبارسنجی فرآیند گازسازی و

جدول ۲. عامل‌های ورودی به سامانه (Moran & Shapiro, 2010)

مقدار	نماد	عامل
۲۵	T_0	دمای محیط (°C)
۰/۱۰۱	P_0	فشار محیط (MPa)
۱۴۰۰	T_4	دمای ورودی به توربین گاز (K)
۲۰	-	درصد رطوبت
۱۰۷۳	-	دمای گازسازی (K)
۸۲۳	T_8	S-CO ₂ دمای ورودی به توربین (K)
۱۴	(r_p)	نسبت فشار کمپرسور
۸۰۰	I_{sun}	شدت تابش خورشید ($\frac{W}{m^2}$)
۱۰۰۰۰	A_{Hel}	مساحت هلیوستات (m^2)
۳۶۰۰	N_{Hel}	تعداد هلیوستات
۸۶	$\eta_{is,T}$	بازده آیزنتروپیک توربین (%)
۸۶	$\eta_{is,T,S-CO_2}$	S-CO ₂ بازده آیزنتروپیک توربین (%)
۸۶	$\eta_{is,AC}$	بازده آیزنتروپیک کمپرسور (%)
۷۰	$\eta_{is,pu}$	بازده آیزنتروپیک پمپ (%)
۹۵	$\eta_{H,E}$	بازده مبادله‌کن گرمایی (%)

فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین و شدت تابش خورشید بر روی بازده آگزرژی، توان مصرفی و آگزرژی تخریب شده بررسی شده است.

در این بخش عملکرد سامانه پیشنهادی از منظر ترمودینامیکی و آگزرژی مورد تحلیل و بررسی قرار می‌گیرد. در این تحلیل تأثیر عامل‌های طراحی و متغیرهای تصمیم‌گیری مانند نسبت



شکل ۴- تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سامانه بر حسب نسبت فشار کمپرسور

از عامل‌های تأثیرگذار دیگر اگزرژی تخریب شده، اگزرژی ورودی و اگزرژی خروجی از سامانه است. با افزایش نسبت فشار کمپرسور اگزرژی ورودی به سامانه افزایش می‌یابد. با افزایش نسبت فشار کمپرسور هوای بیش‌تری وارد سامانه شده و به تناسب آن سوخت بیش‌تری جهت احتراق وارد سامانه شده و دمای گازهای خروجی از محفظه احتراق بیش‌تر می‌شود در ادامه این گازها وارد توربین شده و باعث می‌شوند که توان تولیدی توسط توربین افزایش یابد. از طرفی با افزایش نسبت فشار کمپرسور اگزرژی ورودی به سامانه افزایش می‌یابد. که به خوبی در شکل ۵ دیده می‌شود. اگزرژی تخریب شده سامانه به علت بازگشت‌ناپذیری‌هایی که در کمپرسور، کلکتور خورشیدی، محفظه احتراق و مبدل‌های حرارتی وجود دارد، بیش‌تر می‌شود. بنابراین با افزایش نسبت فشار کمپرسور شت شکل (۵) دیده می‌آید می‌افزایش می‌گازهای خروجی از یبازگشت‌ناپذیری در اجزای مختلف سامانه افزایش یافته که این هم باعث افزایش تخریب اگزرژی سامانه می‌شود (شکل ۵)، که با نتایج تحقیق لیانگ و همکارانش (Liang et al, 2020) و زاینال و همکاران (Zainal et al., 2001) مطابقت دارد.

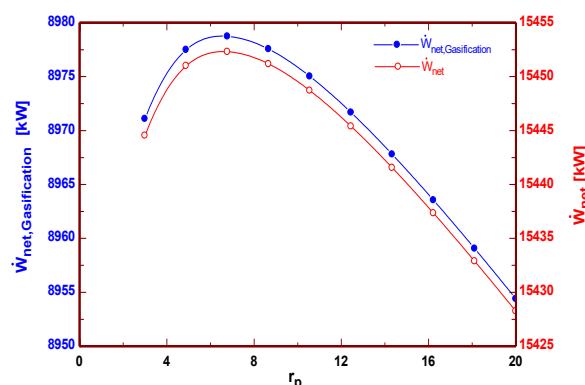
همان‌طور که بیان شد مقداری از اگزرژی ورودی به سامانه توسط اجزای مختلف تخریب می‌شود بنابراین اگزرژی باقی مانده توسط کار تولیدی توربین و تولید هوای گرم از سامانه خارج می‌شود. و به طبع آن با افزایش نسبت فشار کمپرسور اگزرژی خروجی از سامانه نیز افزایش می‌یابد (شکل ۵).

مقدار توان تولیدی در سامانه توربین گازی و توان خالص کل با افزایش نسبت فشار کمپرسور ابتدا افزایش یافته و در نسبت فشار ۶ تا ۷ بیشینه شده و سپس کاهش می‌یابد. افزایش نسبت فشار کمپرسور سبب افزایش توان تولیدی در توربین می‌گردد. هم‌چنین در نسبت فشار ۶ تا ۲۰ مقدار کار مصرفی کمپرسور بیش‌تر شده که این باعث کاهش توان تولیدی سامانه می‌شود (شکل ۳).

جدول ۳. مقایسه نتایج مقدار اجزای گاز در کار حاضر و نتایج

عددی برای گاز سازی چوب با میزان رطوبت ۲۰٪ و دمای گازسازی ۱۰۷۳ کلوین (Zainal et al., 2001)

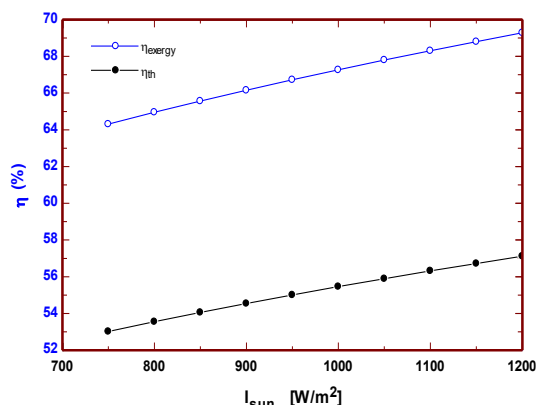
اجزای گاز	(Zainal et al., 2001)	کار حاضر
H_2	۲۱/۰۶	۲۱/۶۶
CH_4	۰/۶۴	۱/۰۳
CO	۱۹/۶۱	۲۰/۴۸
CO_2	۱۲/۰۱	۱۲/۴۰
N_2	۴۶/۶۸	۴۴/۴۸
O_2	.	.



شکل ۳- تغییرات کار مصرفی و قیمت هیدروژن مایع بر حسب دما

از طرفی با افزایش توان خالص تولیدی سامانه، بازده حرارتی سامانه نیز افزایش می‌یابد. شکل ۴ تغییرات بازده انرژی و اگزرژی را بر حسب افزایش نسبت فشار کمپرسور نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود روند تغییرات بازده انرژی و اگزرژی شبیه تغییرات توان تولیدی سامانه است، به طوری که با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده انرژی و بازده اگزرژی سامانه ابتدا افزایش و در یک نقطه بیشینه شده و سپس کاهش می‌یابد.

توسط کلکتورهای خورشیدی و اگزرژی ورودی بر حسب شدت تابش خورشید را نشان می‌دهد همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید گرما و اگزرژی ورودی به سامانه افزایش می‌یابد. همان‌طور که اشاره شد یکی از اجزای سامانه که باعث تخریب اگزرژی می‌شود کلکتور خورشیدی است بازگشت‌ناپذیری در کلکتور خورشیدی باعث تخریب اگزرژی می‌شود.

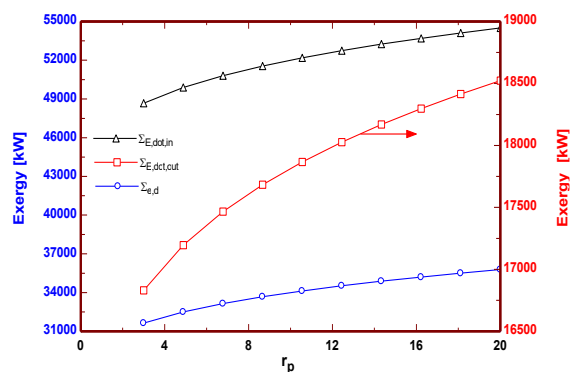


شکل ۷- تغییرات بازده انرژی و اگزرژی بر حسب شدت تابش خورشید

همان‌طور که در شکل (۹) ملاحظه می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید اگزرژی ورودی، اگزرژی خروجی و تخریب اگزرژی به علت افزایش گرمای ورودی در سامانه می‌شود. شکل ۱۰ تغییرات توان تولیدی در دوره رانکین و توان تولیدی کل سامانه را بر حسب دمای گازهای ورودی به توربین را نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین، توان تولیدی در دوره رانکین و کل سامانه افزایش می‌یابد.

با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین توان تولیدی سامانه افزایش می‌یابد، در حالی که گرمای ورودی به سامانه ثابت هست، که این باعث افزایش بازده انرژی سامانه می‌شود. از طرفی با افزایش دمای گازهای ورودی به توربین اگزرژی تولیدی توسط توربین افزایش یافته و این باعث افزایش بازده اگزرژی سامانه خواهد شد (شکل ۱۱).

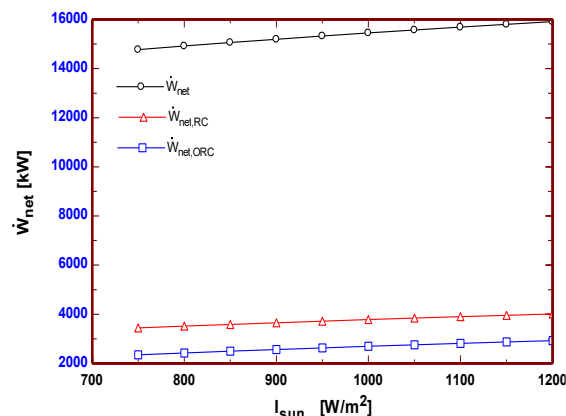
شکل ۱۲ تغییرات تخریب اگزرژی، اگزرژی ورودی و خروجی سامانه را بر حسب تغییرات دمای ورودی به توربین نشان می‌دهد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش دمای ورودی به توربین، تخریب اگزرژی کاهش می‌یابد، می‌توان گفت با افزایش دمای ورودی به توربین توان تولیدی کل افزایش یافته و از آنجایی که مقدار تخریب اگزرژی در توربین



شکل ۵- تغییرات اگزرژی تخریب شده، اگزرژی ورودی و خروجی سامانه بر حسب نسبت فشار کمپرسور

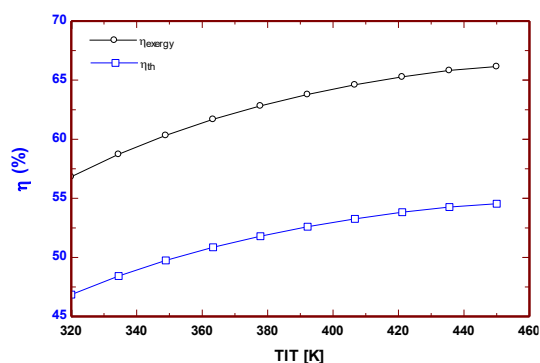
از عامل‌های دیگر طراحی، شدت تابش خورشید است که باعث بهبود عملکرد سامانه است. همان‌طور که در شکل ۶ دیده می‌شود با افزایش شدت تابش خورشید مقدار گرمای ورودی به سامانه افزایش یافته که این باعث افزایش توان تولیدی توسط توربین S-CO₂ است و همچنین باعث افزایش توان تولیدی کل سامانه می‌شود.

با افزایش توان تولیدی سامانه بازده انرژی سامانه نیز افزایش می‌یابد. افزایش شدت تابش خورشید باعث افزایش گرما و اگزرژی ورودی به سامانه شده و به طبع آن بازده اگزرژی کل سامانه افزایش می‌یابد (شکل ۷). فزایش شدت تابش خورشید باعث افزایش گرما و اگزرژی ورودی به سامانه می‌شود؛ این نتایج با نتایج لیانگ و همکارانش (Liang *et al.*, 2020)، مطابقت دارد.

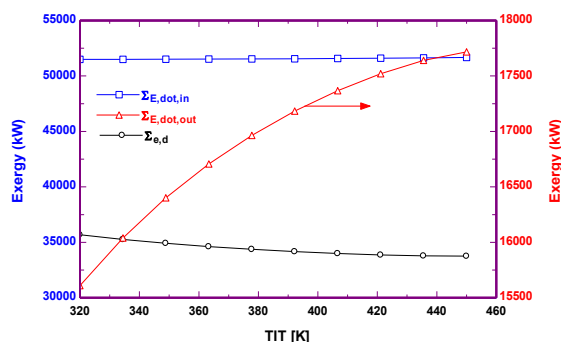


شکل ۶- تغییرات توان هر دوره و توان کل سامانه بر حسب شدت تابش خورشید

اگزرژی توسط گرمای حاصل از کلکتورهای خورشیدی وارد سامانه می‌شود که باعث افزایش اگزرژی کل ورودی به سامانه می‌شود. در شکل ۸ تغییرات گرمای ورودی به سامانه

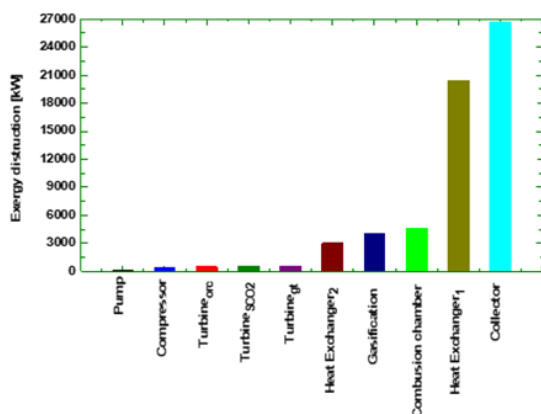


شکل ۱۱- تغییرات بازده انرژی و اگزرژی سامانه بر حسب دمای ورودی به توربین رانکین



شکل ۱۲- تغییرات تخریب اگزرژی، اگزرژی ورودی و خروجی سامانه بر حسب دمای ورودی به توربین رانکین

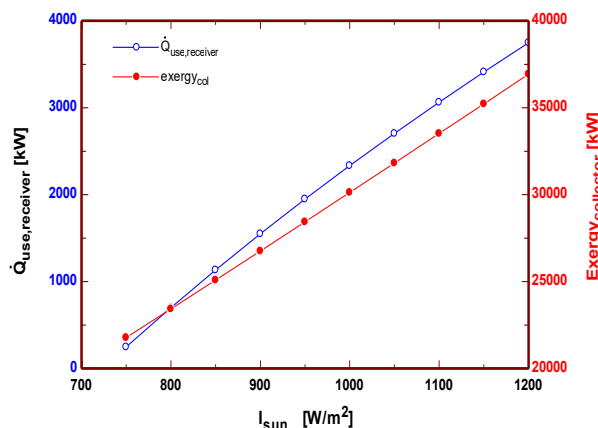
از طرفی به علت اینکه با افزایش دمای ورودی به توربین هیچ گونه ورودی به سامانه نداریم، لذا اگزرژی ورودی به سامانه وجود نداشته و بنابراین با افزایش دمای ورودی به توربین، اگزرژی ورودی به سامانه ثابت می‌ماند.



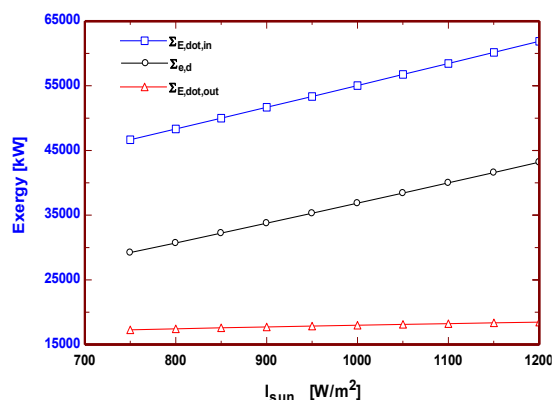
شکل ۱۳- تخریب اگزرژی در اجزای مختلف سامانه

در شکل ۱۳ تخریب اگزرژی هر یک از اجزای سامانه نشان داده شدند. تخریب اگزرژی به علت بازگشت‌ناپذیری-هایی که در سامانه وجود دارد ایجاد می‌شود. همان‌طور که ملاحظه می‌شود بیش‌ترین تخریب اگزرژی در کلکتور

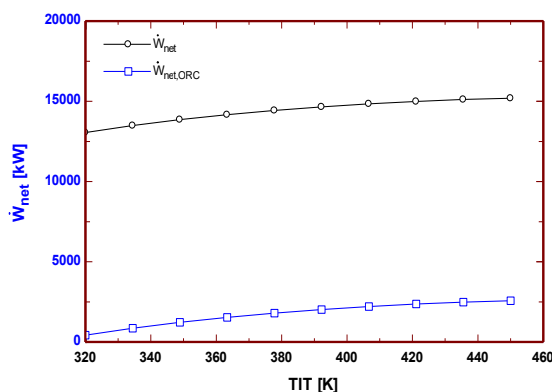
نسبت به اگزرژی خروجی از آن (اگزرژی ناشی از کار) ناچیز است، لذا تخریب اگزرژی کاهش و اگزرژی خروجی افزایش می‌یابد. این گفته با نتایج تحقیق زاینال و همکاران (Zainal *et al.*, 2001) مطابقت دارد.



شکل ۸- تغییرات گرما و اگزرژی ورودی به سامانه بر حسب شدت تابش خورشید



شکل ۹- تغییرات اگزرژی تخریب شده، اگزرژی ورودی و خروجی سامانه بر حسب شدت تابش خورشید



شکل ۱۰- تغییرات توان دوره رانکین و توان کل سامانه بر حسب دمای ورودی به توربین رانکین

- بیش‌ترین تخریب اگزرژی در کلکتور خورشیدی و بعد از آن در مبدل حرارتی و کم‌ترین تخریب اگزرژی در پمپ ایجاد شد.

نمادها

C_p	گرمای ویژه فشار ثابت ($\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$)
C	کمپرسور
ex	اگزرژی ویژه (kJ/kg)
$\dot{E}_x$	نرخ اگزرژی (kW)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
I_{sun}	شدت تابش خورشید (W/m^2)
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی (kg/s)
P	فشار (bar)
$\dot{Q}$	آهنگ انتقال گرما، توان (kW)
s	آنتالپی ویژه ($\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
$\dot{W}$	توان (kW)

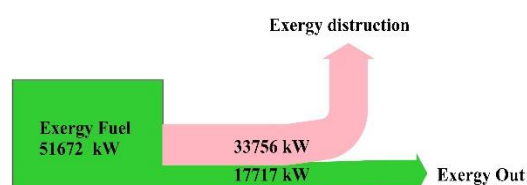
زیرنویس‌ها

0	محیط
act	واقعی
CD	چگالنده
EVA	تبخیر کننده
HE	مبادله‌کن گرمایی
in	حالت ورودی
n	تعداد اجزاء
ORC	چرخه آلی رانکین
out	حالت خروجی
ph	فیزیکی
P	پمپ
rev	برگشت‌پذیر
T	توربین
tot	سامانه کلی

نمادهای یونانی

η_{exergy}	بازده اگزرژی
$\eta_{is,T}$	بازده آیزنتروپیک توربین
$\eta_{is,P}$	بازده آیزنتروپیک پمپ

خورشیدی و کم‌ترین تخریب اگزرژی در پمپ اتفاق می‌افتد. در انتها اگزرژی ورودی، اگزرژی خروجی و تخریب اگزرژی در کل سامانه در شکل ۱۴ نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود مقدار اگزرژی ورودی به سامانه ۵۱۶۷۲ کیلووات، که از آن ۳۳۷۶۵ کیلووات تخریب و ۱۷۷۱۷ کیلووات نیز به صورت توان و یا گرما از سامانه خارج می‌شود.



شکل ۱۴- اگزرژی ورودی، خروجی و تخریب اگزرژی در کل سامانه

نتیجه‌گیری

در این تحقیق یک پیکربندی جدید متشکل از سوخت زیست توده و کلکتور خورشیدی جهت تولید توان مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت. در این سامانه ابتدا گازسازی انجام شده و سوخت تولید شده وارد محفظه احتراق شده و پس از مخلوط شدن با هوا و احتراق، گازهای خروجی جهت تولید توان وارد توربین گاز شده و سپس برای گرمایش مجدد وارد کلکتور خورشیدی شده و در ادامه وارد توربین SCO_2 می‌شود. این سامانه از منظر ترمودینامیکی و اگزرژی مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت که نتایج زیر حاصل شد:

- با افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده اگزرژی ابتدا افزایش و سپس کاهش یافت. به طوری که در نسبت فشار ۷ بیش‌ترین مقدار بازده اگزرژی به میزان ۶۴/۷ درصد رسید.

- با افزایش نسبت فشار کمپرسور اگزرژی ورودی و خروجی و تخریب اگزرژی افزایش یافت. به طوری که اگزرژی ورودی به سامانه از ۴۸۰۰۰ کیلووات تا ۵۵۰۰۰ کیلووات افزایش یافت. - با افزایش شدت تابش خورشید بازده انرژی و بازده اگزرژی افزایش یافت به طوری که بازده انرژی از ۵۳ تا ۵۷ درصد و بازده اگزرژی از ۶۴ تا ۶۹ درصد افزایش یافت.

- با افزایش شدت تابش خورشید تخریب اگزرژی، اگزرژی ورودی و خروجی سامانه افزایش یافت، به طوری که اگزرژی ورودی به سامانه از ۴۵۰۰۰ کیلووات تا ۶۲۰۰۰ کیلووات افزایش یافت.

- با افزایش شدت تابش خورشید مقداری ورودی از کلکتور به سامانه از ۳۰۰ کیلووات تا ۳۸۰۰ کیلووات افزایش یافت.

- Management, 224, 113409.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113409>
- Liang Y, Chen J, Luo X, Chen J, Yang Z, Chen Y. (2020). Simultaneous optimization of combined supercritical CO₂ Brayton cycle and organic Rankine cycle integrated with concentrated solar power system, *Journal of Cleaner Production*, 266, 21-27
- Meriche I. M., Baghidja A., Boukelia T. E., (2014). Design and performance evaluation of solar gas turbine power plant in south western algeria. *International journal of renewable energy research*, Vol.4, No.1, pp.224-232.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N., (2010). Fundamentals of Engineering Thermodynamics (7th Edition). John Wiley & Sons.
<https://doi.org/10.1002/9781118131992>
- Nouri M, Miansari M, Ghorbani B. (2020). Exergy and economic analyses of a novel hybrid structure for simultaneous production of liquid hydrogen and carbon dioxide using photovoltaic and electrolyzer systems. *Journal of Cleaner Production*, 120-162.
- Pantaleo A, Camporeale S, Sorrentino A, Adio M, Shah N, Christos N. (2018). Hybrid solar-biomass combined Brayton/organic Rankine-cycle plants integrated with thermal storage: Techno-economic feasibility in selected Mediterranean areas, *Renewable Energy*, 1-19.
- Valencia Ochoa, G., & Silva Lora, E. E., 2020. Thermodynamic and exergetic optimization of a supercritical CO₂ gas turbine and organic Rankine cycle system using genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114937.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114937>
- Yilmaz C, Kanoglu M, Bolatturk A, Gadalla M. (2011). Economics of hydrogen production and liquefaction by geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37, 58-69.
- Zainal Z, Ali R, Lean CH. (2001). Prediction of performance of a downdraft gasifier using equilibrium modeling for different biomass materials. *Energy conversion Seetharamu, and management*. 42: 499-515.
- Zhang, X., Yang, M., Li, G., & Zhao, X. (2020). Hybrid renewable energy system combining biomass, geothermal, and fossil fuels for reducing dependency on fossil fuels and climate change mitigation. *Energy Conversion and Management*, 214, 112876.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112876>

دست‌رسی به داده‌ها

همه اطلاعات و نتایج در متن مقاله ارائه شده است.

مشارکت نویسندگان

نحوه و میزان مشارکت نویسندگان در انجام این پژوهش به

صورت زیر است:

بهرروز معز: متدلوژی

راضیه پوردربانی: ناظر تحقیق

هادی غایبی: بررسی صحت تحلیل

اصول اخلاقی

نویسندگان اصول اخلاقی را در انجام و انتشار این اثر علمی رعایت نموده‌اند و این موضوع مورد تایید همه آنها است.

تضاد منافع نویسندگان

در این مقاله هیچ‌گونه تضاد منافع وجود ندارد و این مسئله مورد تایید همه نویسندگان است.

حمایت مالی

نویسنده(ها) هیچ حمایت مالی خاصی برای انجام این پژوهش دریافت نکرده‌اند.

منابع

- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. (2015). Thermal design and optimization. Green, Don W %J Handbook-seventh Edition-Sections. *Perry's chemical engineers*, 5-12.
- Besarati, Saeb M. and Yogi Goswami, D., 2014. A computationally efficient method for the design of the heliostat field for solar power tower plant, *Renewable Energy*, Elsevier, vol. 69(C), pages 226-232.
- Blanco, M. V., Sánchez, D., Muñoz de Escalona, J. M., & Silva Pérez, M. A. (2020). Thermodynamic, exergetic and environmental analysis of a combined supercritical CO₂ gas turbine and organic Rankine cycle system. *Energy Conversion and Management*, 203, 112266.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112266>
- Hejzlar P, Dostal V, Driscoll MJ, Dumaz P, Poullennec G, Alpy N. (2006). Assessment of gas cooled fast reactor with indirect supercritical CO₂ cycle. *Nucl Eng Technol*, 38-109.
- Ji, C., Li, Y., Wang, J., Zhang, X. (2020). Thermodynamic and exergetic analysis of a novel biomass-fueled combined supercritical CO₂ and Kalina cycle system. *Energy Conversion and*