

## Amirkabir Journal of Mechanical Engineering

Amirkabir J. Mech. Eng., 52(6) (2020) 355-358 DOI: 10.22060/mej.2019.14977.5987



# The Thermodynamic Analysis of New Combined Cycle Using Sabalan Geothermal Wells and Liquefied Natural Gas Cold Energy

M. Abdolalipouradl, Sh. Khalilarya\*, S. Jafarmadar

Faculty of Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

ABSTRACT: A new configuration base on the Sabalan geothermal wells is proposed to utilize two wells with different thermodynamic properties in Sabalan region in Iran and generate more power as well as supply of natural gas from liquefied natural gas. A Kalina cycle and Transcritical CO2 Rankine cycle are using Sabalan geothermal wells as a heat source and liquefied natural gas as a thermal heat sink. A comprehensive parametric study is investigated to understand the characteristics of the system. The results show that the thermal and exergy efficiencies can be increased by increasing separator 1&2 pressures. Also decreasing the higher pressure of the Kalina cycle and pinch point temperature of evaporators lead to increasing the net output power, thermal and exergy efficiencies. Additionally, exergy analysis results showed that the highest exergy destruction rate belongs to the heat exchanger 1&2. Optimization of the proposed cycle is performed by using genetic algorithm method, and it is observed in the optimal condition that the net output power, thermal efficiency, and exergy efficiency can be obtained as 30610 kW, 29.16%, and 56.92%, respectively. The results of this study indicate that the net output power and thermal efficiency is better performance compared to the previous studies.

#### **Review History:**

Received: 24 Sep. 2018 Revised: 3 Nov. 2018 Accepted: 27 Dec. 2018 Available Online: 16 Jan. 2019

#### **Keywords:**

Thermodynamic analysis Single flash Liquefied natural gas Sabalan geothermal power plant

#### **1. Introduction**

The geothermal energies are stable, reliable, and unlimited sources that are used for power generation as an alternative scenario to fossil fuels in the world. In northwestern Iran and Sabalan Geothermal Power Plant (GPP), two wells with different mass flow rate and thermodynamic properties have been exploited [1,2]. Aali et al. [3, 4] studied the new configuration of integrated double flash/ORC with actual data for Sabalan GPP. The optimization results showed that the energy and exergy efficiencies calculated to be 20.57% and 63.72% with R141b, respectively. In Another work, they showed that for specific cost of output power is determined 4.766 \$/GJ [5]. Abdolalipouradl et al. [6] studied a new integrated cycle (flash combined cycle with transcritical carbon dioxide and organic Rankine cycle) for power generation using real data of Sabalan GPP. The previous studies mostly have been conducted for power generation investigation of the Sabalan GPP however, in this work, a new configuration is proposed that can increase the net output power and use the waste heat to produce natural gas from Liquefied Natural Gas (LNG). Some main aims of the current study for the proposed system are as follows:

• Use of the waste heat of the transcritical CO2 and Kalina condensers for power and natural gas generation from LNG.

- A comprehensive parametric study.
- To carry out the optimization of the integrated cycle

\*Corresponding author's email: sh.khalilarya@urmia.ac.ir

using a genetic algorithm.



Fig. 1. The new proposed cycle for the power and natural gas production

Copyrights for this article are retained by the author(s) with publishing rights granted to Amirkabir University Press. The content of this article is subject to the terms and conditions of the Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY-NC 4.0) License. For more information, please visit https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode.

#### 2. System Description

Schematics of the proposed cycles for power and natural gas generation from Sabalan GPP and LNG is shown in Fig. 1. The Kalina cycle and Transcritical CO2 Rankine Cycle (TRC) are using Sabalan geothermal wells as a heat source and LNG as a thermal heat sink. The simulation model is developed in Engineering Equation Solver (EES) software for the new configuration.

#### 3. Results and Discussion

The influence of first and second separator pressures on the net output power, thermal and exergy efficiencies are demonstrated in Figs. 1 and 2, respectively. When and increase, the HPT and LPT power production increases as well, this trend leads to an increase in the net output power, thermal and exergy e efficiencies. By increasing the the high pressure of TRC rises. Thus, the power generation in the TRCT as well as the power consumption in the TRCP increase, and due to their opposing trend for the net power in TRC, the net output power, thermal and exergy efficiencies of combined cycle have optimum values as shown in Fig. 4. Fig. 5 shows the effects of the Kalian high pressure, on the net output power, thermal and exergy efficiencies of the combined cycle, the results showed that the net output power, thermal and exergy efficiencies decrease with increase.



Fig. 2. . Effects of the first separator pressure on the performance of proposed cycle.



Fig. 3. Effects of the second separator pressure on the performance of the proposed cycle



Fig. 4. Effects of the CO2 cycle pressure ratio on the performance of the proposed cycle



Fig. 5. Effects of the kalian high pressure on the performance of the proposed cycle

The results of optimization from the thermodynamic point of view (maximizing the net output power or thermal and exergy efficiencies) are outlined in Table 1. The optimization is performed for three different ammonia concentrations. According to the results of Table 1 for the highest amount of separator 1&2 pressures and LNG pump, ammonia concentration, the value of the net output power, thermal and exergy efficiencies of integrated system are obtained as 30610 kW, 29.16% and 56.92%, respectively. It can be seen from Table 2 that the maximum net output power and thermal efficiency are increased compared to the previous study [6].

Table 1 The optimization results for the proposed cycle

	<i>x</i> =0.7	<i>x</i> =0.8	<i>x</i> =0.9
$P_2$ (bar)	10.72	10.72	10.72
$P_6$ (bar)	7	7	7
$P_{25}(\text{bar})$	10.4	10.05	10.1
PR (-)	2.16	2.75	1.853
$P_{2M}$ (bar)	30	30	30
$\dot{W_{net}}$ (kW)	29668	30338	30610
$\eta_{th}$ (%)	28.43	28.89	29.16
$\eta_{ex}$ (%)	55.54	56.48	56.92
$\dot{Ex}_{D,tot}$ (kW)	29236	28839	28631

Table 2 Performance comparison of the proposed combinedcycle in this work with [4]			
$\dot{W}_{not}$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{ax}$ (%)	

	$\dot{W_{net}}$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{ex}$ (%)
[4]	20046	17.15	65.74
This work	30610	29.16	56.92

#### 4. Conclusions

The main achieved results are as follows:

• Adding the LNG, in addition to increasing the net output power of the cycle, provides natural gas around the power plant.

• By increasing the separator 1&2 and LNG pump pressures, the values of the net output power, thermal and exergy efficiencies increase.

• For the optimum case, the net power of 30610 kW, the thermal efficiency of 29.16%, the exergy efficiency of 56.92% and exergy destruction rate of 28631 kW % are obtained

• The results of thermal efficiency are improved compared to the previous study with using LNG in the combined cycle.

#### References

[1]M. Abdolalipouradl, S. Khalilarya, S. Jafarmadar, Exergoeconomic analysis of a novel integrated transcritical CO2 and Kalina 11 cycles from Sabalan geothermal power plant, Energy Conversion and Management, 195 (2019) 420-435

- [2] M. Abdolalipouradl, S. Khalilarya, S. Jafarmadar, Energy and Exergy Analysis of a New Power, Heating, Oxygen and Hydrogen Cogeneration Cycle Based on the Sabalan Geothermal Wells, International Journal of Engineering, 32 (2019) 445-450
- [3] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Proposal and Analysis of a New Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells, Journal of Mechanical Engineering University of Tabriz, 47(3) (2017) 139-147. (in Persian).
- [4] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergy Analysis of a New Proposed Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells, Journal of Mechanical Engineering University of Tabriz, 48(1) (2018) 251-260. (in Persian).
- [5] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran, Energy Conversion and Management, 143 (2017) 377-390.
- [6] M. Abdolalipouradl, S. Khalilarya, s. Jafarmadar, Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source, Modares Mechanical Engineering, 18(4) (2018) 11-22. (in Persian).

This page intentionally left blank

نشريه مهندسي مكانيك اميركبير

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۶ سال ۱۳۹۹، صفحات ۱۴۱۳ تا ۱۴۲۸ DOI: 10.22060/mej.2019.14977.5987

# تحلیل ترمودینامیکی یک آرایش جدید ترکیبی با استفاده از چاههای زمین گرمایی سبلان و انرژی سرد گاز طبیعی مایع شده

مهران عبدالعلى پورعدل، شهرام خليل آريا\*، صمد جفرمدار

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران.

خلاصه: در منطقه سبلان دو دسته چاه با خاصیتهای ترمودینامیکی مختلف مورد بهرهبرداری قرار گرفته است، برای تولید توان بیشتر و تهیه گاز طبیعی، یک آرایش جدید بر اساس چاههای زمین گرمایی سبلان پیشنهاد شده است. چرخه یکالینا و چرخه یگذر بحرانی دی اکسید کربن از چاههای زمین گرمایی سبلان به عنوان منبع حرارتی و گاز طبیعی مایع شده به عنوان چاه حرارتی استفاده شده و همچنین یک بررسی پارامتریک جامع برای تشخیص عملکرد سیستم انجام شده است. نتایج نشان می دهد که بازده حرارتی و اگزرژی با افزایش فشار جداسازها و فشار پمپ گاز طبیعی افزایش می یابند، همچنین کاهش اختلاف دمای نقطه تنگش او اپراتورها و فشار بالای چرخه یکالینا منجر به افزایش توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و اگزرژی می شود، علاوه بر آن نتایج تحلیل اگزرژی نشان می دهد که بیشترین نرخ تخریب اگزرژی به مبدل های حرارتی در گاز طبیعی مایع شده متعلق است. بهینه سازی چرخه ی توالیا منجر به افزایش توان شده و در شرایط بهینه قابل مشاهده است که توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی به بردی این دروش الگوریتم ژنتیک انجام حرارتی ۲۹/۱۶ درصد، بازده اگزرژی ۲۰/۹۲ درصد بدست آمده اند. نتایج برای این برسی نشان داد که توان خالص چرخه و بازده حرارتی دو گاز طبیعی مایع شده متعلق است. بهینه مازی پر خو توسط روش الگوریتم ژنتیک انجام شده و در شرایط بهینه قابل مشاهده است که توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی به تردان داد که توان و می و می وان خالص و بازده و از را توان و می و خانه و رو می و این دارم و بازده و بازده حرارتی در کارتی در گاه مین در می در می در می بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب ۲۰۶۱۰ کیلووات، بازده

**تاریخچه داوری:** دریافت: ۱۳۹۷/۰۶/۲۳ بازنگری: ۱۳۹۷/۰۸/۱۲ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۰/۰۶ ارائه آنلاین: ۱۳۹۷/۱۰/۲۶

**کلمات کلیدی:** تحلیل ترمودینامیکی تبخیر آنی تک مرحلهای گاز طبیعی مایع شده زمین گرمایی سبلان

## ۱- مقدمه

امروزه تقاضای انرژی و برق در بخش صنعتی، تجاری و خدماتی افزایش یافته که این امر باعث افزایش مصرف سوخت فسیلی و در نتیجه آلودگی محیط زیست و کمبود انرژی شده است. به منظور اجتناب از این اثرات، اخیرا مطالعات بسیاری روی استفاده از منابع حرارت پایین و پاک از جمله منابع انرژیهای تجدیدپذیر انجام یافته است. انرژی زمین گرمایی در میان انرژیهای تجدید پذیر به دلیل کارکرد در تمامی فصول سال و به صورت ۲۴ ساعته و همچنین کم بودن میزان گازهای نامطلوب تولید شده بسیار مورد توجه بوده است اینری و چرخه تبخیر آنی یا ترکیبی دو حالت استفاده میشود، اگر دمای منبع زمین گرمایی بالاتر از ۵۲۳ درجه سلسیوس باشد، بخار خشک به طور مستقیم به ژنراتور توربین تغذیه میشود، در صورتی که درجه حرارت زمین گرمایی بالاتر از ۱۸۰ درجه سلسیوس باشد،

چرخه رانکین آلی و منبع گرما به دلیل این که تغییر فاز مایعات در دمای ثابت رخ می دهد، باعث افزایش تخریب اگزرژی اجزای چرخه و کاهش عملکرد آن می شود. یک راه حل استفاده از مخلوط زئوتروپیک مانند آب–آمونیاک به عنوان سیال کاری می باشد که موجب می شود تطابق گرما در مبدل های حرارتی بهبود بخشد و تخریب اگزرژی را کاهش دهد. از راهکارهای مناسب دیگر استفاده از سیال های گذر بحرانی در قسمت رانکین می باشد که باز باعث بهبود عملکرد چرخه می شود [۸]. یانگ و همکاران [۹] نشان دادند که در چرخه رانکین گذر بحرانی که با دی اکسید کربن به عنوان سیال عامل کار می کند،

می گیرد و در صورتیکه دما زیر آن مقدار باشد از چرخه ترکیبی با

باینری استفاده می شود [۳ و ۴]. با توجه به مشخصات ترمودینامیکی

چاههای زمین گرمایی از جمله دما، دبی جرمی و آنتالپی، چرخهی

کالینا و چرخههای باینری مانند چرخه رانکین آلی'، چرخهی گذر

بحرانی و چرخهی فوق بحرانی به عنوان چرخه تحتانی در بررسیهای

متعددی استفاده شدهاند [۷-۵]. عدم تطابق دمایی بین سیالات

<sup>\*</sup> نویسنده عهدهدار مکاتبات:sh.khalilarya@urmia.ac.ir

<sup>1</sup> Organic Rankine Cycle (ORC)

مبدلهای حرارتی با اختلاف درجه حرارت متوسط بیشتری کار میکند، بنابراین این حالت باعث می شود که منابع گرما برای مقادیر دماهای مختلف، مناسب تر باشد.

در کشور ایران و منطقه مشگینشهر، نیروگاه سبلان بعنوان اولین نیروگاه زمین گرمایی در حال توسعه میباشد که تست دو حلقه چاه اکتشافی با موفقیت انجام شده است [۱۰]. دو آرایش متداول چرخه تبخیر آنی یک و دو مرحلهای برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان برای دادههای فرضی توسط نصرآبادی و همکاران [۱۱] مورد بررسی قرار گرفت و طبق این مطالعه برای یک دسته چاه، چرخه تبخیر آنی یک مرحله ای (در فشار مخزن فلش ۵/۵ بار)، توان خالص خروجی ۳۱ مگاوات و برای چرخه تبخیر آنی دو مرحلهای (در فشار مخازن فلش فشار بالا و پایین به ترتیب ۵/۷ و ۱/۱ بار) توان خالص ۴۹/۷ مگاوات حاصل گردید. برای مشخصات چاهها در مطالعه قبلی، بینا و همکاران[۱۲]، چهار آرایش مختلف برای چرخه رانکین آلی به ازای سیالهای خشک، مورد بررسی قرار دادند. طبق نتایج حاصل شده، بهترین بازده انرژی ۲۰/۵۷٪ و بازده اگزرژی ٪۶۳/۷۲ برای چرخه رانکین آلی با مبدل حرارتی داخلی بدست آمد. یک آرایش جدید ترکیبی تبخیر آنی دو مرحلهای با رانکین آلی، توسط عالی و همکارانش [۱۳ و ۱۴] با در نظر گرفتن شرایط واقعی و دو دسته چاه با دما و دبی متفاوت، پیشنهاد و مورد تحلیل انرژی و اگزرژی قرار گرفت. طبق نتایج برای سیال R۱۴۱b، به عنوان مناسبترین سیال برای چرخه باینری انتخاب شد و توان خالص تولیدی، راندمان انرژی و اگزرژی چرخه پیشنهادی به ترتیب برابر با ۱۷/۱۱ مگاوات، ۱۴/۳۵درصد و ۵۳/۳۸ درصد محاسبه شدند. عالی و همکاران [۱۵] برای چرخه پیشنهادی با همان شرایط چاهها از دیدگاه اگزرژواکونومیکی مورد بهینه سازی قرار دادند و ملاحظه کردند که هزینه تولید توان ۵/۰۶۸ دلار بر گیگاژول می باشد. همچنین عبدالعلی پور و همکاران [۱۶] با در نظر گرفتن دو دسته چاه مطابق مطالعه قبلی، یک چرخهی ترکیبی تولید توان جدید (شامل یک چرخه ترکیبی از دو چرخه تبخیر تک مرحلهای، چرخه دیاکسیدکربن گذر بحرانی و رانکین آلی) پیشنهاد دادند که درحالت بهینه توان خالص ۱۹۹۳۴ کیلووات، بازده انرژی ٪۱۷/۰۵ و بازده اگزرژی ٪۶۵/۳۸ حاصل گردید.

با توجه به سطح بالایی از تولید انرژی و پتانسیل گرم شدن کره زمین، گاز طبیعی به عنوان یک سوخت فسیلی به طور گستردهای

مورد استفاده قرار می گیرد. هنگامی که گاز طبیعی برای حمل و نقل مايع مى شود، مى تواند مقدار قابل توجهى از انرژى را در طى فرايند گازسازی مجدد، آزاد سازد. روشهای مختلف برای بازیابی این انرژی در طی فرایند گاز سازی انجام شده است. عموما از انرژی سرد گاز طبيعي مايع شد به عنوان چاه حرارتي منابع گرماي آبشاري استفاده شده است [۱۷]. از جمله مطالعاتی که در زمینه استفاده همزمان از سایر منابع انرژی و انرژی سرد گاز طبیعی' مایع شده در ادامه اشاره می شود. غایبی و همکاران [۱۸] به بررسی انرژی، اگزرژی و اگزرژواکونومیکی یک سیستم سه گانه جدید که با استفاده از منبع حرارت گرمایی و گاز طبیعی مایع شده به عنوان چاه حرارتی کار میکند، پرداختند و سپس به ازای دمای زمین گرمایی و اختلاف نقطه تنگش مورد بهینه سازی قرار دادند. مصفا و همکاران [۱۹] آرایشهای مختلف چرخه رانکین آلی و گاز طبیعی مایع شده که انرژی خود را از چاه زمین گرمایی دریافت کرده، بررسی و نسبت به پارامترهای مختلف مورد بهینه سازی قرار دادند، طبق نتایج بهینه سازی، بیشترین بازده انرژی و اگزرژی برای چرخه رانکین دارای بازیاب، ۳۵/۵۲ درصد، و مبدل حرارتی داخلی، ۳۸/۵۸ درصد، به ترتیب بدست آمدند. غایبی و همکاران [۲۰] یک چرخه تولید توان جدید پیشنهاد دادند که چرخه کالینای آبشاری که از انرژی زمین گرمایی به عنوان منبع حرارتی و گاز طبیعی مایع شده به عنوان چاه حرارتی استفاده می شد، در حالت بهینه نشان داده شد که توان خالص، راندمان حرارتی، بازده اگزرژی و هزینه واحد تولید توان به ترتیب ۹۰۴۴ کیلو وات، ۲۹/۸۷ درصد، ۴۳/۱۹ درصد و ۱۲۷/۸ دلار بر گیگاژول میباشند. صدرالدینی و همکاران [۲۱] چرخه آبشاری رانکین آلی و دی کسیدکربن گذر بحرانی را برای بازیابی انرژی از منبع حرارت متوسط و گاز طبیعی مایع مورد تحلیل و بهینهسازی قرار دادند، طبق نتایج بهینه بازده اگزرژی برای چرخههای رانکین آلی و دی کسید کربن گذر بحرانی به ترتیب ۱۲/۳ و ۱۱/۲۴ درصد بدست آمدند که این افزایش در چرخهی دیاکسیدکربن گذر بحرانی به علت مطابقت خوب دمایی در کندانسور برای سیال سرد و گرم می باشد. اکبری [۲۲] یک چرخه ترکیبی متشکل از چرخه استرلینگ، چرخه گذر بحرانی دیاکسیدکربن و چرخه تبدیل گاز طیبعی از گاز طبیعی مایع شده را مورد بررسی و بهینهسازی قرار داد و بازده کل انرژی و

<sup>1</sup> Liquefied Natural Gas (LNG)

اگزرژی برای این چرخه پیشنهادی به ترتیب ۳۷/۴۵ درصد و ۶۴/۲۶ درصد در حالت بهینه محاسبه شد.

با توجه به اینکه دو دسته چاه مورد بهرهبرداری برای زمین گرمایی سبلان دارای شرایط ترمودینامیکی (دبی، فشار و شرایط دمایی) متفاوت می باشد، یک آرایش ترکیبی که شامل دو چرخهی تبخیر آنی بوده و همچنین از چرخههای کالینا و چرخه رانکین گذر بحرانی به عنوان چرخههای تحتانی استفاده شده است، پیشنهاد شده و برای جلوگیری از اتلاف انرژی و اگزرژی در دو چرخه تحتانی از مبدل های حرارتی برای انتقال گرما به قسمت گاز طبیعی مایع شده، استفاده شده است. در واقع یکی از مزیتهای این بررسی این است که کندانسورهای چرخههای تحتانی که باعث اتلاف انرژی میباشند، از اتلاف گرمای آنها جلوگیری شده و گاز طبیعی مایع شده با استفاده از این اتلافات علاوه بر تولید توان بیشتر، گاز طبیعی مجموعه و روستاهای اطراف که دارای شرایط کوهستانی شدید و غیرقابل دسترس است را تامین میکند، همچنین این چرخه در حالت بدون گاز طبیعی مایع شده قادر به تولید توان نیز میباشد. از مزیتهای بزرگ این آرایش، تولید توان و تولید گاز طبیعی برای مناطق زمین گرمایی سبلان با استفاده از دو دسته چاه خواهد بود. در واقع اهداف مطالعه حاضر به صورت زیر خلاصه می شود:

- یک چرخهی ترکیبی جدید با استفاده از دو چاه زمین گرمایی سبلان به عنوان منبع گرما که دارای چرخههای تحتانی کالینا و گذر بحرانی بوده و گاز طبیعی مایع شده به صورت چاه حرارتی استفاده می شود.

چرخهی پیشنهادی مورد ارزیابی انرژی و اگزرژی قرار گرفته است.
یک بررسی جامع پارامتری به ازای پارامترهای موثر برای سیستم پیشنهادی انجام گرفته و نسبت به این پارامترها بهینهسازی شده است.

## ۲- توصیف چرخه ترکیبی پیشنهادی و فرضیات ۲-۱- آرایشهای مورد بررسی

دو دسته چاه با شرایط دمایی و فشاری مختلف در منطقه سبلان مورد بهرهبرداری و استفاده قرار گرفته است، چرخهی ترکیبی جدید با توجه به شرایط مختلف این دسته چاهها در شکل ۱ نشان داده شده است. در این چرخه ترکیبی، مطابق با شرایط چاههای منطقه سبلان،

این چاهها به دو گروه چاههای فشار پایین و فشار بالا تقسیم بندی شده است. آب زمین گرمایی از چاههای فشار بالا بعد از منبسط شدن و جداسازی بخار از مایع وارد توربین فشار بالا می شود. همچنین آب زمین گرمایی چاههای فشار پایین بعد از منبسط شدن و ترکیب با آب خروجی از توربین فشار بالا، وارد جداساز ۲ شده و پس از جداسازی مایع با بخار وارد توربین فشار پایین شده و توان تولید می کند، جریان خارج شده از توربین فشار پایین بعد از تبدیل به مایع اشباع در کندانسور ۱، توسط پمپ به چاه تزریق می شود. قسمت مایع خارج شده از جداساز ۲ برای پیش گرم چرخهی رانکین گذر بحرانی مورد استفاده قرار می گیرد. در چرخه دی کسید کربن بعد از پیش گرم، سیال وارد تبخیر کننده ۱ می شود تا مقدار گرمای بیشتری را از قسمت مایع خارج شده از جداساز ۱ که دمای بالایی دارد را دریافت کند. دی کسید کربن گذر بحرانی با دما و فشار بالا وارد توربین گذربحرانی شده و پس از تولید توان وارد مبدل حرارتی ۲ می شود تا دى كسيد كربن مايع اشباع شده و توسط پمپ به فشار فوق بحرانى برسد. آب زمین گرمایی خارج شده از تبخیر کننده ۱، به علت بالا بودن دما، از آن در تبخیر کننده چرخه کالینا استفاده می شود، مخلوط آب-آمونیک در چرخه کالینا بعد از گرفتن انرژی در تبخیر کننده ۲ وارد جداساز ۳ شده تا با افزایش غلظت آمونیاک و آنتالپی وارد توربین کالینا شود، از جایی که مایع خارج شده ازجداساز ۳ دمای بالایی دارد با استفاده از بازیاب از اتلاف انرژی جلوگیری می شود، آب-آمونیاک خارج شده از بازیاب وارد شیر انبساط شده تا فشار بالای چرخه را از دست ىدھد،

جریان خارج شده از جداساز ۳ با جریان خارج شده از توربین در جاذب ترکیب می شود، این جریان سپس وارد مبدل حرارتی ۱ شده و به حالت مایع اشباع رسیده و توسط پمپ به فشار بالای چرخه کالینا برسد. همانطور که گفته شد بجای کندانسورهای دو چرخه تحتانی از مبدلهای حرارتی استفاده شده است، گاز طبیعی مایع شده که در فشار محیط در دمای تقریبا ۱۶۰- درجه سلسیوس می باشد، ابتدا توسط پمپ فشار آن افزایش پیدا کرده، و سپس از دو مبدل حرارتی چرخه گذر بحرانی و کالینا برای افزایش دمای آن استفاده می شود، چون گاز طبیعی با انجام توان در توربین گاز طبیعی از آن خارج می شود،

<sup>1</sup> Low pressure wells (LPWs)

<sup>2</sup> High pressure wells (HPWs)



شکل ۱ چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان و گاز طبیعی ازچاههای زمین گرمایی سبلان و گاز طبیعی مایع شده Fig. 1. The new proposed cycle for power and natural gas production from the Sabalan geothermal wells and LNG cold energy

مصرف کننده را دارد، قبل از مصرف کننده توسط آب زمین گرمایی خروجی از پیشخنککن گرم شده و سپس برای مصرف کننده توزیع می شود.

## ۲-۲- فرضیات

برای مدلسازی سیستم ترکیبی پیشنهادی از نرمافزار ایایاس<sup>۱</sup> استفاده شده است [۲۳]، به منظور سادهسازی در مسالهی شبیهسازی فرضیات زیر به کار گرفته شده است. - سیستم ترکیبی در حالت پایا کار میکند و افت فشار و تلفات حرارتی در لولهها و مبدلهای حرارتی ناچیز است [۱۵]. - تغییرات انرژی و اگزرژی پتانسیل و جنبشی ناچیز است [۱۵]. - برای تبخیر کردن سیال چرخهی رانکین گذر بحرانی و کالینا در

سيستم	با در نظر گرفتن حجم کنترل برای هر یک از اجزای سیستم جدول ۱- مشخصات ترمودینامیکی برای چاههای زمین گرمایی سبلان [۱۳–۱۶]. Table 1. The thermodynamic properties for fluids in the Sabalan geothermal wellheads								
	(kg/s	دبی (ز	(kJ/kg)	آنتالپی	(kPa)	فشار	(°C)	دما	
	چاه دوم	چاہ اول	چاہ دوم	چاہ اول	چاہ دوم	چاہ اول	چاہ دوم	چاہ اول	
	۵۳	۵۷	11	110.	٧	1.42	180	184	مقادیر سرچاہھا

2 Pinch Point temperature difference

1 Engineering Equation Solver (EES)

که 
$$\exp_{ch,CH_4}^{0}$$
 و  $M_{CH_4}$  اگزرژی شیمیایی گاز طبیعی استاندارد  
و جرم مولی گاز طبیعی میباشد که به ترتیب ۸۳۱/۲ کیلوژول بر مول  
و ۱۶ کیلوگرم بر کیلومول میباشد [۲۴]. همچنین برای قسمت زمین  
گرمایی و دیاکسیدکربن گذر بحرانی (به علت عدم فعالیت شیمیایی)  
اگزرژی شیمیایی صفر در نظر گرفته شده است [۵۵ و ۱۶].  
مقدار اگزرژی کل برای هر جریان با صرفنظر از اگزرژی جنبشی  
و پتانسیل طبق رابطه زیر بدست خواهد آمد [۲۵].  
 $\dot{Ex}_{rotal,i} = \dot{Ex}_{ph,i} + \dot{Ex}_{ch,i}$ 

با در نظر گرفتن حجم کنترل، برای بدست آوردن تخریب اگزرژی  
هر عضو ( 
$$\dot{Ex}_D$$
 ) خواهیم داشت [۲۵]:  
 $\dot{Ex}_D = \dot{Ex}_F - \dot{Ex}_P$  (۱۲)

که  $\dot{Ex}_F$  و  $\dot{Ex}_P$  به ترتیب اگزرژی سوخت و اگزرژی محصول بیان می گردند [۲۵].

با در نظر گرفتن روابط گفته شده و فرضیات در نظر گرفته شده، برای هر یک از اجزای چرخهی ترکیبی، روابط انرژی، اگزرژی سوخت و اگزرژی محصول در جدول ۲ آمده است.

## ۳-۲- عملکرد کل چرخه ترکیبی

برای توان خالص چرخه ترکیبی، بازده حرارتی و بازده اگزرژی خواهیم داشت [۱۵ و ۲۰]:  $\dot{W}_{ret} = \sum \dot{W}_{T} - \sum \dot{W}_{P}$  (۱۳)

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0) + \dot{m}_5(h_5 - h_0)} \tag{14}$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W_{net}} + \dot{Ex}_{6M}}{\dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_5 + \dot{Ex}_{1M}}$$
(1 $\Delta$ )

در واقع روش حل کل مساله برای تحلیل انرژی و اگزرژی همانند فلوچارت موجود در شکل ۲ خواهد بود.

#### ۳-۳- روش بهینهسازی

برای چرخههای مورد بررسی توان خالص خروجی، بازده حرارتی و بازده اگزرژی به فشار جداسازها، نسبت فشار چرخه گذر بحرانی، فشار بالای چرخه کالینا و فشار خروجی پمپ گاز طبیعی مایع شده چرخهی پیشنهادی، بالانس جرم و انرژی طبق روابط (۱) تا (۳) نوشته می شود [۸ و ۱۵]:

$$\Sigma \dot{m}_i = \Sigma \dot{m}_o \tag{1}$$

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_o x_o \tag{(Y)}$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_o h_o \tag{(7)}$$

برای بازده آیزنتروپیک توربینها و توان تولیدی طبق روابط زیر بدست میآیند [۱۵]:

$$\eta_{\rm T} = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \tag{(f)}$$

$$\dot{W_T} = \dot{m_i} (h_i - h_o) \tag{(\Delta)}$$

بازده آیزنتروپیک برای پمپها و کار مصرفی طبق روابط (۶) و (۷) بدست خواهند آمد [۱۵]:

$$\eta_{\rm P} = \frac{v_i \left(P_o - P_i\right)}{h_o - h_i} \tag{(7)}$$

$$\dot{W_p} = \dot{m_i} (h_o - h_i); \tag{Y}$$

$$\dot{Ex}_{ph} = \dot{m} \left( h - h_0 - T_0 (s - s_0) \right)$$
 (A)

مقدار اگزرژی شیمیایی برای آب-آمونیاک و گاز طبیعی مایع شده از روابط (۹) و (۱۰) محاسبه خواهد شد [۸ و ۲۰]:

$$\dot{Ex}_{ch,i} = \dot{m}\left(\left(\frac{x_i}{M_{NH_3}}\right) ex_{ch,NH_3}^0 + \left(\frac{1-x_i}{M_{H_2O}}\right) ex_{ch,H_2O}^0\right)$$
(9)

که  $ex_{ch,H_20}^0$  و  $ex_{ch,NH_3}^0$  اگزرژی شیمیایی استاندارد آب و آمونیاک که به ترتیب برابر ۳۴۰ و ۹/۵ کیلوژول بر مول میباشد و همچنین  $x_i$  غلظت آمونیاک در مخلوط و  $M_{NH_3}$  و  $M_{H_20}$  جرم مولی آمونیاک و آب بوده که به ترتیب ۱۷ و ۱۸ کیلوگرم بر کیلومول میباشد [۲۴].

$$\dot{Ex}_{ch,CH_4,i} = \dot{m} \left( \frac{ex_{ch,CH_4}^0}{M_{CH_4}} \right) \tag{(1)}$$

اگزرژی محصول	اگزرژی سوخت	روابط انرژی	جزء
$\dot{Ex}_2$	$\dot{Ex}_1$	$h_1 = h_2$	شیر انبساط ۱
$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{13}$	$\dot{Ex}_2$	$h_3 = h_{2g}, h_{12} = h_{2f}$	مخزن فلش ۱
$\dot{W_{HPT}}$	$\dot{Ex}_3 - \dot{Ex}_4$	$\eta_{HPT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \dot{W}_{HPT} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$	توربين فشار بالا
$\dot{Ex}_6$	Ėx 5	$h_5 = h_6$	شیر انبساط ۲
Ėx <sub>7</sub>	$\dot{Ex}_6 + \dot{Ex}_4$	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6$	اختلاط
$\dot{Ex}_8 + \dot{Ex}_{15}$	Ėx <sub>7</sub>	$h_8 = h_{7g}, h_{15} = h_{7f}$	مخزن فلش٢
$\dot{W_{LPT}}$	$\dot{Ex}_8 - \dot{Ex}_9$	$\eta_{LPT} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,s}}  \mathcal{W}_{LPT} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9)$	توربين فشار پايين
$\dot{Ex}_{33} - \dot{Ex}_{32}$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{32} h_{32} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{33} h_{10}$	کندانسور ۱
$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$	${\dot W}_{FCP}$	$\eta_{FCP} = \frac{\nu_{10} \left( P_{11} - P_{10} \right)}{h_{11} - h_{10}}  \mathcal{W}_{FCP} = \dot{m}_{10} \left( h_{11} - h_{10} \right)$	پمپ فلش
$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$	$\dot{W_{TRCP}}$	$\eta_{TRCP} = \frac{\nu_{17} (P_{18} - P_{17})}{h_{18} - h_{17}}  \mathcal{W}_{TRCP} = \dot{m}_{17} (h_{18} - h_{17})$	پمپ گذر بحرانی
$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18}$	$\dot{Ex}_{15} - \dot{Ex}_{16}$	$\dot{m}_{18}h_{18} + \dot{m}_{15}h_{15} = \dot{m}_{16}h_{16} + \dot{m}_{19}h_{19}$	پیش خنک کن
$\dot{Ex}_{20} - \dot{Ex}_{19}$	$\dot{Ex}_{12} - \dot{Ex}_{13}$	$\dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{20}h_{20} = \dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{19}h_{19}$	تبخیر کن ۱
$\dot{W_{TRCT}}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$	$\eta_{TRCT} = \frac{h_{20} - h_{21}}{h_{20} - h_{21,s}} , \dot{W}_{TRCT} = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{21})$	توربين گذر بحراني
$\dot{Ex}_{3M} - \dot{Ex}_{4M}$	$\dot{Ex}_{17} - \dot{Ex}_{21}$	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	مبدل حرارتی ۲
$\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{W_{KCP}}$	$\eta_{KCP} = \frac{v_{22} (P_{23} - P_{22})}{h_{23} - h_{22}}  \mathcal{W}_{KCP} = \dot{m}_{22} (h_{23} - h_{22})$	پمپ کالینا
$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{23}$	$\dot{Ex}_{27} - \dot{Ex}_{28}$	$\dot{m}_{23}h_{23} + \dot{m}_{27}h_{27} = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{28}h_{28}$	بازياب
$\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}$	$\dot{Ex}_{13} - \dot{Ex}_{14}$	$\dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{25}h_{25}$	تبخیر کن ۲
$\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{26}$	$\dot{Ex}_{25}$	$h_{26} = h_{25g}, h_{27} = h_{25f}$	مخزن فلش۳
$\dot{W_{KCT}}$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{30}$	$\eta_{KCT} = \frac{h_{26} - h_{30}}{h_{26} - h_{30,s}} , \vec{W}_{KCT} = \dot{m}_{26} (h_{26} - h_{30})$	توربين كالينا
$\dot{E}x_{29}$	Ėx 28	$h_{28} = h_{29}$	شير انبساط ۳
$\dot{E}x_{31}$	$\dot{E}x_{29} + \dot{E}x_{30}$	$\dot{m}_{29}h_{29} + \dot{m}_{30}h_{30} = \dot{m}_{31}h_{31}$	جاذب
$\dot{E}x_{2M} - \dot{E}x_{1M}$	$\dot{W}_{LNGP}$	$\eta_{LNGP} = \frac{v_{1M} \left( P_{2M} - P_{1M} \right)}{h_{2M} - h_{1M}} , \dot{W}_{LNGP} = \dot{m}_{1M} \left( h_{2M} - h_{1M} \right)$	پمپ گاز طبی <b>ع</b> ی
$\dot{Ex}_{2M} - \dot{Ex}_{3M}$	$\dot{Ex}_{31} - \dot{Ex}_{22}$	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	مبدل حرارتی ۱
$\dot{W}_{LNGT}$	$\dot{Ex}_{4M} - \dot{Ex}_{5M}$	$\eta_{LNGT} = \frac{h_{4M} - h_{5M}}{h_{4M} - h_{5M,s}} \dot{W}_{LNGT} = \dot{m}_{4M} \left( h_{4M} - h_{5M} \right)$	توربين گاز طبيعي
$\dot{Ex}_{16} - \dot{Ex}_{33}$	$\dot{Ex}_{5M} - \dot{Ex}_{6M}$	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	مبدل حرارتی ۳

جدول ۲ روابط انرژی، اگزرژی سوخت و اگزرژی محصول برای اجزای چرخهی پیشنهادی Table 2. Mass, energy, fuel exergy and product exergy equations for propsed cycle

شکل ۳ آمده است [۲۶]. ابتدا با در نظر گرفتن تعدادی از متغیرهای زیر به عنوان نسل اولیه، پس از حل معادلات گفته شده (قرار دادن در عملیات فلوچارت)، کار خالص را بدست میآورد، سپس دادههای دیگری از محدوده زیر به عنوان نسل جدید استفاده کرده و سپس با توجه به تابع هدف مقدار را ارزیابی و انتخاب میکند، و این عملیات را تا ارزیابی آخرین دادهها یا همان آخرین نسل ادامه میدهد و با وابسته است، در واقع برای بیشینهسازی توان چرخه که به عنوان تابع هدف در نظر گرفته شده است، پارامترهای ذکر شده متغیر وابسته و بقیه پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است، بازده حرارتی با توجه به روابط (۱۳) و (۱۴) با بیشینهسازی توان خالص همزمان انجام می پذیرد. همچنین بهینهسازی با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک در نرم افزار ای ای اس انجام خواهد شد، فرایند الگوریتم ژنتیک در



شکل ۲ فلوچارت خلاصه تحلیل Fig. 2. Flow chart of the summary analysis

توجه به تابع هدف بهترین نسل یا همان پارامترها را انتخاب می کند.

### ۳-۴- اعتبار سنجی

برای اعتبارسنجی در چهار بخش چرخه تبخیر آنی یک مرحلهای (برای شرایط ۲۰۰°C ( $T_{geo} = 77°$ ) در مطالعه (برای شرایط ۲۰°C) ( $T_{geo} = 77°$ ) در مطالعه یاری [T]، چرخه کالینا (برای شرایط ۲۰۵۲ = ۲۰۵۳، (T)، یاری [T]، چرخه کالینا (برای شرایط ۲۰۵۲ = ۲۰۵۳، (T)، ( $T_{cond} = 74°$ ) در مطالعه السعید و همکاران (T]، چرخه گذر بحرانی (برای شرایط ۲۰۵۲ = ۲۰۵° (T) و قسمت گاز طبیعی چرخه گذر بحرانی (برای شرایط ۲۰۵۲ = ۲۰۵۰ و قسمت گاز طبیعی ( $T_{cond} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و قسمت گاز طبیعی مایع شده (برای شرایط ۳۵۳ = ۳۰۵۹، ( $T_{sm} = 70°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{cond} = 1/00°$ ( $T_{sm} = 1/00°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{cond} = -70°$ ) ( $T_{geo} = 100°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{cond} = -70°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 70°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ ) ( $T_{sm} = 10°$ ) در مطالعه مصفا و همکاران ( $T_{sm} = 10°$ )

#### ۴- نتایج و بحث

تجزیه و تحلیل انرژی و اگزرژی با توجه به فرضیات در نظر گرفته و مشخصات چاههای زمین گرمایی سبلان و روابط موجود درجدول ۲ برای چرخهی ترکیبی پیشنهادی، انجام شده است. مشخصات ترمودینامیکی همانند دما، دبی، فشار، آنتالپی، آنتروپی و اگزرژی کل در جدول ۵ آمده است، برای این حالت توان خالص تولیدی ۲۹۸۶۶ مگاوات، بازده حرارتی ۲۵/۸۸ درصد، تخریب اگزرژی کل

$$\max \dot{W}_{net}(P_2, P_6, PR, x_{25}, P_{25})$$
(19)

$$7 \le P_2(\text{bar}) \le 10.72 \tag{1V}$$

$$1 < P_6(\text{bar}) \le P_2, P_6 \le 7 \tag{1A}$$

$$|< PR < 5$$
 (19)

$$10 \le P_{25}(\operatorname{bar}) \le 50 \tag{(7.)}$$

$$10 \le P_{2M} (\text{bar}) \le 30 \tag{(1)}$$



Fig. 3. Flow chart of the Genetic algorithm

نشریه مهندسی مکانیک امیرکبیر، دوره ۵۲، شماره ۶، سال ۱۳۹۹، صفحه ۱۴۱۳ تا ۱۴۲۸

	Taote 5. Vermention of Simulation the Englished Nation Bub								
آنترويي(kJ/kg.K)		(kJ/k	آنتالپی (g	(kF	فشار (a	دما (°C)			
[١٩]	کار حاضر	[19]	کار حاضر	[١٩]	کار حاضر	[١٩]	کار حاضر	حالت	
-8/X8	-۶/۶VV	-91•/9	-91•/9	۱۰۱/۳	۲۰۱/۳	-181/0	-181/2	۱M	
-۶/V۶	-۶/۶Y	-9 • ٣/٣	-9 • <b>T</b> /T	۳۰۰۰	۳۰۰۰	-18·/۵	- 18·/۵	۲Μ	
-٣/٣۴	-٣/٣٣٩	-۳۷۱	-۳۷ ۱	۳۰۰۰	۳۰۰۰	-۹۵/۹	-9\$/AY	۳M	
-1/52	-1/52	۶۸/۳۶	۶۸/۳۶	۳۰۰۰	۳۰۰۰	۶۵/۳	۶۵/۲۹	۴M	
-1/29	– ۱/۲۹ <b>۸</b>	-184/8	$-\lambda\lambda\gamma/\delta$	۳۰۰	٣٠٠	-۵۹/۸	- <b>Δ</b> ٩/ <b>λ</b>	۵M	
-•/ΔY	-•/۵۶۹V	-۲/۹۴	-۲/۹۳۳	۳۰۰	۳۰۰	۲۵	۲۵	۶M	

جدول ۳: اعتبار سنجی گاز طبیعی مایع Table 3. Verification of simulation the Liquefied natural gas



Fig. 4. Verification of simulation for a) the Kalina cycle b) the Transcritical CO2 cycle

کیلووات و بازده اگزرژی ۵۲/۵۴ درصد بدست میآیند، در واقع این حالت نشان میدهد که ۷۴/۲۲ درصد از انرژی حرارتی توسط چاهها اتلاف شده است.

جدول ۴. اعتبار سنجی چرخه تبخیر آنی تک مرحلهای Table 4. Verification of simulation the single flash cycle

اختلاف نتايج (٪)	مطالعه یاری [۳]	مطالعه حاضر	پارامتر
•/• 78	۷۵/۹۳	۲۵/۹۵	کار چرخه (kW)
٠/٨۴	A/AYY	٨/۶۵	بازدہ حرارتی (%)
•/۵٨	13/44	۱۳/۸۵	بازده اگزرژی (%)
١/٣٣	14.18	۱۴۲/۵	تخریب اگزرژی (kW)

## ۴–۱– نتایج مطالعه پارامتری

یک مطالعه پارامتریک برای بررسی اثرات متغیرهای تصمیم گیری روی عملکرد سیستمهای ترمودینامیکی انجام میشود. برای نتایج جدول ۵، تغییر فشار جداساز اول روی توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی چرخهی ترکیبی پیشنهادی در شکل ۵ به نمایش درآمده است، با افزایش فشار جداساز تا ۱۰/۷۲ بار، مقدار دبی عبوری از

توربین فشار بالا کاهش پیدا کرده ولی از سوی دیگر فشار و به طبع آن آنتالپی ورودی توربین فشار بالا افزایش پیدا میکند. با افزایش فشار جداساز، افزایش آنتالپی بر کاهش دبی عبوری غلبه کرده و باعث افزایش توان خروجی توربین فشار بالا میشود، از سوی دیگر با بالا رفتن فشار جداساز دوم، دمای اشباع متناظر با ورودی چرخه کالینا و



شکل ۵: تاثیر فشار جداساز اول روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی

Fig. 5. Effects of the first separator pressure on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle

اگزرژی کل (kW)	آنتروپی (kJ/kg)	آنتالپی (kJ/kg.K)	دبی (kg/s)	فشار (bar)	دما (C°)	سيال	
18077	۲/۹۸۸	110.	۵۷	۱۰/۷۲	۱۸۳	زمین گرمایی	١
18828	٣/٠٠٢	110.	۵۷	٩	140/4	زمین گرمایی	۲
99.V	8/877	2008	11/42	٩	140/4	زمین گرمایی	٣
2112	8/881	788.	11/42	۵	۱۵۱/۹	زمین گرمایی	۴
18920	٢/٩١٢	11	۵۳	٧	180	زمین گرمایی	۵
18468	2/942	11	۵۳	۵	۱۵۱/۹	زمین گرمایی	۶
22192	٣/۶٠٢	۱۳۸۰	54/44	۵	۱۵۱/۹	زمین گرمایی	٧
14461	۶/۸۲۱	2749	22/21	۵	۱۵۱/۹	زمین گرمایی	٨
١۵۵۵	٧/١٨٣	۲ ۱ ۳۷	22/21	•/•٣١۶٩	۲۵	زمین گرمایی	٩
۱۳/۸۵	۰/٣۶٧	۱۰۴/۸	22/21	•/•٣١۶٩	۲۵	زمین گرمایی	١٠
۱۶/۲۸	۰/٣۶٧	۱ • ۴/۹	22/21	۱.۱	۲۵	زمین گرمایی	11
8471	۲/+ ۹۵	742/9	40/DV	٩	140/4	زمین گرمایی	١٢
3117	١/۵۵۶	۵۱۵/۸	40/DV	٩	177/V	زمین گرمایی	۱۳
<b>۲۶۹/۳</b>	٠/٨٨٩	TV1/0	40/DV	٩	84/8N	زمین گرمایی	14
4411	۱/٨۶ ۱	84.14	41/82	۵	۱۵۱/۹	زمین گرمایی	۱۵
۵٩۶/۸	•/እ۴٣	۲۵۵/۶	41/82	۵	<i>۶۰</i> /۹۷	زمین گرمایی	18
51201	-1/411	$-\Upsilon \Upsilon \Upsilon / \Upsilon$	11.	84/44	۲۵	دىاكسيدكربن	۱۷
26164	-1/479	$-\Upsilon \cdot Y/\Lambda$	11.	55 J/W	۵۰/۹۷	دىاكسيدكربن	۱۸
21126	-1/•۶۶	-81/49	11.	221/W	۵/۳۱۱	دىاكسيدكربن	۱۹
8.246	-•/ <b>\</b> ٣۶٧	37/81	11.	55 J/W	180/4	دىاكسيدكربن	۲۰
73.49	-•/ <b>\.</b> •۶۶	- ۲۴/•۵	11.	84/34	۶۲/۹	دىاكسيدكربن	۲۱
180220	•/٣٢٣۴	$- \Upsilon \Upsilon / \Delta S$	۱۰/۱۸	٨/•٩١	۲۵	آب-آمونياک	22
180739	•/٣٢۶١	-7 • /97	۱۰/۱۸	۲ ۱	۲۵/۳۹	آب–آمونياک	۲۳
1802.8	•/۶۵•٩	V9/FV	۱۰/۱۸	۲ ۱	46/01	آب–آمونياک	74
184292	٣/٧٧ ١	١١٧٣	۱۰/۱۸	71	1 1 T/Y	آب-آمونياک	۲۵
142192	۴/۷۱۶	104.	۷/۲۷۵	۲ ۱	1 1 T/V	آب–آمونياک	۲۶
20.92	1/4.4	779/V	۲/۹۰۵	71	1 1 T/Y	آب-آمونياک	۲۷
24920	۰/۳۸۸۶	$-\gamma\lambda/1$	۲/۹۰۵	۲ ۱	۳۵/۳۹	آب–آمونياک	۲۸
24921	۰/۳۹۳۵	-77/11	۲/۹۰۵	٨/•٩١	30/84	آب-آمونياک	۲۹
141110	۴/۷۸۲	14.1	٧/٢٧۵	٨/٠٩١	<u>۲۳/۴۳</u>	آب–آمونياک	٣٠
188014	$r/\Delta rv$	٩٨٠/۴	۱۰/۱۸	٨/٠٩١	۶۶/۰۹	آب–آمونياک	۳۱
•	•/7747	۶۳/۰ ۱	۱۳۷۱	١	۱۵	آب	۳۲
۴۷۱/٨	•/٣١•۴	٨٨/١١	۱۳۷۱	١	۲۱	آب	٣٣
۳۷۳۹۰	-۶/۶۸۲	-911/۵	۳۵	١	-181/8	گاز طبیعی مایع	۱M
TYDAY	-۶/۶V۵	- <b>٩ • ٣</b> /٩	۳۵	٣٠	- <b>\&amp;</b> •/V	گاز طبیعی مایع	۲M
27782	- <b>۴</b> /۶۹۷	- <b>F</b> 11/A	۳۵	٣٠	-۹۵/۸۸	گاز طبیعی	۳M
1901.	$-1/\Delta$ 9A	47/57	۳۵	٣٠	54/11	گاز طبیعی	۴M
886.	$-1/\text{TV}\Delta$	- <b>7 • ۳</b> /۹	۳۵	٣	-84/42	گاز طبیعی	۵M
۷۵۳۵	-•/۶۴۵۹	-۲۵/۲۶	۳۵	٣	۱۵	گاز طبیعی	۶M
41/29	•/٣۶٩۶	1•8/1	41/82	۵	۲۵/۲	زمین گرمایی	۴.

جدول ۵ مشخصات ترمودینامیکی چرخهی ترکیبی مورد بررسی Table 5. Calculated thermodynamic properties of the streams

دىاكسيدكربن گذربحرانى نيز بالاتر مىرود و اين حالت افزايش باعث 👘 توان خالص كل چرخه افزايش يابد. افزايش توان ورودى بر اثر افزايش حرارتی و اگزرژی کل چرخهی ترکیبی نیز میشود.

می شود که توان توربین گذر بحرانی و کالینا و همچنین توربین گاز فشار جداساز، با توجه به روابط (۱۳) تا (۱۵) باعث افزایش بازده طبیعی افزایش یابد، این افزایش توان در چهار توربین باعث میشود شده است، با افزایش نسبت فشار (نسبت فشار بالای چرخه به فشار بحرانی)، فشار بالای چرخه گذر بحرانی افزایش پیدا کرده و در نتیجه مقدار کار پمپ و توربین چرخه دیاکسیدکربن همزمان افزایش مییابد، در نتیجه اثر متضادی را روی توان خالص چرخهی دیاکسیدکربن و کل چرخهی ترکیبی میگذارد و در یک نسبت فشار مشخص به بیشترین مقدار خود میرسد. با افزایش نسبت فشار تا مقدار بهینه مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و اگزرژی تقریبا به ترتیب تا ۲۶۵۰۰ کیلووات، ۲۵٪ و ۱۹۲/۲ افزایش مییابند.



شکل ۷. تاثیر نسبت فشار چرخهی گذر بحرانی روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی

Fig. 7. Effects of the CO2 cycle pressure ratio on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle

از جمله پارامترهای مهم در طراحی چرخه ترکیبی پیشنهادی، فشار بالای کالینا یا فشار ورودی توربین کالینا میباشد، تاثیر فشار بالای کالینا را در شکل ۸ روی توان خالص، بازده انرژی و اگزرژی ملاحظه میشود، با افزایش فشار بالای کالینا، ابتدا کار خالص کالینا افزایش و سپس کاهش مییابد، در حالیکه کار با افزایش فشار، آنتالپی



شکل ۸. تاثیر فشار بالای چرخهی کالینا روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی

Fig. 8. Effects of the kalian high pressure on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle

تاثیر فشار جداساز دوم یا همان فشار خروجی شیر انبساط ۲ روی توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی در شکل ۶ ترسیم شده است، طبق نتایج بدست آمده، تاثیر فشار جداساز دوم نیز همانند فشار جداساز اول بوده و همزمان توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی با افزایش فشار جداساز تا فشار چاه فشار پایین به مقدار بیشینه خود می سد. با افزایش فشار جداساز دوم، فشار نقطه ۴ افزایش می یابد و باعث می شود تا آنتالیے، خروجی توربین فشار بالا و به تبع آن توان آن کاهش یابد، از سوی دیگر همانند بحث در قسمت قبلی با افزایش فشار جداساز دوم، افزایش تغییرات آنتالپی بر کاهش دبی غلبه کرده و توان تولیدی توربین فشار پایین افزایش می یابد، همچنین با افزایش فشار جداساز دوم، دمای اشباع متناظر با آن افزایش یافته و باعث می شود تا انرژی بیشتری در پیشخنککن چرخه گذر بحرانی به سیال داده و در نتیجه توان تولیدی توربین چرخه گذر بحرانی افزایش یابد، از سوی دیگر با افزایش دمای ورودی توربین گذر بحرانی، دمای خروجی توربین نیز افزایش می یابد و باعث می شود تا در مبدل حرارتی دوم انرژی بیشتری به گاز طبیعی قبل از ورود به توربین داده و منجر به افزایش توان توربین گاز طبیعی شود. در این حالت افزایش فشار جداساز تاثیری روی توان توربین چرخهی کالینا نداشته است. پس در نهایت افزایش توان سه توربین بر کاهش توربین فشار بالا غلبه کرده و باعث میشود توان خالص و به تبع آن بازده حرارتی و اگزرژی همانند شکل ۶ همیشه روندی صعودی داشته باشد.

در شکل ۷ تاثیر نسبت فشار چرخه دیاکسیدکربن روی توان خالص، بازده انرژی و اگزرژی برای چرخهی پیشنهادی نشان داده



شکل ۶ : تاثیر فشار جداساز دوم روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی

Fig. 6. Effects of the second separator pressure on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle

ورودی مبدل حرارتی اول کم شده و باعث می شود انرژی وارده به گاز طبیعی کمتر شده و کار توربین گاز طبیعی کم شود و در حالت کلی توان خالص، طبق روند شکل ۸ کم شود. بازده حرارتی و اگزرژی نیز با توجه به روابط (۱۳) تا (۱۵) با روندی مطابق با توان خالص با افزایش فشار چرخه کالینا، کاهش می یابند.



شکل ۹. تاثیر فشار پمپ گاز طبیعی مایع شده روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی

Fig. 9. Effects of the LNG pump pressure on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle تاثیر فشار پمپ گاز طبیعی مایع شده روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی در شکل ۹ ترسیم شده است، با افزایش فشار پمپ قسمت گاز طبیعی مایع شده، مقدار کار مصرفی پمپ و مقدار توان توربین گاز طبیعی افزایش مییابند، افزایش توان توربین گاز طبیعی بسیار بیشتر از افزایش توان مصرفی پمپ بوده که سبب میشود توان قسمت گاز طبیعی، توان کل چرخه

پمپ تا مقدار ۳۰ بار مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و اگزرژی تقریبا به ترتیب تا ۲۵۹۰۰ کیلووات، ۲۵/۱٪ و ۶۴۸ افزایش یابند.

با افزایش دمای اختلاف تنگش اواپراتور چرخه دی کسیدکربن گذر بحرانی، باعث کاهش مقدار توان تولیدی توربین گذر بحرانی می شود، در واقع افزایش حداقل اختلاف دمایی، باعث افزایش بر گشت نایذیری در اوایراتور و نهایتا کاهش گرمای منتقل شده به سیال چرخه گذر بحرانی می شود این روند کاهشی باعث کاهش توان توربین چرخه گذر بحرانی و در نتیجه برای کل چرخه ترکیبی می شود که این روند در شکل ۱۰-الف قابل مشاهده است همچنین در شکل ۱۰-ب تاثیر اختلاف دمای نقطه تنگش اوایراتور ۲ روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی به نمایش درآمده است، با افزایش اختلاف دمای نقطه تنگش اواپراتور چرخه کالینا، دمای خروجی از اواپراتور و به تبع آن دمای وردی توربین کاهش پیدا می کند، این کاهش دما باعث کاهش آنتالیی ورودی توربین چرخه کالینا شده و توان چرخه کالینا کاهش می یابد، از سوی دیگر کاهش آنتالپی ورودی توربین باعث کاهش آنتالیی ورودی مبدل حرارتی اول شده و باعث می شود که انرژی کمتری به گاز طبیعی مایع شده رسیده و در نتیجه توان توربین گاز طبیعی مایع شده نیز کمتر شود، در نتیجه در حالت کل باعث می شود با افزایش اختلاف دمای نقطه تنگش اوایراتور ۲ مقدار توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی کم شوند. به ازای حداقل اختلاف نقطه تنگش اواپراتور ۲ به ازای ۱۰ درجه سلسیوس، توان، راندمان انرژی و اگزرژی چرخهی ترکیبی تقریبا به ترتیب دارای مقادیر ۲۶۰۰۰ کیلووات، ۲۴/۵ درصد و ۵۳/۱ درصد باشند.



شکل ۱۰. تاثیر اختلاف دمای نقطه تنگش الف) اواپراتور ۱ و ب) اواپراتور ۲ روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی Fig. 10. Effects of the a) evaporator 1 b) evaporator 2 pinch point temperatures difference on the net output power, thermal and exergy efficiencies in the combined cycle

تاثیر همزمان فشار جداسازها (یا فشار شیر انبساط اول و دوم) روی توان خالص چرخه، بازده حرارتی و اگزرژی در شکل ۱۱ نمایش داده شده است، طبق نتایج حاصله از شکل ۱۱–الف، چرخه ترکیبی در حالتی که دارای بیشترین مقدار فشار باشند بیشترین مقدار توان خالص حاصل میشود که شکلهای ۴ و ۵ نیز موید این مطلب میباشند. شکلهای ۱۱–ب و ۱۱–ج نیز نشان میدهند به ازای بیشترین مقدار شیر جداسازها بیشترین مقدار بازده حرارتی و اگزرژی حاصل میشود که نشان میدهد این دو پارامتر مستقل از یکدیگر عمل میکندد.

برای مقادیر موجود در جدول ۵ نتایج تخریب اگزرژی اجزای چرخه پیشنهادی جدید در شکل ۱۲ نشان داده شدهاند. مقدار تخریب اگزرژی کل در این حالت ۲۹۶۸۶ بدست آمده است، مبدل حرارتی اول و دوم، توربین فشار پایین و توربین گاز به ترتیب بیشترین مقدار تخریب اگزرژی را دارند. مقدار بسیار زیاد تخریب اگزرژی مبدلها

به علت اختلاف دمایی بسیار زیاد به علت دمای بسیار پایین گاز طبیعی مایع میباشد، این امر سبب ایجاد اختلاف دمایی بسیار زیاد مبدلهای حرارتی شده و در نتیجه باعث بالا بودن تخریب اگزرژی میشود. همچنین تخریب اگزرژی توربینها که بسیار بالا میباشد را میتوان با افزایش بازده توربینها که مستلزم هزینه بیشتر میباشد، کاهش داد. برای نتایج شکل ۱۲ بازده اگزرژی ۵۲/۵۴ بدست آمده است که در واقع نشان میدهد ۴۷/۴۶ درصد اگزرژی از چاههای زمین گرمایی و خروجی گاز شهری اتلاف شده است. برای این بررسی برای چرخه ترکیبی، شیرهای انبساط و جداسازها و اختلاط کنندهها تخریب اگزرژی بسیار کمی حاصل شده است.

## ۲-۴- نتایج بهینهسازی

نتایج بهینهسازی برای غلظتهای مختلف آمونیاک در مخلوط نسبت به فشار جداساز اول و دوم، نسبت فشار چرخه گذر بحرانی،



شکل ۱۱. بررسی همزمان فشارهای جداساز اول و دوم روی الف) کارخالص چرخه ب) بازده حرارتی ج) بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی Fig. 11. Simultaneous effects of the first and second separator pressures on the a) net output power, b) thermal efficiency c) exergy efficiency in the combined cycle



شکل ۱۲. نرخ تخریب اگزرژی چرخههای ترکیبی. Fig. 12. The rate of exergy destructions in the components of combined cycle

فشار بالای چرخه کالینا و فشار خروجی پمپ گاز طبیعی مایع شده در جدول ۶ ارائه شده است. با توجه به نتایج بهینهسازی مشخص است که با افزایش غلظت آمونیاک توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی افزایش مییابد، طبق نتایج بهینهسازی با رسیدن فشار دو جداساز به فشار چاهها و همچنین افزایش فشار پمپ گاز طبیعی به نشان میدهار توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی نتایج مطلوبتری را نشان میدهند. طبق این نتایج برای چرخهی ترکیبی در حالتیکه گاز طبیعی تولید میشود، توان خالص، تخریب اگزرژی، بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب دارای مقدار ۲۰۶۱۰ کیلووات، ۲۸۶۳۱ کیلووات، ۱۹۸۶ درصد و ۲۹/۹۲ درصد میباشند. در یک حالت دیگر، نتایج بهینهسازی چرخه ترکیبی از چاههای زمین گرمایی برای حالتیکه بدون تولید گاز طبیعی باشد، در جدول ۷ آمده است، در حالت بهینه برای این حالت مقدار توان خالص، بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب

جدول ۶. نتایج بهینهسازی برای چرخه پیشنهادی همراه با تولید گاز طبیعی Table 6. . The optimization results for the proposed cycle with natural gas production

<i>x</i> =•/Y	$x=\cdot/\lambda$	<i>x</i> =•/٩	پارامترهای بینه سازی شده/ مشخصات عملکردی
۱۰/۷۲	۱۰/۷۲	۱۰/۷۲	فشار جداساز اول (bar)
٧	٧	٧	فشار جداساز دوم (bar)
1./.4	۱۰/۰۵	۱۰/۱	فشار بالای چرخه کالینا (bar)
۲/۱۶	۲/۱۷۵	١/٨٥٣	نسبت فشار چرخه گذر بحرانی (-)
۳۰	۳۰	۳۰	فشار خروجی پمپ گاز طبیعی (bar)
29888	۳۰۳۳۸	۳۰۶۱۰	کار خالص چرخه ترکیبی (kW)
۲۸/۴۳	۲۸/۸۹	۲٩/١۶	بازده حرارتی (%)
۵۵/۵۴	۵۶/۴۸	56/95	بازده اگزرژی (%)
29228	۲۸۸۳۹	22621	تخریب اگزرژی (kW)

جدول ۷. نتایج بهینه سازی برای چرخه ترکیبی بدون تولید گاز طبیعی
Table 7. The optimization results for the proposed cycle with-
out natural gas production

<i>x</i> =•/Y	$x=\cdot/\lambda$	<i>x</i> =•/٩	پارامترهای بینه سازی شده/ مشخصات عملکردی
٨/•۶٩	٩/١۶۶	٩/۵٨۶	فشار جداساز اول (bar)
4/429	۴/۷۵۶	۴/۸۴۹	فشار جداساز دوم (bar)
۲ • /۹۱	۲۸/۴۱	36/64	فشار بالای چرخه کالینا (bar)
۲/۷۴۴	٢/٧٩٩	۲/۷۶۶	نسبت فشار چرخه گذر بحرانی (-)
1980	19498	1984	کار خالص چرخه ترکیبی (kW)
18/49	18/80	۱۶/۸۹	بازده حرارتی (%)
83/21	۶۳/۸۳	۶۴/۷۵	بازده اگزرژی (%)
7668	۸۳۰۶	1141	تخریب اگزرژی (kW)

گردید که در حالت بهینه چرخه یترکیبی دارای تولید گاز طبیعی نتایج بهتری را به لحاظ بازده حرارتی چرخه ترکیبی نشان می دهد ولی برای چرخه پیشنهادی، برای حالت بدون تولید گاز طبیعی، تخریب اگزرژی بسیار کمتر و بازده اگزرژی بالاتری ملاحظه می شود، در واقع این حالت به علت بالا بودن تخریب اگزرژی مبدل های حرارتی برای تولید گاز طبیعی می باشد. همچنین به منظور بررسی بیشتر چرخه تولید گاز طبیعی با مطالعه پیشین (که دارای شرایط یکسانی بوده) مقایسه گردیده و این مقایسه در جدول ۸ آمده است. ملاحظه می گردد که برای آرایش جدید، توان و بازده حرارتی به مقدار زیادی افزایش یافته است.

## ۵- نتیجهگیری

با توجه به دو چاه مورد بهرهبرداری شده در منطقه سبلان، یک آرایش ترکیبی که شامل دو چرخهی تبخیر آنی، چرخه کالینا، چرخه جدول ۸. مقایسهی عملکرد چرخهی پیشنهادی با چرخه ترکیبی تبخیر آنی تک مرحلهای با گذر بحرانی و رانکین آلی

Table 8. Performance comparison of the proposed combined cycle in this work with the another combined cycle (flash combined (cycle with supercritical carbon dioxide and organic Rankine cycle

بازده اگزرژی (%)	بازده حرارتي (%)	توان خالص چرخه (kW)	
۶۵/۷۴	14/10	748	پژوهش پیشین [۱۶]
۵۶/۹۲	29/18	۳۰۶۱۰	کار حاضر

رانکین گذر بحرانی و قسمت گاز طبیعی مایع شده میباشد به عنوان یک چرخه ترکیبی جهت تولید توان بیشتر و گاز طبیعی استفاده شده است، پس از یک بررسی جامع برای این چرخهی ترکیبی، خلاصه نتایج پارامتریک و بهینهسازی به صورت زیر بیان شدهاند:

- برای حالت اولیه مورد بررسی برای چرخهی پیشنهادی، توان خالص تولیدی ۲۷۷۰۲ مگاوات، بازده حرارتی ۲۵/۸۸ درصد، تخریب اگزرژی کل ۲۹۸۶۶ کیلووات و بازده اگزرژی ۵۲/۵۴ درصد محاسبه شده است.

- با افزایش فشارهای جداساز اول و دوم مقدار توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخهی ترکیبی برای تولید گاز طبیعی نتایج بهتری را نشان میدهد.

- برای یک مقدار نسبت فشار چرخهی گذر بحرانی مقدار توان بهینه شده، در حالیکه توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی برای مقدار کم فشار بالای چرخهی کالینا مطلوب ارزیابی گردید.

- با افزایش اختلاف دمای نقطه تنگش اوایراتورها، توان تولیدی، بازده حرارتی و اگزرژی کاهش می یابد، بطوریکه با در نظر گرفتن اختلاف دمای نقطه تنگش اوایراتور دوم به ازای ۱۰ درجه سلسیوس، توان چرخهی ترکیبی، راندمان انرژی و اگزرژی تقریبا به ترتیب مقادیر ۲۶۰۰۰ کیلووات، ۲۴/۵ درصد و ۵۳/۱ درصد بدست آمدهاند.

- برای چرخهی ترکیبی مورد بررسی مبدل های حرارتی برای توليد گاز طبيعي، توربين فشار پايين و توربين گاز طبيعي بيشترين مقدار تخریب اگزرژی را دارند.

- با افزایش فشار یمپ قسمت گاز طبیعی مایع شده تا ۳۰ بار، مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و اگزرژی تقریبا به ترتیب تا ۲۵۹۰۰ کیلووات، ۲۵/۱ درصد و ۵۴ درصد افزایش می یابند.

- چرخهی ترکیبی در حالتی که دارای قسمت گاز طبیعی مایع شده است نتایج بهتری برای تولید توان و بازده حرارتی را نسبت به حالت بدون قسمت گاز طبیعی نشان داد، در حالیکه بازده اگزرژی

برای چرخهی بدون گاز طبیعی مطلوبتر ارزیابی گردید. - برای حالت بهینه توان خالص، تخریب اگزرژی، بازده حرارتی و اگزرژی به ترتیب دارای مقدار ۳۰۶۱۰ کیلووات، ۲۸۶۳۱ کیلووات، ۲۹/۱۶ درصد و ۵۶/۹۲ درصد حاصل گردید که بهبود در تولید توان چرخهی ترکیبی نسبت به مطالعه قبلی حاصل گردید.

> ننده J

%

## فهرست علائم

#### علائم انگلیسی

0	
نرخ تخریب اگزرژی، kW	Ėx
أنتالپی مخصوص، kJ/kg	h
نرخ دبی، kg/s	ṁ
فشار، bar	P
أنتروپی مخصوص، kJ/kg.K	S
دما، C°	Т
شير انبساط سوم و ابزوربر	TVA
شير انبساط دوم و مخلوط كنن	TVM
شیر انبساط اول و جداساز اول	TVS
توان خالص، kW	$\dot{W}_{net}$
علائم يونانى	
بازده اگزرژی، %	$\eta_{_{ex}}$
بازده حرارتی، %	$\eta_{\scriptscriptstyle th}$
راندمان أيزنتروپيک پمپ، %	$\eta_{\scriptscriptstyle P}$
راندمان أيزنتروپيک توربين، %	$\eta_{_T}$
	زيرنويس
تخريب اگزرژی	D
اگزرژی سوخت	F
پمپ چرخه فلش	FP
مبدل حرارتي	H.E
توربين فشار بالا	HPT
پچرخه کالینابی سیستم ۱۱	KCS11
پمپ چرخه کالینا	KCP
توربين چرخه كالينا	KCT
توربين فشار پايين	LPT
پمپ گاز طبیعی	NGP
توربین گاز طبیعی	NGT
اگزرژی محصول	P
نقطه تنگش	PP
چرخه رانکین گذر بحرانی	TRC
پمپ چرخه گذر بحرانی	TRCP
توربين چرخه گذر بحرانی	TRCT

- [11] S. Jalilinasrabady, R. Itoi, P. Valdimarsson, G. Saevarsdottir, H. Fujii, Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept, Geothermics, 43 (2012) 75-82.
- [12] S.M. Bina, S. Jalilinasrabady, H. Fujii, Thermoeconomic evaluation of various bottoming ORCs for geothermal power plant, determination of optimum cycle for Sabalan power plant exhaust, Geothermics, 70 (2017) 181-191.
- [13] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Proposal and Analysis of a New Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells, Journal of Mechanical Engineering University of Tabriz, 47(3) (2017) 139-147. (in Persian).
- [14] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergy Analysis of a New Proposed Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells,, Journal of Mechanical Engineering University of Tabriz, 48(1) (2018) 251-260. (in Persian).
- [15] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan geothermal power plant in Iran, Energy Conversion and Management, 143 (2017) 377-390.
- [16] m. abdolalipouradl, S. Khalilarya, s. jafarmadar, Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source, Modares Mechanical Engineering, 18(4) (2018) 11-22. (in Persian).
- [17] T. Lu, K. Wang, Analysis and optimization of a cascading power cycle with liquefied natural gas (LNG) cold energy recovery, Applied Thermal Engineering, 29(8-9) (2009) 1478-1484.
- [18] H. Ghaebi, T. Parikhani, H. Rostamzadeh, A novel trigeneration system using geothermal heat source and liquefied natural gas cold energy recovery: Energy, exergy and exergoeconomic analysis, Renewable Energy, 119 (2018) 513-527.
- [19] A. Mosaffa, N.H. Mokarram, L.G. Farshi, Thermoeconomic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy, Geothermics, 65 (2017) 113-125.
- [20] H. Ghaebi, A.S. Namin, H. Rostamzadeh,

[1] C.R. Chamorro, M.E. Mondéjar, R. Ramos, J.J. Segovia, M.C. Martín, M.A. Villamañán, World geothermal power production status: Energy, environmental and economic study of high enthalpy technologies, Energy, 42(1) (2012) 10-18.

منابع

- [2] J.W. Lund, D.H. Freeston, T.L. Boyd, Direct application of geothermal energy: 2005 worldwide review, Geothermics, 34(6) (2005) 691-727.
- [3] M. Yari, Exergetic analysis of various types of geothermal power plants, Renewable Energy, 35(1) (2010) 112-121.
- [4] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, Comparative and parametric study of double flash and single flash/ ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria, Applied thermal engineering, 91 (2015) 479-495.
- [5] X. Zhang, M. He, Y. Zhang, A review of research on the Kalina cycle, Renewable and sustainable energy reviews, 16(7) (2012) 5309-5318.
- [6] J. Bao, L. Zhao, A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 24 (2013) 325-342.
- [7] Z. Shengjun, W. Huaixin, G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for lowtemperature geothermal power generation, Applied energy, 88(8) (2011) 2740-2754.
- [8] F. Mohammadkhani, F. Ranjbar, M. Yari, A comparative study on the ammonia–water based bottoming power cycles: The exergoeconomic viewpoint, Energy, 87 (2015) 425-434.
- [9] M.-H. Yang, R.-H. Yeh, Economic performances optimization of the transcritical Rankine cycle systems in geothermal application, Energy Conversion and Management, 95 (2015) 20-31.
- [10] Y. Noorollahi, M.S. Shabbir, A.F. Siddiqi, L.K. Ilyashenko, E. Ahmadi, Review of two decade geothermal energy development in Iran, benefits, challenges, and future policy, Geothermics, 77 (2019) 257-266.

- [25] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal design and optimization, John Wiley & Sons, 1996.
- [26] M. Sadeghi, A. Nemati, M. Yari, Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of various ORC (organic Rankine cycle) configurations using zeotropic mixtures, Energy, 109 (2016) 791-802.
- [27] A. Elsayed, M. Embaye, R. Al-dadah, S. Mahmoud, A. Rezk, Thermodynamic performance of Kalina cycle system 11 (KCS11): feasibility of using alternative zeotropic mixtures, International Journal of Low-Carbon Technologies, 8(1) (2013) 69-78.
- [28] F. Vélez, J. Segovia, F. Chejne, G. Antolín, A. Quijano, M.C. Martín, Low temperature heat source for power generation: exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle, Energy, 36(9) (2011) 5497-5507.

Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery, Journal of Cleaner Production, 189 (2018) 279-296.

- [21] A. Sadreddini, M.A. Ashjari, M. Fani, A. Mohammadi, Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO 2 cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas, Energy Conversion and Management, 167 (2018) 9-20.
- [22] N. Akbari, Introducing and 3E (energy, exergy, economic) analysis of an integrated transcritical CO2 Rankine cycle, Stirling power cycle and LNG regasification process, Applied Thermal Engineering, 140 (2018) 442-454.
- [23] S. Klein, F. Alvarado, EES—Engineering Equation Solver. F-Chart Software. 2002.
- [24] Ahrendts J, Reference states. Energy, 5(8-9) (1980) 666-677.