



## تحلیل انرژی چرخه ترکیبی پیشنهادی دی اکسید کربن فوق بحرانی و رانکین آلی از منبع زمین گرمایی سبلان

مهران عبدالعلی پورعدل<sup>1</sup>، شهرام خلیل آریا<sup>2\*</sup>، صمد جعفرمدار<sup>2</sup>

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه

2- استاد، مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه

\* ارومیه، صندوق پستی 5756-1518189 sh.khalilarya@urmia.ac.ir

### چکیده

### اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 26 آذر 1396

پذیرش: 28 بهمن 1396

ارائه در سایت: 24 اسفند 1396

کلید واژگان:

تحلیل انرژی

نیروگاه زمین گرمایی سبلان

چرخه رانکین آلی

چرخه دی اکسید کربن فوق بحرانی

استفاده از انرژی های نو از جمله انرژی زمین گرمایی به سرعت در جهان در حال گسترش می باشد، منطقه سبلان در ایران پتانسیل بسیار خوبی برای تولید توان از منابع انرژی زمین گرمایی را دارا می باشد. در این مقاله یک چرخه ترکیبی تولید توان جدید (چرخه ترکیبی تبخیر آبی با چرخه دی اکسید کربن فوق بحرانی و رانکین آلی) با توجه به دو چاه با دما و فشار متفاوت برای منابع زمین گرمایی سبلان پیشنهاد شده است. برای چرخه رانکین آلی چهار سیال عامل مناسب در نظر گرفته شده و سپس چرخه ترکیبی پیشنهادی مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار می گیرد. در این مطالعه برای مبدل های چرخه دی اکسید کربن یک روش برای پیدا کردن محل نقطه تنگش پیشنهاد شده و در انتها چرخه پیشنهادی نسبت به فشار جداسازها، دمای اواپراتور دوم و نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن مورد بهینه سازی قرار گرفته است. نتایج نشان می دهد که سیال ان-پوتان مناسب ترین سیال برای چرخه رانکین آلی می باشد، که در حالت بهینه برای چرخه پیشنهادی توان خالص 19934 کیلووات، بازده انرژی 17.05% و بازده انرژی 65.38% محاسبه شده است. طبق نتایج تحلیل انرژی توربین فشار پایین زمین گرمایی دارای بیشترین تخریب انرژی می باشد. نتایج نشان می دهد که برای چرخه پیشنهادی در این مقاله توان خالص تولیدی 15.29%، بازده حرارتی 17.06% و بازده انرژی 18.35% نسبت به مطالعات قبلی بهبود یافته اند.

## Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source

Mehran Abdolalipouradl, Shahram Khalilarya\*, Samad Jafarmadar

Department of Mechanical Engineering, Urmia University, Urmia, Iran

\* P.O.B. 5756-1518189 Urmia, Iran, sh.khalilarya@urmia.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 17 December 2017  
Accepted 17 February 2018  
Available Online 15 March 2018

#### Keywords:

Exergy analysis  
Sabalan Geothermal Power Plant  
Organic Rankine Cycle  
Supercritical Carbon Dioxide Cycle

### ABSTRACT

The use of new energies, including geothermal energy, is rapidly developing in the world. In Iran, the Sabalan area has a great potential for generating energy from geothermal energy sources. In this paper, a new power generation combined cycle (flash combined cycle with supercritical carbon dioxide and organic Rankine cycle) is proposed with respect to two wells with different temperatures and pressures for Sabalan geothermal sources. For the organic Rankine cycle, four fluids are considered appropriately and then proposed combination cycle is investigated by energy and exergy analysis. In this study, a new method proposed for the determination of Pinch point for carbon dioxide heat exchangers. In the end the proposed cycle has been optimized relative to separators pressure, the second evaporator temperature and the carbon dioxide cycle pressure ratio. The results show that the n-butane agent has been selected as the most suitable fluid for the Rankine cycle. For the optimal condition, the net power of the proposed cycle is 19934 kW, the cycle efficiency will be 17.05% and the exergy efficiency will be 65.38%. The results of exergy analysis show that the low pressure turbine in geothermal have the highest value of exergy destruction. The results show that net power output, energy and exergy efficiencies of the proposed cycle in this paper is 15.29 %, 17.06% and 18.35% higher than the corresponding values obtained for the previously proposed system.

### 1- مقدمه

این وجود، تولید برق در سال های اخیر با استفاده از نیروگاه های زمین گرمایی افزایش یافته و در برخی کشورها بیش از 10 درصد کل تولید برق توسط این نیروگاه ها تولید می شود [2]. نیروگاه های بخار خشک، نیروگاه های بخار انبساط آبی و نیروگاه های چرخه رانکین سه نوع اصلی از نیروگاه های زمین گرمایی هستند که با توجه به دمای منبع زمین گرمایی مورد استفاده قرار می گیرند [3]. در صورتی که دمای منبع زمین گرمایی بیشتر از 235

در سال های اخیر، منابع انرژی تجدیدپذیر، به دلیل تاثیرات زیست محیطی سوخت های فسیلی، بسیار مورد توجه بوده است. انرژی زمین گرمایی در میان انرژی های تجدید پذیر به دلیل قابلیت اطمینان، پایداری و ظرفیت بالا بیشتر مورد توجه قرار گرفته است [1]. با توجه به پتانسیل بالای انرژی زمین گرمایی در سراسر جهان، تنها بخش محدودی از این منبع استفاده می شود. با

### Please cite this article using:

M. Abdolalipouradl, Sh. Khalilarya, S. Jafarmadar, Exergy analysis of a new proposal combined cycle from Sabalan geothermal source, Modares Mechanical Engineering, Vol. 18, No. 04, pp. 11-22, 2018 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

www.SID.ir

خروجی توربین چرخه رانکین را مورد بهینه‌سازی قرار دادند. در ایران منطقه سیلان دارای پتانسیل بسیار خوبی برای استفاده از انرژی زمین گرمایی می‌باشد، جلیلی نصرآبادی [15] برای نیروگاه زمین گرمایی سیلان را برای دو حالت چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای بررسی کرد. طبق نتایج برای چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای در فشار مخزن فلش 5.5 بار، توان خالص خروجی 31 مگاوات به دست آمد. برای چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای اگر فشار در مخازن فلش فشار بالا و پایین به ترتیب 5.7 و 1.1 بار باشند توان خالص می‌تواند به مقدار 49.7 مگاوات برسد. عامری و همکارانش [16] در تحقیقی به تحلیل انرژی، انرژی و بهینه‌سازی چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای برای نیروگاه زمین گرمایی سیلان پرداخته‌اند. در این مطالعه چرخه تبخیر دو مرحله‌ای نتایج بهتری را از لحاظ قانون اول و تولید توان نسبت به تبخیر آبی یک مرحله‌ای نشان داده است. عالی و همکارانش در تحقیقی [17] با در نظر گرفتن شرایط واقعی دو چاه زمین گرمایی سیلان چرخه جدیدی پیشنهاد کردند که حداکثر توان خالص 17.11 مگاوات و بازده حرارتی آن برابر 14.35٪ برای سیال R141b به دست آمد. در مطالعه‌ای دیگر عالی و همکارانش [18] به تحلیل انرژی چرخه جدید برای شرایط زمین گرمایی سیلان پرداختند، برای این چرخه بازده انرژی 53.38 درصد و تخریب انرژی کل 12467 کیلووات برای سیال R141b محاسبه گردید.

عالی و همکارانش [19] در تحقیقی دیگر به تحلیل انرژی و بهینه‌سازی چرخه جدید ترکیبی تبخیر آبی-رانکین با در نظر گرفتن اختلاف فشار و دمای چاه‌های نیروگاه زمین گرمایی سیلان پرداخته‌اند. در مطالعه عالی و همکاران [17-19] برای چاه‌های منطقه سیلان، سیال وارد شده به توربین کم‌فشار به صورت دوفازی بوده که ایجاد مشکل برای توربین می‌کند، در تحقیق حاضر یک چرخه جدید به منظور حل این مساله پیشنهاد می‌شود، در چرخه پیشنهادی جدید سیال خروجی از چاه‌های زمین گرمایی به صورت مجزا انبساط آبی شده و سپس وارد مخازن جداساز شده و در قسمت‌های مختلف چرخه بکار گرفته می‌شود، به منظور گرفتن توان انرژی بیشتر از سیال خروجی چاه‌های زمین گرمایی چرخه‌های رانکین آبی و دی‌اکسید کربن فوق بحرانی به چرخه اصلی اضافه شده است. در مبدل‌های چرخه دی‌اکسید کربن فوق بحرانی به علت مشخص نبودن مکان دقیق نقطه تنگش و دماهای خروجی یک روش برای پیدا کردن مکان دقیق نقطه تنگش و دماهای خروجی پیشنهاد می‌شود. در این مطالعه چرخه جدید پیشنهادی برای چاه‌های زمین گرمایی سیلان مورد تحلیل انرژی قرار گرفته و نسبت به پارامترهای مختلف بررسی شده و برای حاصل شدن بیشترین مقدار بازده انرژی نسبت به پارامترهای موثر بهینه‌سازی می‌شود.

## 2- توصیف چرخه جدید پیشنهادی

در حال حاضر در منطقه سیلان در ایران دو چاه با شرایط دمایی و فشاری مختلف مورد بهره‌برداری قرار گرفته است، با در نظر گرفتن این دو چاه چرخه جدیدی پیشنهاد شده است، طرحواره چرخه پیشنهادی جدید در "شکل 1" نشان داده شده است. در این چرخه، مطابق با شرایط چاه‌های منطقه سیلان، 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 جدا سازی بخار از مایع وارد توربین 1 می‌شود. همچنین آب زمین گرمایی چاه‌های فشار پایین بعد از منبسط شدن و ترکیب با آب خروجی از توربین 1، وارد جداساز 2 شده و پس از جداسازی مایع با بخار وارد توربین 2 شده و کار انجام

درجه سلسیوس باشد، بخار خشک استفاده می‌شود و در صورتی که بالاتر از 180 درجه سلسیوس باشد، بخار انبساط آبی تک و دو مرحله‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. در صورتی که دمای منبع زمین گرمایی کمتر از 180 درجه سلسیوس باشد، چرخه مناسب زمین گرمایی برای تولید توان چرخه رانکین می‌باشد. در میان چرخه‌هایی که به عنوان چرخه رانکین مورد استفاده قرار می‌گیرند، چرخه‌هایی با سیال عامل آبی بسیار مناسب بوده و می‌توانند در منابع زمین گرمایی دارای دمای کم و متوسط استفاده قرار گیرند [5,4]. در سال‌های اخیر مطالعات زیادی بر روی بررسی و بهینه‌سازی چرخه‌های نیروگاه‌های زمین گرمایی انجام شده است. زارع [6] در یک تحقیقی به بررسی و مقایسه ترمودینامیکی و انرژی‌اقتصادی سه چرخه رانکین ساده، چرخه رانکین با مبدل حرارتی داخلی و چرخه رانکین بازتاب برای سه سیال عامل پرداخت، چرخه رانکین با مبدل حرارتی داخلی دارای بیشترین بازده حرارتی و چرخه رانکین ساده از لحاظ اقتصادی مناسب‌ترین گزینه نسبت به سایر چرخه‌ها مورد ارزیابی قرار گرفت. شوکتی و همکاران [7] در تحقیقی به بررسی ترمودینامیکی و مقایسه‌ی عملکرد دو چرخه توان زمین گرمایی تبخیر تک‌مرحله‌ای-رانکین و تبخیر دو مرحله‌ای برای چهار سیال عامل R141b، R113، ان-هیتان و بخار آب پرداخته‌اند. طبق نتایج بدست آمده چرخه تبخیر تک مرحله‌ای-رانکین دارای بیشترین مقدار قانون اول و دوم بوده ولی چرخه تبخیر دو مرحله‌ای از لحاظ اقتصادی مناسب‌تر می‌باشد. شوکتی و همکاران [8] در تحقیقی دیگر به تحلیل انرژی و مقایسه‌ی عملکرد چرخه رانکین آبی<sup>1</sup> با مبدل حرارتی داخلی، رانکین آبی دوگانه، کالینا و چرخه رانکین با فشار دوگانه پرداخته‌اند. طبق این بررسی چرخه رانکین آبی فشار دوگانه دارای بیشترین توان تولیدی و چرخه کالینا اقتصادیترین چرخه مورد بررسی می‌باشد. یاری و همکاران [9] در یک بررسی به تحلیل اقتصادی و مقایسه چرخه رانکین آبی، چرخه کالینا و چرخه رانکین سه وجهی<sup>2</sup> برای منابع حرارتی دما پایین پرداختند که در این بررسی چرخه رانکین سه وجهی دارای توان تولیدی بهتری نسبت به چرخه‌های دیگر بود. کسکون و همکاران [10] در یک بررسی به تحلیل انرژی و بهینه‌سازی ترموآکونومیک چرخه‌های تبخیر آبی دو مرحله‌ای، رانکین، ترکیب تبخیری-رانکین و کالینا پرداخته‌اند. طبق این بررسی دوره برگشت سرمایه برای چرخه انبساط دو مرحله‌ای و کالینا 5.8 سال، برای چرخه ترکیبی 8.3 سال و برای چرخه رانکین 9 سال می‌باشد. یوکسل و همکاران [11] به تحلیل ترمودینامیکی یک چرخه ترکیبی تولید توان، تبرید و تولید هیدروژن با منبع انرژی زمین گرمایی پرداخته‌اند و با توجه به دمای زمین گرمایی، نقطه تنگش<sup>3</sup> و فشار ورودی و خروجی توربین مورد بهینه‌سازی قرار دادند. مینیونگ و همکاران [12] در یک تحقیق یک چرخه زمین گرمایی را با چرخه رانکین گذر بحرانی با سه سیال عامل دی‌اکسید کربن، R41 و R125 را از لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی کرده و سیال R125 نتایج بهتری نسبت به دو سیال دیگر نشان داده است. لکومپت و همکاران [13] در تحقیقی به بررسی ترموآکونومیکی سه چرخه جدید رانکین با سیال عامل آبی شامل چرخه زیر بحرانی، چرخه سه وجهی و چرخه گذر بحرانی را برای محدوده دمای منبع زمین گرمایی 100 تا 300 درجه سلسیوس پرداختند. ژاو و همکاران [14] به تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی یک چرخه ترکیبی تولید توان و تبرید با منبع انرژی زمین گرمایی پرداخته‌اند و با توجه به فشار مخزن انبساط، نقطه تنگش و فشار ورودی و

<sup>1</sup> Organic Rankine Cycle

<sup>2</sup> Trilateral Rankine Cycle

<sup>3</sup> Pinch Point

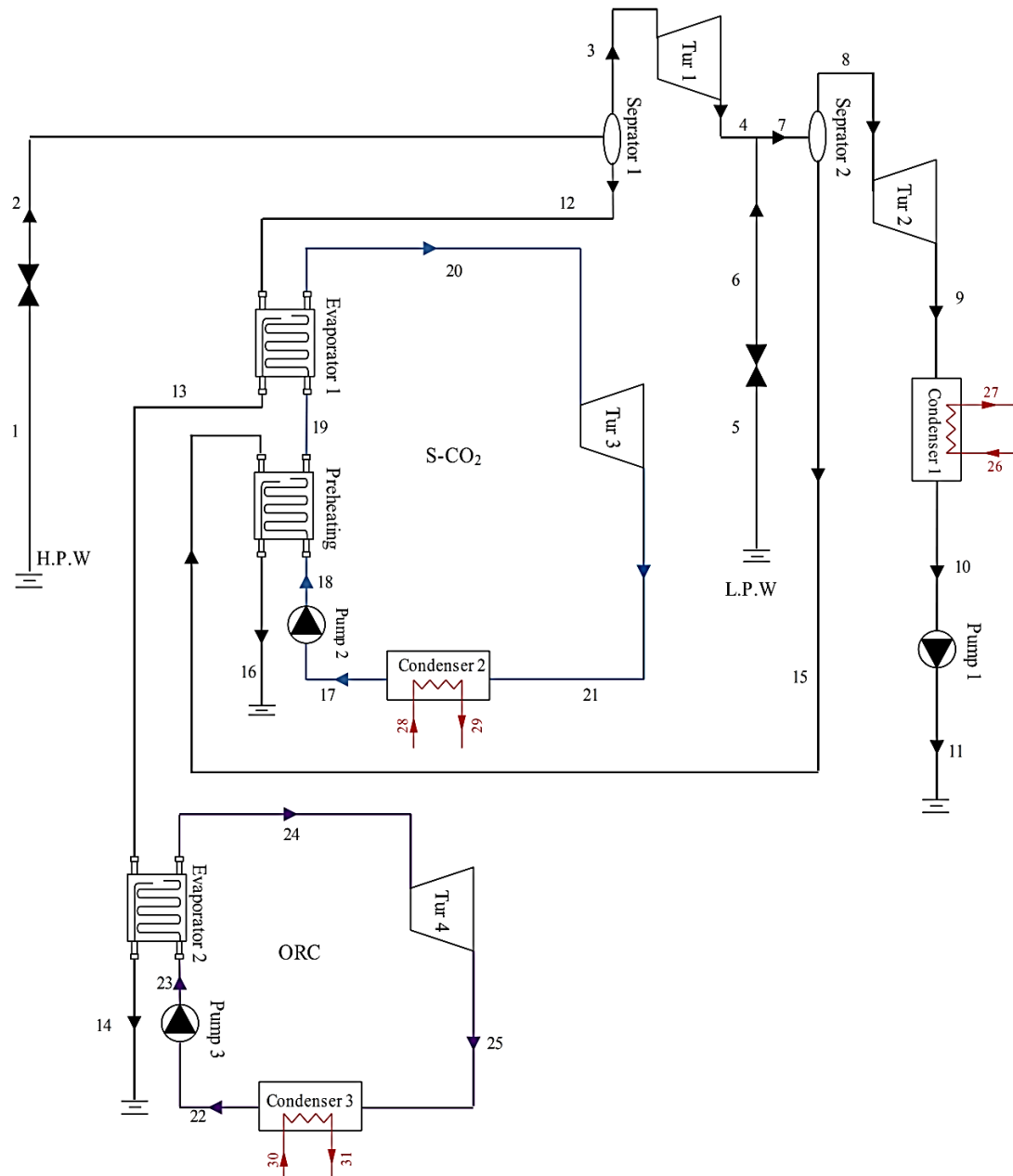


Fig. 1 New proposal cycle for power generation from Sabalan geothermal wells

شکل 1 چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاه‌های زمین گرمایی سیلان

مورد استفاده قرار می‌گیرد. سیال عامل آلی پس از گرفتن گرما در تبخیرکننده 2 وارد توربین 4 شده و بعد از تولید توان وارد کندانسور شده و به حالت مایع اشباع می‌رسد، سپس وارد پمپ 3 شده تا به فشار بالای چرخه رانکین آلی برسد در نهایت آب خارج شده از اواپراتور 2 به چاه زمین گرمایی برگشت داده می‌شود.

### 3- تحلیل ترمودینامیکی

#### 3-1- تحلیل انرژی

چرخه مورد نظر با در نظر گرفتن حجم کنترل، بالانس جرم و انرژی و برای هر یک از اجزای سیستم مطابق روابط (1) و (2) نوشته می‌شود [20]:

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

می‌شود، سپس جریان خارج شده از توربین 2 بعد از تبدیل به مایع اشباع شدن در کندانسور 1 وارد پمپ 1 می‌شود تا به چاه تزریق گردد. قسمت مایع خارج شده از جداساز 2 برای پیش‌گرم کردن چرخه دی‌اکسید کربن فوق بحرانی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در چرخه دی‌اکسید کربن بعد از پیش‌گرم، سیال وارد تبخیرکننده 1 می‌شود تا مقدار گرمای بیشتری را از قسمت مایع خارج شده از جداساز 1 که دمای بالایی دارد را دریافت کند. دی‌اکسید کربن فوق بحرانی با دما و فشار بالا وارد توربین 3 شده و پس از تولید توان وارد کندانسور می‌شود. سیال در خروجی کندانسور در حالت مایع اشباع قرار دارد و با این حالت وارد پمپ 2 می‌شود تا به فشار فوق بحرانی برسد. با توجه به بالا بودن دمای مایع زمین گرمایی خارج شده از تبخیر کننده 1، برای جلوگیری از اتلاف این گرما، از آن در تبخیرکننده 2 در چرخه رانکین آلی

انرژی هر عضو ( $\dot{E}x_D$ ) از روابط (10) یا (11) می‌توان استفاده کرد:

$$\dot{E}x_{heat} + \sum \dot{E}x_i = \sum \dot{E}x_o + \dot{W} + \dot{E}x_D \quad (10)$$

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_f - \dot{E}x_p \quad (11)$$

$\dot{E}x_{heat}, \dot{E}x_p, \dot{E}x_f, \dot{E}x_i, \dot{E}x_o, \dot{E}x_{heat}$  به ترتیب به عنوان نرخ انرژی گرمایی،

نرخ انرژی خروجی، ورودی، انرژی سوخت و محصول بیان می‌گردند.

بازده انرژی و نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه از روابط (12) و (13) به دست خواهد آمد:

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}x_{p,i}}{\dot{E}x_{f,i}} \quad (12)$$

$$Y_{D,i} = \frac{\dot{E}x_{D,i}}{\dot{E}x_{in}} \quad (13)$$

با توجه به بالانس جرم، انرژی و روابط گفته شده، فهرست روابط جرم، انرژی، انرژی سوخت و انرژی محصول برای تحلیل هر یک از اجزای چرخه ترکیبی در جدول 1 ارائه شده است.

### 3-3- فرضیات

فرضیات زیر در تحقیق حاضر در نظر گرفته شده است [17-19]:

- 1- کلیه اجزای چرخه (بصورت حجم کنترل) در شرایط حالت پایا کار می‌کنند.
- 2- برای این مطالعه از خواص ترمودینامیکی دو چاه موجود در جدول 2 استفاده شده است. این داده‌ها به صورت واقعی در نظر گرفته شده است.
- 3- برای چرخه رانکین آبی و دی‌اکسید کربن فوق بحرانی نقطه تنگش در نظر گرفته شده است.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_o h_o - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2)$$

بازده آیزنتروپیک و کار خالص هر یک از توربین‌ها از روابط (3) و (4) به دست خواهند آمد:

$$\eta_{Tur} = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \quad (3)$$

$$\dot{W}_{Tur} = \dot{m}_i (h_i - h_o) \quad (4)$$

برای بازده آیزنتروپیک و کار خالص هر یک از پمپ‌ها می‌توان نوشت:

$$\eta_p = \frac{v_i (P_o - P_i)}{h_o - h_i} \quad (5)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_i (h_o - h_i) \quad (6)$$

در چرخه‌ی فوق بحرانی که دی‌اکسید کربن داخل مبدل‌های حرارتی مانند پیش‌گرمکن و اواپراتور 1 در حال افزایش دما می‌باشد، شیب تغییر دمایی متفاوتی دارد، بنابراین تعیین محل نقطه تنگش پیچیده است. در "شکل 2" روشی برای تعیین محل نقطه تنگش و دماهای خروجی برای پیش‌گرمکن ارائه شده است. برای پیدا کردن نقطه تنگش اواپراتور 1 نیز همانند پیش‌گرمکن خواهیم داشت.

برای اواپراتور 2 با توجه به در نظر گرفتن نقطه تنگش می‌توان نوشت:

$$T_{pp,ev2} = T_{ev2} + \Delta T_{pp,ev2} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{13} (h_{13} - h(T_{pp,ev2})) = \dot{m}_{23} (h_{24} - h(T_{ev2}, x=0)) \quad (8)$$

### 2-3- تحلیل انرژی

با صرف نظر از انرژی جنبشی، پتانسیل و شیمیایی مقدار انرژی کل برای هر جریان از انرژی فیزیکی آن طبق رابطه (9) به دست خواهد آمد.

$$\dot{E}x = \dot{m} (h - h_o - T_o (s - s_o)) \quad (9)$$

برای تحلیل انرژی در نظر گرفتن حجم کنترل برای محاسبه تخریب

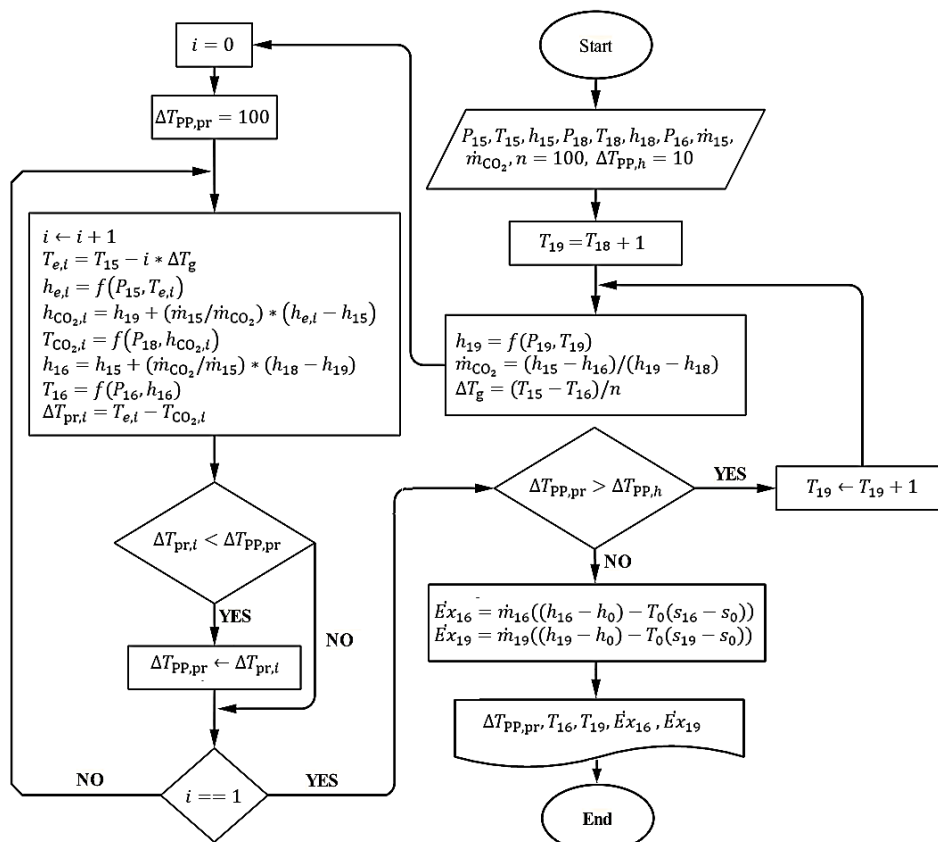


Fig. 2 Flowchart to calculate outlet temperatures and exergies for preheating with pinch point analysis

شکل 2 دیاگرام محاسبه دماها و انرژی‌های خروجی پیش‌گرمکن براساس تحلیل نقطه تنگش

جدول 1 روابط مربوط به بالانس جرم، انرژی، انرژی سوخت و محصول

Table 1 Mass, energy, fuel exergy and product exergy equations

اجزای	روابط انرژی	روابط جرم	انرژی سوخت	انرژی محصول
توربین 1	$\eta_{Tur1} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, \dot{W}_{Tur1} = \dot{m}_3(h_3 - h_4)$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	$\dot{W}_{Tur1}$
شیر انبساط 1	$h_1 = h_2$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	$\dot{E}x_2$	$\dot{E}x_1$
مخزن فلش 1	$h_3 = h_{2g}, h_{12} = h_{2f}$	$\dot{m}_3 = x_2 \dot{m}_2, \dot{m}_{12} = \dot{m}_2 - \dot{m}_3$	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_3$	$\dot{E}x_2$
شیر انبساط 2	$h_5 = h_6$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$	$\dot{E}x_6$	$\dot{E}x_5$
اختلاط	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6$	$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_6$	$\dot{E}x_7$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_4$
مخزن فلش 2	$h_8 = h_{7g}, h_{15} = h_{7f}$	$\dot{m}_8 = x_7 \dot{m}_7, \dot{m}_{15} = \dot{m}_7 - \dot{m}_8$	$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{15}$	$\dot{E}x_7$
توربین 2	$\eta_{Tur2} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,s}}, \dot{W}_{Tur2} = \dot{m}_8(h_8 - h_9)$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	$\dot{W}_{Tur2}$
کندانسور 1	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{26} h_{26} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{27} h_{27}$	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_9, \dot{m}_{26} = \dot{m}_{27}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{26}$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$
پمپ 1	$\eta_{P1} = \frac{v_{10}(P_{11} - P_{10})}{h_{11} - h_{10}}, \dot{W}_{P1} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10})$	$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$	$\dot{W}_{P1}$
پیش گرمکن	$\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}, \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18}$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}$
تبخیر کن 1	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}, \dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$
توربین 3	$\eta_{Tur3} = \frac{h_{20} - h_{21}}{h_{20} - h_{21,s}}, \dot{W}_{Tur3} = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21})$	$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{W}_{Tur3}$
کندانسور 2	$\dot{m}_{28} h_{28} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{29} h_{29}$	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{21}, \dot{m}_{28} = \dot{m}_{29}$	$\dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{28}$	$\dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{17}$
پمپ 2	$\eta_{P2} = \frac{v_{17}(P_{18} - P_{17})}{h_{18} - h_{17}}, \dot{W}_{P2} = \dot{m}_{17}(h_{18} - h_{17})$	$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17}$	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$	$\dot{W}_{P2}$
تبخیر کن 2	$\dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{24} h_{24}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}, \dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$	$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{23}$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$
توربین 4	$\eta_{Tur4} = \frac{h_{24} - h_{25}}{h_{24} - h_{25,s}}, \dot{W}_{Tur4} = \dot{m}_{24}(h_{24} - h_{25})$	$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25}$	$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{25}$	$\dot{W}_{Tur4}$
کندانسور 3	$\dot{m}_{25} h_{25} + \dot{m}_{30} h_{30} = \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{31} h_{31}$	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{22}, \dot{m}_{30} = \dot{m}_{31}$	$\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{30}$	$\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{22}$
پمپ 3	$\eta_{P3} = \frac{v_{22}(P_{23} - P_{22})}{h_{23} - h_{22}}, \dot{W}_{P3} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22})$	$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{22}$	$\dot{E}x_{23} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{W}_{P3}$

5-3- بهینه سازی

با توجه به این که تحلیل ترمودینامیکی به فشارهای خروجی شیرهای انبساط (فشار جداسازها)، نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن و دمای اواپراتور 2 وابسته است، در واقع بهینه سازی طبق رابطه (19) به چهار متغیر ذکر شده وابسته بوده و بقیه پارامترها ثابت در نظر گرفته شده است، برای بهینه سازی توان خالص نسبت به چهار متغیر ذکر شده روابط زیر را خواهیم داشت:

$\dot{W}_{net}(P_2, P_6, PR, T_{ev2})$  (19)

$700 \leq P_2(\text{kPa}) \leq 1072$  (20)

$100 < P_6(\text{kPa}) \leq P_2$  و  $P_6 \leq 700$  (21)

$1 < PR < 4$  (22)

$65 < T_{ev2}(\text{°C}) < 130$  (23)

با توجه به روابط (15)، (17) و (18) بهینه سازی توان خالص منجر به بهینه سازی بازده انرژی و انرژی نیز خواهد شد. بهینه سازی توان خالص با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک انجام خواهد شد. الگوریتم ژنتیک یک روش جستجو و بهینه سازی است که براساس علم وراثت و انتخاب طبیعی بنا شده است. الگوریتم ژنتیک با جمعیتی متشکل از تعداد زیادی فرد سروکار دارد و افراد جمعیت را با استفاده از یک سری قواعد انتخابی خاص تکامل داده و موجب پیشینه سازی برآزش می شود.

6-3- انتخاب سیال عامل

در چرخه رانکین آلی، چهار سیال عامل ان-پوتان، ایزوپنتان، R141b و تولوئن انتخاب شده است. بازده بیشتر، سازگاری با لایه ی اوزن<sup>1</sup> (مقدار پایین نشان دهنده سازگاری بیشتر)، دمایی بحرانی مناسب، دمای جوش نرمال<sup>2</sup>

جدول 2 خواص واقعی سیال چاه های زمین گرمایی سبلان [17-19]

Table 2 Real properties of fluid from Sabalan geothermal wells

مشخصات	چاه اول	چاه دوم
فشار (kPa)	1072	700
دما (°C)	183	165
دبی جرمی (kg/s)	57	53
آنتالپی (kJ/kg)	1150	1100

4-افت فشار و اتلافات حرارتی در خطوط لوله قابل چشم پوشی بوده و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در تمام اجزاء ناچیز است.

5- توربین ها دارای بازده آیزونتروپیک 85٪ و پمپ ها دارای بازده آیزونتروپیک 90٪ می باشند.

6- برای تحلیل ارائه شده دمای محیط 15 درجه سلسیوس و فشار محیط 100 کیلو پاسکال در نظر گرفته شده است.

4-3- ارزیابی کل چرخه ترکیبی

برای توان خالص و بازده حرارتی (انرژی) کل چرخه ترکیبی خواهیم داشت:

$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_{Tur} - \sum \dot{W}_P$  (14)

$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0) + \dot{m}_5(h_5 - h_0)}$  (15)

انرژی ورودی کل، انرژی محصول کل و بازده انرژی کل چرخه از روابط (16) تا (18) به دست می آیند:

$\dot{E}x_{f,tot} = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_5$  (16)

$\dot{E}x_{p,tot} = \dot{W}_{net}$  (17)

$\varepsilon_{tot} = \frac{\dot{E}x_{p,tot}}{\dot{E}x_{f,tot}}$  (18)

<sup>1</sup> ODP

<sup>2</sup> NBT

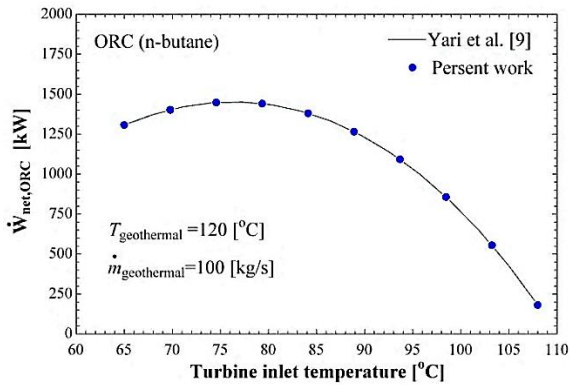


Fig. 3 Verification of simulation results for ORC

شکل 3 اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی برای چرخه رانکین آلی

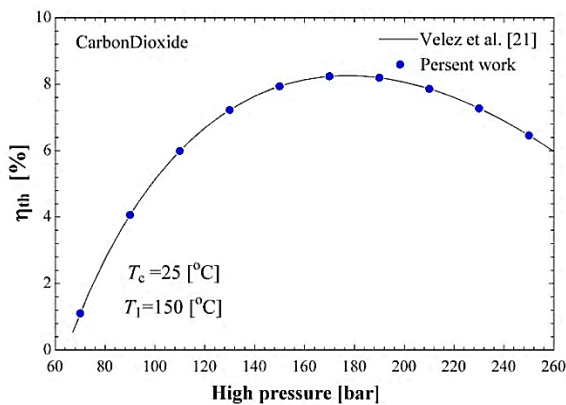


Fig. 4 Verification of simulation results for carbon dioxide cycle

شکل 4 اعتبارسنجی نتایج شبیه سازی برای چرخه دی‌اکسیدکربن

اگزرژی 63.9 درصد به‌دست می‌آید.

برای چرخه ترکیبی پیشنهادی نمودار دما-آنتروپی برای سه قسمت مختلف چرخه بررسی شده است. نمودار دما-آنتروپی قسمت زمین گرمایی برای مقادیر خاص فشار در "شکل 5" نمایش داده شده است، مشاهده می‌گردد در صورتی‌که فشار شیر انبساط 2 کاهش یابد، مقدار کار توربین 1 افزایش ولی کار توربین 2 کاهش پیدا می‌کند. از طرف دیگر کاهش فشار شیر انبساط (فشار جداسازها) همانند "شکل 5"، از جایی که یک فرایند آنتالپی ثابت می‌باشد، باعث افزایش دبی بخار و کاهش دمای ورودی توربین‌ها خواهد شد، در نتیجه اثر متضادی در توان تولیدی و بازده اگزرژی چرخه خواهد داشت.

نمودار دما-آنتروپی برای چرخه دی‌اکسیدکربن در "شکل 6" برای مقادیر موجود در جدول 6 نمایش داده شده است، با افزایش مقدار نسبت فشار چرخه دی‌اکسیدکربن مقادیر کار پمپ و توربین افزایش پیدا کرده و کار چرخه در یک حالت به مقدار بیشینه خود می‌رسد.

نمودار دما-آنتروپی برای چرخه رانکین آلی و سیال عامل ان-بوتان در "شکل 7" برای مقادیر موجود در جدول 5 نمایش داده شده است. با توجه به اینکه ان-بوتان یک سیال خشک می‌باشد ورودی توربین همان‌طور که در شکل ملاحظه می‌گردد نیاز به فوق گرم کردن ندارد.

در "شکل 8"، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در پیش‌گرمکن نمایش داده شده است، در این حالت مقدار دقیق نقطه تنگش در نمودار نمایش داده شده است، رعایت مقدار و مکان دقیق نقطه تنگش در مبدل‌های حرارتی برای به‌دست آمدن دماهای خروجی لازم می‌باشد. در این

(مقدار پایین نشان دهنده تبخیر سریع سیال عامل)، عملکرد مناسب آن‌ها در چرخه‌های زمین گرمایی از جمله ویژگی‌های مناسب این سیال‌های عامل در قسمت رانکین آلی می‌باشند [17,9,6]. مشخصات این چهار سیال عامل در جدول 3 آمده است، فرایند تبخیر در اواپراتور 2، یک فرایند فشار ثابت است. این فرایند در فشار و دمایی پایین‌تر از فشار و دمای بحرانی سیال عامل انجام شود که هر چهار سیال عامل انتخاب شده با توجه به مشخصات جدول 3 بسیار مناسب می‌باشند. چرخه ترکیبی پیشنهادی جدید به ازای این 4 سیال عامل آلی و روابط گفته شده با استفاده نرم‌افزار ای.ای.اس<sup>1</sup> مورد تحلیل ترمودینامیکی قرار می‌گیرد [21].

### 7-3- اعتبارسنجی

به‌منظور اعتبارسنجی مدل نتایج حاصل از تحقیق حاضر با نتایج تحقیق‌های قبلی، سه قسمت انبساط آبی، چرخه رانکین آلی و چرخه دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی به‌صورت جداگانه مقایسه شده است. قسمت تبخیر آبی چرخه برای چاه‌های پرفشار با پژوهش عالی [17]. مقایسه شده و در جدول 4 آمده است. در "شکل 3" نمودار توان تولیدی چرخه رانکین آلی براساس دمای ورودی توربین با شرایط دمای منبع زمین گرمایی 120 درجه سلسیوس و دبی جرمی 100 kg/s با سیال عامل ان-بوتان، با نتایج به‌دست آمده توسط یاری [9] مقایسه شده است. در "شکل 4" نمودار بازده چرخه دی‌اکسیدکربن فوق بحرانی براساس فشار ورودی توربین با شرایط دمای ورودی توربین 150 درجه سلسیوس با نتایج به‌دست آمده توسط ولز [22] مقایسه شده است. نتایج نشان داده شده در جدول 4 "شکل‌های 3 و 4" حاکی از مطابقت نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات پیشین می‌باشد.

### 4- نتایج و بحث

مشخصات ترمودینامیکی مانند دما، فشار، آنتالپی، آنتروپی، دبی جرمی و اگزرژی برای چرخه ترکیبی جدید با سیال عامل ان-بوتان با در نظر گرفتن شرایط  $PR = 3$  و  $P_2 = 900 \text{ kPa}$ ،  $T_{ev2} = 80^\circ\text{C}$ ،  $P_6 = 400 \text{ kPa}$  در جدول 5 آمده است. برای این حالت توان خالص تولیدی 19.48 مگاوات، بازده حرارتی 16.66 درصد، تخریب اگزرژی کل 8808 کیلووات و بازده

جدول 3 مشخصات سیال‌های عامل برای چرخه رانکین آلی

مشخصات	ان-بوتان	ایزوپنتان	R141b	تولون
دمای بحرانی (°C)	152	187.2	204.2	318.6
فشار بحرانی (kPa)	3796	3370	4249	41.26
دمای جوش نرمال (°C)	-0.53	27.85	32.06	110.4
ODP	0.086	0	0	0

جدول 4 اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی برای تبخیر آبی

نقطه	تحقیق حاضر			تحقیق عالی [17]		
	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (°C)	h (kJ/kg)	P (kPa)	T (°C)
1	1150	1072	183	1150	1072	183
2	1150	800	170.4	1150	800	170.4
3	2769	800	170.4	2769	800	170.4
4	2458	92	97.32	2458	92	97.32
12	721.2	800	170.4	721.2	800	170.4
	$\dot{W}_{Tur1} = 3711 \text{ kW}$			$\dot{W}_{Tur1} = 3711 \text{ kW}$		

<sup>1</sup> E.E.S

جدول 5 مشخصات ترمودینامیکی محاسبه شده برای سیال ها در چرخه ترکیبی پیشنهادی جدید

Table 5 Calculated thermodynamic properties of fluids in proposal of a new combined cycle

نقطه	سیال	دما (°C)	فشار (kPa)	دبی جرمی (kg/s)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kgK)	اگرژی (kW)
1	زمین گرمایی	183	1072	57	1150	2.988	16573
2	زمین گرمایی	175.4	900	57	1150	3.002	16328
3	زمین گرمایی	175.4	900	11.43	2774	6.622	9907
4	زمین گرمایی	143.6	400	11.43	2647	6.676	8280
5	زمین گرمایی	165	700	53	1100	2.912	13920
6	زمین گرمایی	143.6	400	53	1100	2.965	13105
7	زمین گرمایی	143.6	400	64.43	1374	3.623	21386
8	زمین گرمایی	143.6	400	23.23	2739	6.896	17494
9	زمین گرمایی	25	3.169	23.23	2154	7.242	1611
10	زمین گرمایی	25	3.169	23.23	104.8	0.367	14.23
11	زمین گرمایی	25	110	23.23	104.9	0.367	16.73
12	زمین گرمایی	175.4	900	45.57	742.9	2.095	6421
13	زمین گرمایی	115.9	900	45.57	487	1.483	2792
14	زمین گرمایی	66.87	900	45.57	280.6	0.9161	831.9
15	زمین گرمایی	143.6	400	41.19	604.9	1.777	3891
16	زمین گرمایی	60.19	400	41.19	252.3	0.8334	565.6
17	دی اکسید کربن	25	6434	110	-232.3	-1.491	21851
18	دی اکسید کربن	50.97	22132	110	-207.8	-1.479	24143
19	دی اکسید کربن	107	22132	110	-75.7	-1.103	26755
20	دی اکسید کربن	164	22132	110	30.35	-0.8418	30149
21	دی اکسید کربن	61.69	6434	110	-25.83	-0.8119	23022
22	ان-پوتان	25	243.7	21.59	259.4	1.207	493.9
23	ان-پوتان	25.47	1013	21.59	260.9	1.208	522.9
24	ان-پوتان	80.02	1013	21.59	696.3	2.474	2043
25	ان-پوتان	39.34	243.7	21.59	646.4	2.503	787.1
26	آب	15	100	2252	63.01	0.2242	0
27	آب	20.06	100	2252	84.16	0.297	412.9
28	آب	15	100	800	63.01	0.2242	0
29	آب	21.79	100	800	91.39	0.3216	263.2
30	آب	15	100	1200	63.01	0.2242	0
31	آب	16.66	100	1200	69.97	0.2483	24.04

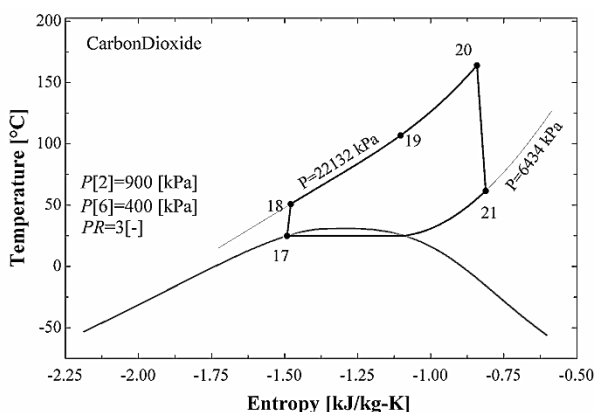


Fig. 6 T-S diagram of the supercritical carbon dioxide cycle

شکل 6 نمودار دما-آنتروپی برای چرخه دی اکسید کربن

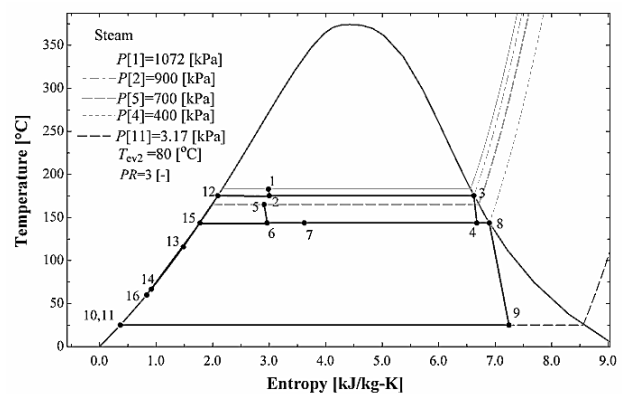


Fig. 5 T-S diagram of the geothermal system

شکل 5 نمودار دما-آنتروپی برای سیستم زمین گرمایی

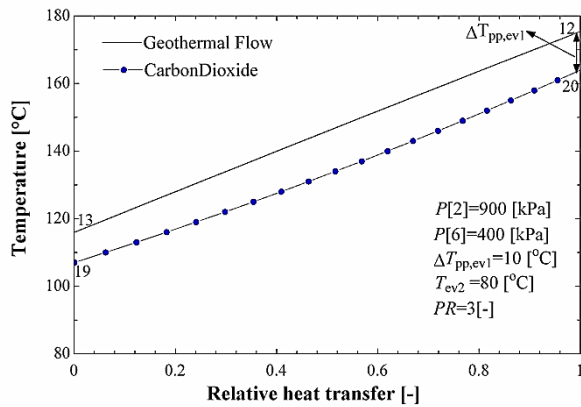


Fig. 9 T-Q diagram between the geothermal flow and carbon dioxide in the evaporator 1

شکل 9 نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در اواپراتور 1

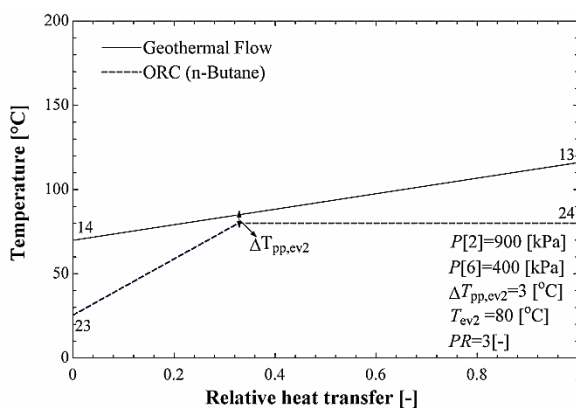


Fig. 10 T-Q diagram between the geothermal flow and n-butane in the evaporator 2

شکل 10 نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و ان-بوتان در اواپراتور 2

توان خالص چرخه برحسب دمای اواپراتور 2 برای چهار سیال آبی ان-بوتان، ایزوپنتان، تولوئن و R141b در "شکل 11" نمایش داده شده است، نتایج نشان می‌دهد. ان-بوتان دارای بیشترین مقدار توان خالص می‌باشد که مقادیر بهینه برای دمای اواپراتور 2 در جدول 6 برای هر چهار سیال عامل آورده شده است. سیال ایزوپنتان بعد از ان-بوتان مناسب‌ترین سیال برای چرخه رانکین آبی خواهد بود.

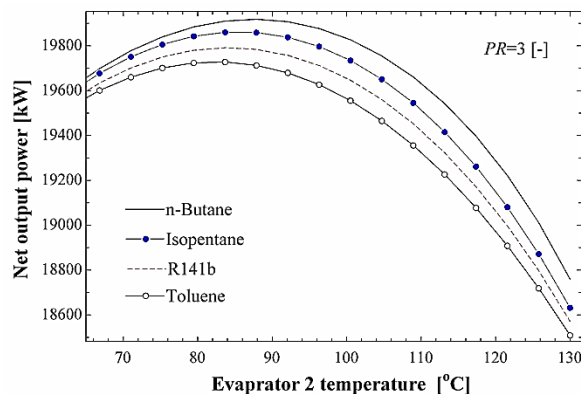


Fig. 11 Effect of the evaporator 2 temperature on the net output power for different ORC fluids

شکل 11 تاثیر دمای اواپراتور 2 روی توان خالص چرخه برای سیال‌های آبی مختلف

جدول 6 خلاصه نتایج بهینه‌سازی چرخه ترکیبی برای سیال‌های عامل مختلف  
Table 6 Summary of combined cycle optimization results for different working fluids

مقادیر بهینه	ان-بوتان	ایزوپنتان	R141b	تولوئن
فشار شیر انبساط 1 (kPa)	1072	1072	1072	1072
فشار شیر انبساط 2 (kPa)	700	700	700	700
نسبت فشار (-)	3.281	3.233	3.186	3.299
دمای اواپراتور (°C)	87.06	85.38	83.54	83.15
توان خالص چرخه (kW)	19934	19863	19794	19731
بازده انرژی (/)	17.05	16.99	16.93	16.88
بازده اگزرژی (/)	65.38	65.14	64.9	64.71

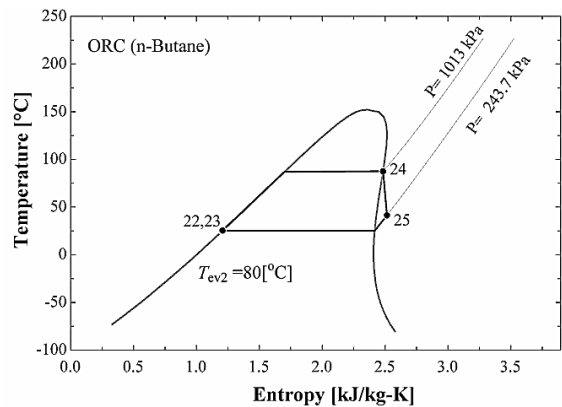


Fig. 7 T-S diagram of the Organic Rankine Cycle

شکل 7 نمودار دما-آنترپی برای چرخه رانکین آبی

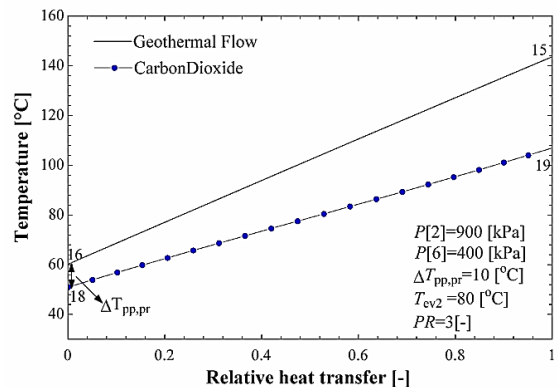


Fig. 8 T-Q diagram between the geothermal flow and carbon dioxide in the preheating

شکل 8 نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در پیش‌گرمکن

نوع نمودارها Q نسبت گرمای منتقل شده<sup>1</sup> در هر نقطه به کل گرمای منتقل شده در انتهای مبدل‌ها می‌باشد، در این حالت مقدار Q از صفر شروع و به یک در انتهای انتقال گرما ختم می‌شود.

در "شکل 9"، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و دی‌اکسیدکربن در اواپراتور 1 نشان داده شده است، همچنین مکان دقیق نقطه تنگش بدست آمده در انتهای مبدل حرارتی نشان داده شده است. کاهش مقدار اختلاف نقطه تنگش اواپراتور 1 باعث افزایش دمای ورودی به توربین چرخه دی‌اکسید کربن و در نتیجه افزایش توان چرخه را منجر خواهد شد.

در "شکل 10"، نمودار T-Q بین آب زمین گرمایی و سیال عامل آبی در اواپراتور 2 نمایش داده شده است، نقطه تنگش در این حالت همیشه در قسمت مایع اشباع دمای اواپراتور خواهد بود.

<sup>1</sup> Relative Heat Transfer



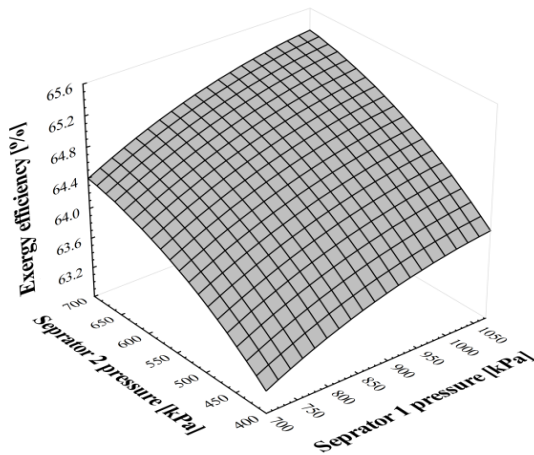


Fig. 14 Effects of the separators pressure on the exergy efficiency

شکل 14 تاثیر فشار جداساز 1 و 2 روی بازده انرژی

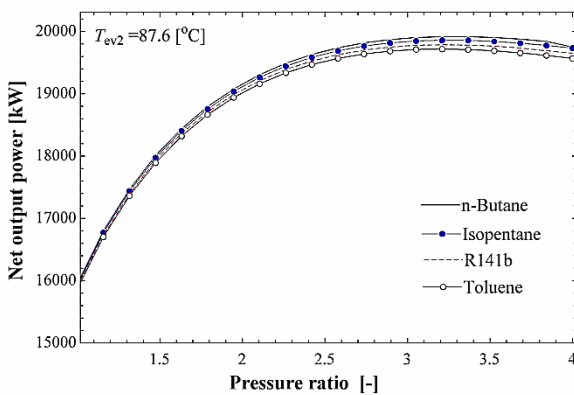


Fig. 15 Effects of the carbon dioxide cycle pressure ratio on the net output power for different ORC fluids

شکل 15 تاثیر نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن روی توان خالص چرخه برای سیال های آلی مختلف

تاثیر نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن روی بازده انرژی و انرژی برای چهار سیال آلی در "شکل 16" نمایش داده شده است. بازده انرژی و انرژی به ازای مقادیر خاص نسبت فشار به بیشترین مقدار خود می رسد که این بیشینه نسبت فشار با مقدار بیشینه چرخه "شکل 15" متناظر است. در این حالت نیز ان-بوتان دارای بیشترین بازده انرژی و انرژی خواهد بود.

در "شکل 17" بازده انرژی چرخه برحسب اختلاف دمای تنگش اوپراتور 1 و پیش گرمکن برای چرخه دی اکسید کربن نشان داده شده است. با کاهش مقادیر اختلاف نقطه تنگش توان خالص چرخه افزایش می یابد، که این افزایش توان باعث افزایش بازده انرژی و انرژی می شود.

با توجه به ثابت و معلوم بودن شرایط سیال زمین گرمایی خروجی از چاه های سیلان و برای دستیابی به حداکثر توان خالص چرخه ترکیبی، نتایج بهینه سازی شده در جدول 6 ارائه شده است. همان طور که از جدول 6 مشخص است برای چرخه رانکین آلی سیال ان-بوتان دارای نتایج بهتری نسبت به سه سیال دیگر می باشد، برای ان-بوتان حالتی که شیرهای انبساط باز باشند و مقادیر تنگش در کمترین مقادیر انتخاب شده باشد، برای مقدار نسبت فشار 3.281 و دمای اوپراتور دوم 87.06 درجه سلسیوس، بیشترین توان خالص تولیدی 19.93 مگاوات، بیشترین بازده حرارتی 17.05 درصد و بیشترین بازده انرژی 65.38 درصد به دست می آید.

تاثیر دمای اوپراتور 2 روی بازده انرژی و انرژی برای چهار سیال آلی ان-بوتان، ایزوپنتان، تولوئن و R141b در "شکل 12" نمایش داده شده است. با توجه به رابطه (15) و (18) بازده انرژی و انرژی نسبت مستقیمی با توان خالص دارد، بنابراین در "شکل 12" نیز همانند "شکل 11"، ان-بوتان دارای بیشترین بازده انرژی و انرژی در یک نقطه بهینه می باشد، مقادیر بهینه بازده انرژی و انرژی برای دمای اوپراتور 2 در جدول 6 برای چهار سیال عامل آورده شده است. در "شکل 13" توان خالص چرخه برحسب فشار جداسازها (یا فشار شیر انبساط اول و دوم) نشان داده شده است، طبق "شکل 13"، چرخه ترکیبی در حالتی که دارای بیشترین مقدار فشار یا به عبارتی شیرها باز باشند دارای بیشترین مقدار توان خالص می باشد. در واقع از شیرها در حالتی که حداکثر توان خالص مورد نیاز نباشد، می توان جهت کاهش و کنترل مقدار کار چرخه ترکیبی استفاده کرد. با توجه به ارتباط مستقیم توان خالص و بازده انرژی، بیشترین بازده انرژی ملاحظه شده در "شکل 14" در حالت باز بودن شیرهای انبساط به دست می آید.

در "شکل 15" توان خالص چرخه برحسب نسبت فشار چرخه دی اکسید کربن برای چهار سیال آلی برای نشان داده شده است، افزایش نسبت فشار، مقدار کار پمپ و توربین چرخه دی اکسید کربن افزایش می یابد، در نتیجه توان خالص چرخه دی اکسید کربن و کل چرخه ترکیبی در نقطه بهینه به بیشترین مقدار خود می رسد.

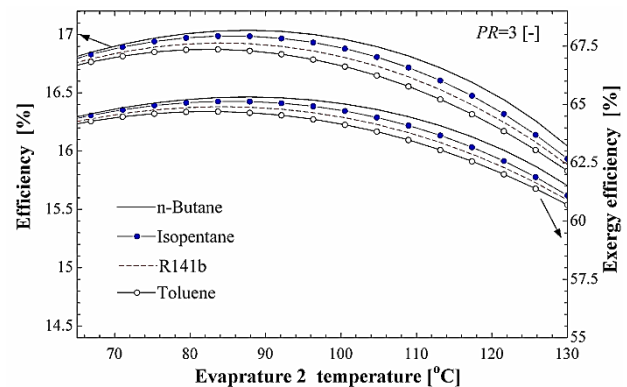


Fig. 12 Effects of the evaporator 2 temperature on the energy and exergy efficiency for different ORC fluids

شکل 12 تاثیر دمای اوپراتور 2 روی بازده انرژی و انرژی برای سیال های آلی مختلف

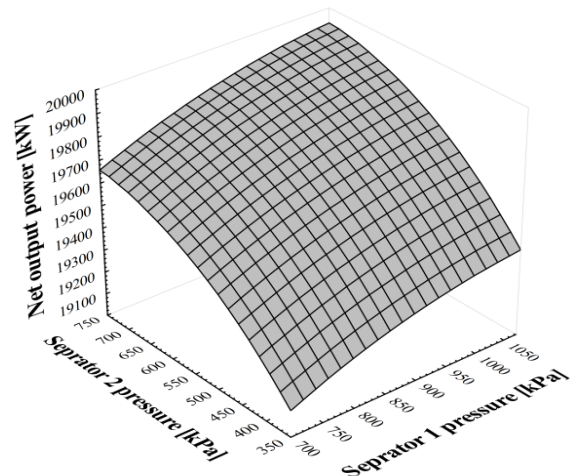


Fig. 13 Effects of the separators pressure on the net output power

شکل 13 تاثیر فشار جداساز 1 و 2 روی توان خالص چرخه

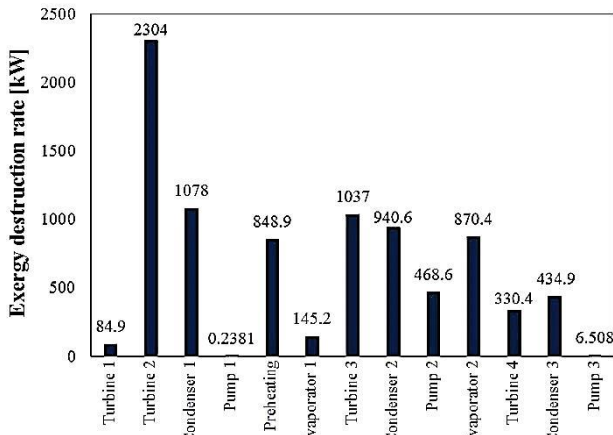


Fig. 18 The rate of exergy destructions in the components of combined cycle with n-butane as a working fluid

شکل 18 نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال عامل ان-بوتان

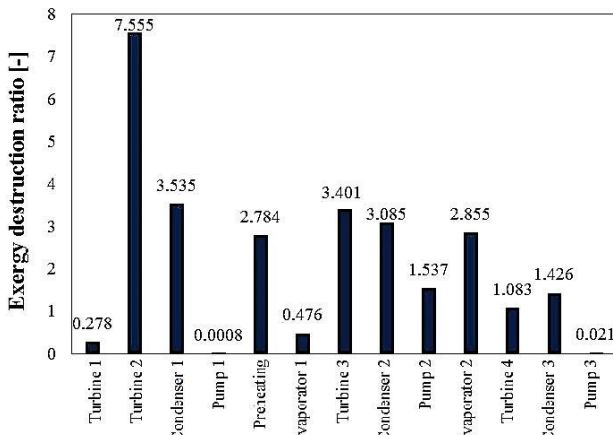


Fig. 19 The rate of exergy destructions in the components of combined cycle with n-butane as a working fluid in comparison to the input exergy

شکل 19 نمودار نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی به انرژی ورودی به ازای سیال عامل ان-بوتان

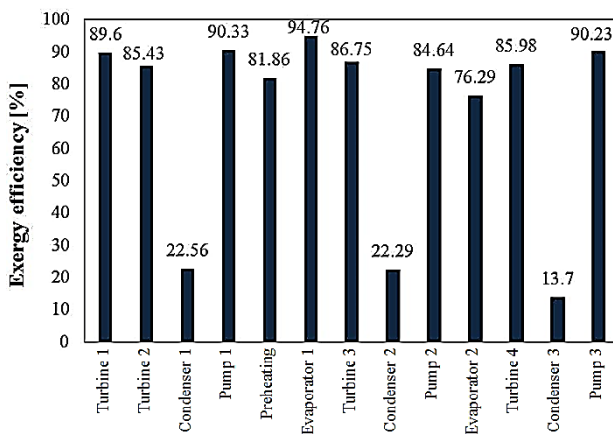


Fig. 20 The exergy efficiency in the components of combined cycle with n-butane as a working

شکل 20 بازده انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال عامل ان-بوتان

5- نتیجه گیری

در این تحقیق یک چرخه ترکیبی تولید توان جدید (چرخه ترکیبی تبخیر آبی با چرخه دی‌اکسید کربن فوق بحرانی و رانکین آلی) با توجه به دو چاه با

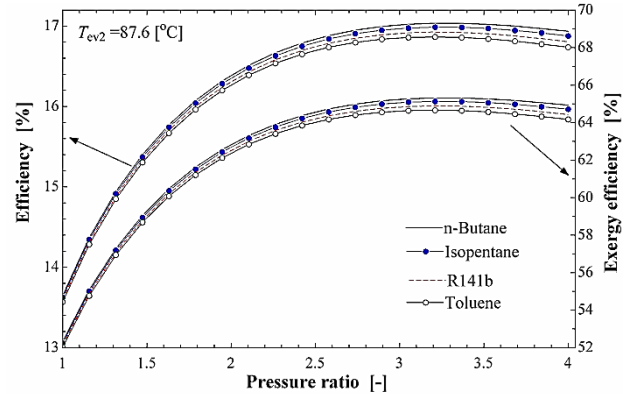


Fig. 16 Effects of the carbon dioxide cycle pressure ratio on the energy and exergy efficiency for different ORC fluids

شکل 16 تاثیر نسبت فشار چرخه دی‌اکسید کربن روی بازده انرژی و انرژی

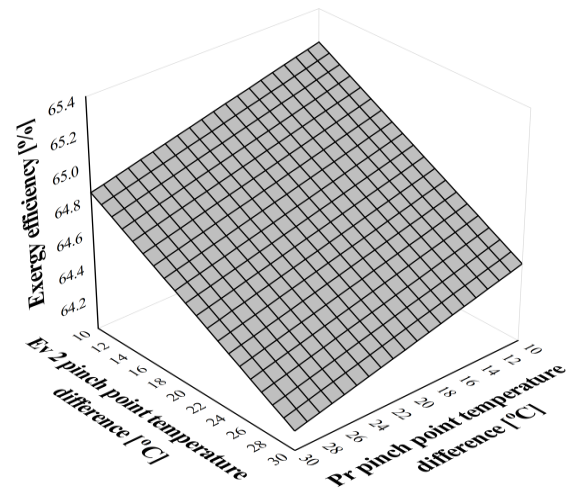


Fig. 17 Effects of the evaporator 1 and preheating pinch point temperature difference on the exergy efficiency

شکل 17 تاثیر اختلاف دمای تنگش اوپراتور 1 و پیش‌گرمکن روی بازده انرژی چرخه

در "شکل 18" نرخ تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال ان-بوتان در حالت بهینه نمایش داده شده است. توربین 2، کندانسور 1 و توربین 3 بیشترین مقدار تخریب انرژی را دارند، در این حالت تخریب انرژی کل 8562 کیلووات به دست آمده است. در حالت بهینه چرخه ترکیبی، شیرهای انبساط و جداسازها تخریب انرژی ندارند. در "شکل 19" نسبت تخریب انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال عامل ان-بوتان در حالت بهینه نمایش داده شده است. با توجه به ثابت بودن انرژی ورودی کل، توربین 2، کندانسور 1 و توربین 3 نیز بیشترین مقدار تخریب انرژی را خواهند داشت.

در "شکل 20" بازده انرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال عامل ان-بوتان در حالت بهینه آورده شده است. اوپراتور 1، پمپ‌های 1 و 3 دارای بیشترین مقدار بازده انرژی می‌باشند.

به منظور بررسی و مقایسه بازده حرارتی، بازده انرژی و توان خالص تولیدی چرخه پیشنهادی در این مقاله با چرخه موجود در پژوهش انجام شده پیشین [17-19]. برای منابع زمین گرمایی سیلان، توان خالص چرخه پیشنهادی در مقاله حاضر 15.29 درصد، بازده حرارتی آن 17.06 درصد و بازده انرژی 18.35 درصد بیشتر از چرخه پیشنهادی پیشین می‌باشد. در جدول 7 میزان بهبود چرخه نسبت به چرخه قبلی آمده است.

جدول 7 مقایسه عملکرد چرخه ترکیبی پیشنهادی در این مطالعه با سیستم‌های قبلی  
Table 7 Performance comparison of the proposed combined cycle in this work with previously systems

چرخه پیشنهادی	توان خالص چرخه (kW)	بازده انرژی (%)	بازده اگزرژی (%)
پژوهش‌های پیشین [19-17]	16886	14.14	53.38
کار حاضر	19934	17.05	65.38
درصد بهبود (%)	15.29	17.06	18.35

دما و فشار متفاوت برای منابع زمین گرمایی سبلان پیشنهاد شد. اثر پارامترهای موثر بر چرخه ترکیبی پیشنهادی مورد بررسی قرار گرفت که نتایج مهم حاصل از این مطالعه به صورت زیر می‌باشند:

- با اضافه کردن جداساز 2 تمامی آب زمین گرمایی به صورت بخار اشباع وارد توربین کم فشار می‌شود که مشکل بسیاری از توربین‌های کم فشار در چرخه‌های زمین گرمایی که در آن سیال به صورت دو فازی وارد می‌شد را برطرف می‌سازد.
- با بررسی نقطه تنگش برای مبدل‌های چرخه دی‌اکسیدکربن، مکان دقیق نقطه تنگش پیشگرمکن در ابتدای مبدل قرار گرفت در حالیکه برای اواپراتور 1 این نقطه در انتهای مبدل واقع گردید.
- چهار سیال عامل ان-بوتان، ایزوپنتان، R141b و تولوئن برای چرخه رانکین بررسی شد که سیال ان-بوتان دارای بهترین عملکرد تولید توان، بازده انرژی و اگزرژی نسبت به سایر سیال‌های عامل می‌باشد.
- نرخ تخریب اگزرژی اجزای چرخه ترکیبی به ازای سیال ان-بوتان در حالت بهینه 8562 کیلووات می‌باشد. بیشترین مقدار تخریب اگزرژی و نرخ تخریب اگزرژی برای توربین 2، کندانسور 1 و توربین 3 به دست آمد.
- برای ان-بوتان در حالتی که شیرهای انبساط باز باشند و مقادیر تنگش در کمترین مقادیر انتخاب شده باشد، برای نسبت فشار 3.281 و دمای اواپراتور دوم 87.06 درجه سلسیوس، بیشترین توان خالص تولیدی 19.93 مگاوات، بیشترین بازده حرارتی 17.05 درصد و بیشترین بازده اگزرژی 65.38 درصد به دست می‌آیند.
- برای چرخه‌ی پیشنهادی جدید توان خالص در مقاله‌ی حاضر 15.29 درصد، بازده حرارتی آن 17.06 درصد و بازده اگزرژی 18.35 درصد بیشتر از چرخه‌ی پیشنهادی قبلی می‌باشد.

#### 6- فهرست علائم

$\dot{E}x_D$	تخریب اگزرژی (kW)
$h$	آنتالپی مخصوص ( $\text{kJkg}^{-1}$ )
$\dot{m}_i$	دبی جرمی عبوری از جزء $i$ ( $\text{kg s}^{-1}$ )
$P$	فشار (kPa)
$PR$	نسبت فشار چرخه دی‌اکسید کربن (-)
$Q$	گرمای منتقل شده در هر نقطه را به کل گرمای منتقل شده در انتهای مبدل (-)
$s$	آنتروپی مخصوص ( $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ )
$T$	دما ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\dot{W}_{net}$	توان خالص چرخه (kW)

$x$	کیفیت (-)
علائم یونانی	
$\eta_{th}$	بازده انرژی (%)
$\eta_P$	بازده آیزنتروپیک پمپ (%)
$\eta_{Tur}$	بازده آیزنتروپیک توربین
$\epsilon$	بازده اگزرژی (%)
زیرنویس‌ها	
D	تخریب
ev	اواپراتور
f	مایع اشباع
g	بخار اشباع (s)
HPW	چاه فشار بالا
LPW	چاه فشار پایین
P	پمپ (s)
pp	نقطه تنگش
pr	پیش گرمکن
S	فوق بحرانی (s)
Tur	توربین

#### 7- مراجع

- [1] M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood, Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 32, pp. 1825-32, 2011.
- [2] C. R. Chamorro, M. E. Mondejar, R. Ramos, Segovia, M. C. Martin, M. A. Villamanan, World geothermal power production status: energy, environmental and economic study of high enthalpy technologies, *Energy*, Vol. 42, pp. 8-10, 2012.
- [3] M. Yari, Exergetic analysis of various types of geothermal power plants, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 112-121, 2010.
- [4] G. Shu, J. Zhao, H. Tian, X. Liang, H. Wei, Parametric and exergetic analysis of waste heat recovery system based on thermoelectric generator and organic rankine cycle utilizing R123, *Energy*, Vol. 45, pp. 806-16, 2012.
- [5] M. Yari, Performance analysis of the different organic rankine cycles (ORCs) using dry fluids, *International Journal of Exergy*, Vol. 6, No. 3, pp. 323-42, 2009.
- [6] V. Zare, A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants, *Energy Conversion and Management*, Vol. 105, pp. 127-138, 2015.
- [7] 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*, Vol. 91, pp. 479-495, 2015.
- [8] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, Exergoeconomic analysis and optimization of basic, dual-pressure and dual-fluid ORCs, *Renewable Energy*, Vol. 83, pp. 527-542, 2015.
- [9] M. Yari, A. S. Mehr, V. Zare, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source, *Energy*, Vol. 83, pp. 712-722, 2015.
- [10] A. Coskun, A. Bolatturk, Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource, *Energy Conversion and Management*, Vol. 78, pp. 39-49, 2014.
- [11] Y. M. Yuksel, M. Ozturk, I. Dincer, Thermodynamic analysis and assessment of a novel integrated geothermal energy-based system for hydrogen production and, *International Journal of Hydrogen Energy*, In Press.
- [12] Y. Min-Hsiung, Y. Rong-Hua, Economic performances optimization of the transcritical rankine cycle systems in geothermal applications, *Energy conversion and management*, Vol. 95, pp. 20-31, 2015.
- [13] S. Lecompte, S. Lemmens, Thermoeconomic comparison of advanced organic rankine cycles, *Energy Procedia*, Vol. 61, pp. 71-74, 2014.
- [14] Y. Zhao, J. Wang, L. Cao, Y. Wang, Comprehensive analysis and parametric optimization of a CCP (Combined cooling and power) system driven by geothermal source, *Energy*, Vol. 97, pp. 470-487, 2016.
- [15] S. Jalilinasrabad, I. Ryuichi, Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept, *Geothermics*, Vol. 43, pp. 75-82, 2012.
- [16] M. Ameri, S. Amanpoor, Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for meshkin shahr region, *World Renewable Energy Congress*, Linkoping, Sweden, May 8-13, 2011.

- geothermal power plant in Iran, *Energy Conversion and Management*, Vol. 143, pp. 377-390, 2017.
- [20] Y. Cengel, M. Boles, *Thermodynamics An engineering Approach*, Seventh Edition, pp. 369-395, New York: McGraw-Hill, New York, 2007.
- [21] S. A. Klein, S. F. Alvarda, *Engineering Equation Solver (EES)*, F-chart software, WI, 2007.
- [22] F. Vélez, J. Segovia, F. Chenje, G. Antolín, A. Quijano, M. Carmen Martín, Low temperature heat source for power generation: Exhaustive analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle, *Energy*, Vol. 36, pp. 5497-5507, 2011
- [17] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Proposal and analysis of a new cycle for power generation from Sabalan geothermal wells, *Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University*, Vol. 47, No. 3, pp. 139-147, 2017. (in Persian فارسی)
- [18] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergy analysis of a new proposed cycle for power generation from Sabalan geothermal wells, *Journal of Mechanical Engineering of Tabriz University*, In Press. (in Persian فارسی)
- [19] A. Aali, N. Pourmahmoud, V. Zare, Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of a novel combined flash-binary cycle for Sabalan