

تحلیل اگزرژی چرخه‌ی جدید پیشنهادی برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی سبلان

امین عالی

دانشجوی دکترا، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

نادر پور محمود

استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه ارومیه، ارومیه، ایران

وحید زارع*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی ارومیه، ارومیه، ایران

چکیده

در این مقاله یک چرخه ترکیبی جدید بر مبنای سیستم تبخیر آبی و سیستم بایتری برای تولید توان از چاههای زمین گرمایی منطقه سبلان در ایران پیشنهاد شده است. چرخه جدید به گونه‌ای طراحی شده است که قابلیت جذب انرژی گرمایی با در نظر گرفتن اختلاف فشار و دمای چاه های زمین گرمایی موجود در منطقه را داشته باشد. سه سیال آلی مناسب برای سیستم بایتری در نظر گرفته شده و چرخه پیشنهادی با استفاده از داده های واقعی سیال خروجی از چاهها از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک تحلیل شده است. نتایج نشان می‌دهد برای دو مخزن تبخیر آبی مقادیر فشار بهینه وجود دارد به طوری که عملکرد چرخه به ازای آن مقادیر بهینه سازی می گردد (توان و بازده بیشینه می‌شود). برای سیال R141b، به عنوان مناسب ترین سیال برای چرخه بایتری، توان خالص تولیدی، راندمان انرژی و اگزرژی چرخه پیشنهادی به ترتیب برابر با ۱۷/۱۱ مگاوات، ۱۴/۳۵٪ و ۵۲/۲۸٪ به دست آمده است. نتایج تحلیل اگزرژی نشان می‌دهد که کندانسور قسمت بایتری دارای بیشترین تخریب اگزرژی می باشد. با مقایسه عملکرد چرخه پیشنهادی با چرخه پیشنهاد شده در پژوهش‌های قبلی برای منابع زمین گرمایی سبلان، با در نظر گرفتن شرایط یکسان برای چاه ها، نتیجه شده است که توان خالص تولیدی چرخه پیشنهادی در این مقاله ۲۶/۳٪، راندمان حرارتی ۳۱/۸٪ و راندمان اگزرژی ۲۳٪ بهبود یافته‌اند.

واژه های کلیدی: منابع زمین گرمایی سبلان، نیروگاه زمین گرمایی، چرخه تولید توان، تحلیل اگزرژی، تخریب اگزرژی.

Exergy Analysis of a New Proposed Cycle for Power Generation from Sabalan Geothermal Wells

A. Aali

Faculty of mechanical engineering, Urmia university of technology, Urmia, Iran

N. Pourmahmood

Mechanical engineering, Urmia university, Urmia, Iran

V. Zare

Faculty of mechanical engineering, Urmia university of technology, Urmia, Iran

Abstract

In this paper a new combined flash-binary cycle is proposed for power generation from geothermal wells of Sabalan region in Iran, considering the temperature and pressure differences of wells. Using the real data of these wells, the proposed cycle is analyzed from the viewpoints of the first and second law and the optimum pressure values are calculated for two flash chambers. The results indicate that for R141b, as the best working fluid for the binary cycle the net output power, energy and exergy efficiencies of the proposed cycle are calculated as 17.11 MW, 14.35% and 53.38% respectively. The results of exergy analysis show that the condenser of binary cycle has the highest value of exergy destruction. The performance of the proposed cycle in the present work is compared with the previously proposed system for geothermal sources of Sabalan, and the results show that the net output power, energy and exergy efficiencies of the proposed cycle in this paper is 26.3 %, 31.8% and 23% higher than the corresponding values obtained for the previously proposed system.

Keywords: Sabalan geothermal sources, Geothermal power plant, Power generation cycle, Exergy analysis, Exergy destruction.

۱- مقدمه

با توجه به نیاز روز افزون به انرژی و رو به نزول نهادن سوختهای فسیلی و همچنین خطرات نیروگاه های هسته ای و مسایل زیست محیطی، تلاشهای بسیاری برای جایگزین کردن منابع تجدید پذیر به جای منابع حاضر صورت گرفته است که از جمله این منابع، منابع زمین گرمایی است. انرژی زمین گرمایی انرژی تجدید پذیری می باشد که از گرمای ناشی از گرمای توده های مذاب مواد رادیو اکتیو موجود در اعماق زمین به دست می آید[۱]. به وسیله یک سیال مانند آب می توان این گرما را به سطح زمین انتقال داد و در کاربردهای مختلف از جمله تولید برق از آن استفاده کرد. این منبع انرژی بر خلاف انرژی های تجدید پذیر دیگر مانند انرژی خورشیدی، باد، امواج و غیره یک منبع انرژی پیوسته می باشد[۲و۱]. مطالعات زیادی در پژوهش های اخیر بر روی تحلیل و بهینه سازی عملکرد چرخه های نیروگاه های

زمین گرمایی انجام شده است. جلیلی نصر آبادی [۳] در تحقیقی راندمان چرخه تبخیر آبی یک مرحله ای و دو مرحله ای را برای شرایط نیروگاه زمین گرمایی سبلان بررسی کرده است. تحلیل چرخه های مورد نظر نشان داده که توان خالص خروجی نیروگاه برای چرخه تک مرحله ای می تواند به ۳۱ مگاوات برسد در صورتی که فشار در مخزن انبساط برابر با ۵/۵ بار باشد. برای چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای توان خالص می تواند به مقدار ۴۹/۷ مگاوات برسد در صورتیکه فشار در مخازن انبساط فشار بالا و پایین به ترتیب ۷/۵ و ۱/۱ بار باشند. همچنین چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای برای چاه های زمین گرمایی سبلان مناسب تشخیص داده شده است. یاری در تحقیقی [۴] به تحلیل اگزرژی چرخه های مختلف زمین گرمایی از جمله چرخه بایتری ساده، چرخه بایتری با مبادله کن گرمایی داخلی، چرخه بایتری بازباب، چرخه تبخیر آبی تک مرحله ای، تبخیر آبی دو مرحله ای و

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: v.zare@uut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۵/۰۳/۰۵

تاریخ پذیرش: ۹۵/۱۰/۲۹

ترکیب باینری-تبخیری پرداخته است. زارع [۵] در تحقیقی به تحلیل و مقایسه اگزرواکونومیکی سه چرخه باینری ساده، چرخه باینری با مبادله‌کن گرمایی داخلی و چرخه باینری بازباب برای سه سیال عامل شناخته شده R245fa, R152a و n-Pentane پرداخته است. نتایج این تحقیق نشان داده است که چرخه باینری با مبادله‌کن گرمایی داخلی دارای بیشترین راندمان حرارتی می‌باشد. همچنین چرخه باینری ساده از لحاظ اقتصادی مناسب‌ترین گزینه می‌باشد. زاو و همکاران [۶] به تحلیل ترمواکونومیکی یک چرخه ترکیبی تولید توان و خنک کاری با منبع انرژی زمین گرمایی پرداخته‌اند و مقادیر بهینه چند پارامتر کلیدی شامل فشار مخزن انبساط و فشار ورودی و خروجی توربین چرخه باینری را برای دستیابی به بیشترین بازده حرارتی به دست آورده‌اند. شوکتی و همکاران [۷] در پژوهشی به تحلیل ترمودینامیکی و مقایسه‌ی عملکرد دو چرخه توان زمین گرمایی تبخیر دو مرحله‌ای و ترکیب تبخیر تک مرحله‌ای و باینری با چهار سیال آلی مختلف برای چرخه باینری پرداخته‌اند. ییلماز و همکاران [۸] یک چرخه ترکیبی تبخیر آبی تک مرحله‌ای-باینری را که از منابع انرژی زمین گرمایی به منظور تولید هیدروژن به کار می‌رود مورد تحلیل ترمواکونومیکی قرار داده‌اند. مختاری و همکاران [۹] در تحقیقی به تحلیل انرژی و اقتصادی چرخه رانکین زمین گرمایی با مبادله‌کن گرمایی دو لوله‌ی هم محور پرداخته‌اند و مقادیر بهینه‌ی نسبت قطر مبادله‌کن گرمایی، فشار کندانسور و فشار و دمای سیال آلی را برای دستیابی به بهترین راندمان انرژی و اقتصادی بدست آورده‌اند. رایموند و همکارش [۱۰] با اضافه کردن مبادله‌کن گرمایی به چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای به منظور تقویت توان تولیدی چرخه توان زمین گرمایی، شش حالت مختلف گرمایش داخلی را مورد تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی قرار داده‌اند. زاروک و همکاران [۱۱] با بررسی داده‌های استخراج شده از ۹۴ نیروگاه زمین گرمایی، روابطی را برای بیان راندمان حرارتی نیروگاه بر حسب انتالپی سیال خروجی از چاه‌های زمین گرمایی بدست آورده‌اند. پریس و همکاران [۱۲] در یک تحقیق تجربی تاثیر نسبت فشار و راندمان توربین را بر روی توان تولیدی یک چرخه باینری که برای تولید توان از منابع زمین گرمایی دما پایین استفاده می‌شود بررسی کرده‌اند. استوان و همکاران [۱۳] در تحقیقی سه چرخه جدید رانکین با سیال عامل آلی^۱ شامل چرخه زیر بحرانی، چرخه سه وجهی و چرخه گذر بحرانی را برای محدوده دمای منبع ۱۰۰ تا ۳۰۰ درجه سلسیوس مورد بررسی ترمواکونومیک قرار داده‌اند. رونالد دیپپو [۱۴] در تحقیقی راندمان حرارتی نیروگاه‌های زمین گرمایی لادرلوی ایتالیا و وایراکی نیوزلند را بررسی کرده است و راندمان نیروگاه‌های زمین گرمایی را با نیروگاه‌های سوخت فسیلی مقایسه کرده است. در تحقیقی که توسط یانگ و همکاران [۱۵] انجام گرفته بهینه‌سازی اقتصادی چرخه رانکین گذر بحرانی با سه سیال عامل CO₂, R41 و R125 برای منابع زمین گرمایی انجام شده است. از هر دو لحاظ نقطه بهینه اقتصادی و ترمودینامیکی سیال R125 نتایج بهتری نسبت به دو سیال دیگر داده است. کسکون و همکاران [۱۶] در تحقیقی به تحلیل انرژی و بهینه‌سازی ترمواکونومیک چند نوع چرخه زمین گرمایی از جمله چرخه تبخیر آبی

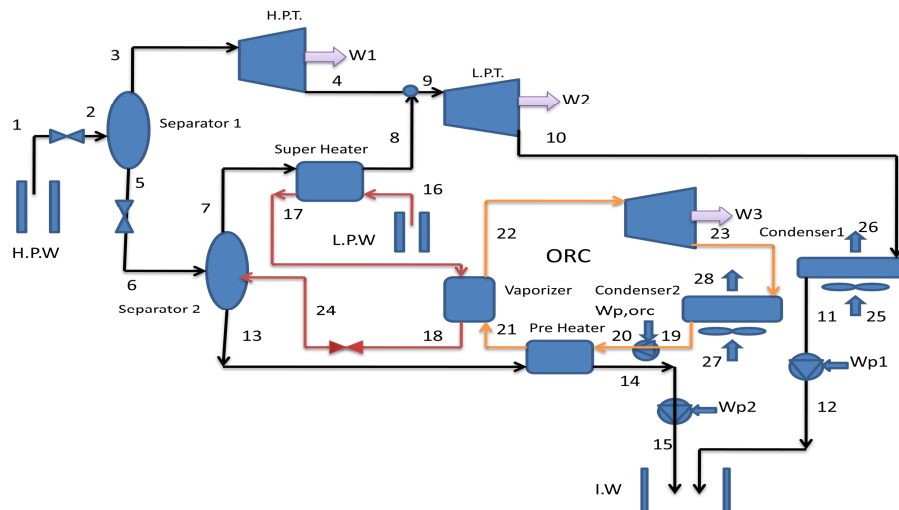
دو مرحله‌ای، باینری، ترکیب تبخیری-باینری و کالینا پرداخته‌اند. تحلیل اقتصادی این چرخه‌ها نشان داده است که دوره برگشت سرمایه برای چرخه انبساط دو مرحله‌ای و کالینا ۵/۸ سال، برای چرخه ترکیبی ۸/۳ سال و برای چرخه باینری ۹ سال می‌باشد. در تحقیق دیگری عامری و امان پور [۱۷] به تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی چرخه تبخیر آبی دو مرحله‌ای برای شرایط منابع زمین گرمایی سبلان پرداخته‌اند و نتیجه شده است که چرخه تبخیر دو مرحله‌ای اقتصادی تر از تک مرحله‌ای برای شرایط زمین گرمایی سبلان می‌باشد. قاسمی و همکاران [۱۸] در مقاله‌ای به بهینه‌سازی ترمودینامیکی چرخه باینری زمین گرمایی در دو حالت الف) با مبدل بازباب و ب) بدون مبدل بازباب پرداخته‌اند.

در تمام تحقیقات ذکر شده چاه‌های زمین گرمایی به صورت واحد در نظر گرفته شده‌اند. در صورتی که چاه‌های زمین گرمایی در هر منطقه دارای اختلاف دما و فشار می‌باشند. در این مقاله اختلاف دما و فشار چاه‌های زمین گرمایی در نظر گرفته شده و با توجه به آن چرخه‌ی ترکیبی جدیدی پیشنهاد شده و از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تحلیل قرار گرفته است.

۲- بیان مسئله

با توجه به پتانسیل انرژی موجود در هر منطقه‌ی مستعد برای استفاده از انرژی زمین گرمایی، تعداد مختلفی چاه زمین گرمایی در هر منطقه حفر می‌شود. ولی سیال خروجی از چاه‌ها دارای اختلاف دما و فشار نسبت به همدیگر می‌باشند. که منابع موجود در منطقه سبلان نیز از این قاعده مستثنی نمی‌باشند. طرحواره چرخه پیشنهادی در این مقاله برای این منابع زمین گرمایی در شکل ۱ نشان داده شده است. در این چرخه، مطابق با شرایط چاه‌های منطقه سبلان، این چاه‌ها به دو گروه چاه‌های فشار پایین و چاه‌های فشار بالا تقسیم بندی شده است. قسمت بخار سیال خروجی از چاه‌های فشار بالا بعد از منبسط شدن (تبخیر آبی) و جدا سازی بخار از مایع، وارد توربین فشار بالا می‌شود. سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین برای مافوق گرم کردن سیال خروجی مخزن تبخیر دوم و همچنین تبخیر سیال چرخه باینری استفاده می‌شود. بدین ترتیب بخار آب خروجی از مخزن تبخیر دوم در یک مبادله‌کن گرمایی توسط سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین مافوق گرم شده و وارد توربین فشار پایین می‌شود. سیال خروجی از چاه‌های فشار پایین پس از آن وارد یک مبادله‌کن گرمایی دیگر شده و باعث تبخیر سیال چرخه باینری می‌شود. سیال چرخه باینری قبل از تبخیر شدن، در یک مبادله‌کن گرمایی دیگر توسط قسمت مایع گرم جدا شده از مخزن تبخیر دوم پیش گرم می‌شود. سپس سیال خروجی از توربین فشار پایین پس از چگالش و قسمت مایع جدا شده از مخزن جدا کننده توسط چاه‌های تزریق مجدد به درون زمین تزریق می‌شوند.

¹ Organic Rankine Cycle (ORC)



شکل ۱- طرحواره چرخه جدید پیشنهادی

۳- تحلیل ترمودینامیکی و معادلات حاکم

۳-۱- فرضیات

در تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است [۳ و ۱۹ و ۵]:

- ۱- نیروگاه زمین گرمایی مورد نظر در شرایط پایا کار می کند.
- ۲- توربین و پمپ دارای راندمان ایزونتروپیک می باشند.
- ۳- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل قابل صرفنظر می باشند.
- ۴- فرایند انبساط آبی (فلش) به صورت انتالپی ثابت انجام می شود.
- ۵- از خواص ترمودینامیکی آب برای سیال خروجی چاههای زمین گرمایی استفاده می شود.
- ۶- فشار محیط برابر ۱۰۰ kPa و دمای محیط ۱۰ °C در نظر گرفته می شود.
- ۷- راندمان توربین برابر ۸۵٪ و راندمان پمپ برابر ۹۰٪ در نظر گرفته می شود.
- ۸- کمترین اختلاف دما در مبدل های حرارتی ۱۰ °C در نظر گرفته می شود.

۳-۲- معادلات حاکم

روابط استفاده شده برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه با در نظر گرفتن فرضیات ذکر شده به صورت زیر می باشد [۳ و ۱۹]:
توان توربین، پمپ و توان خالص چرخه با معادلات زیر بیان می شود:

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \quad (1)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (2)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_p \quad (3)$$

$$\eta_T = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \quad (4)$$

راندمان ایزونتروپیک برای توربین و پمپ به صورت زیر نوشته می شود:

$$\eta_p = \frac{v_{in}(P_{out} - P_{in})}{h_{out} - h_{in}} \quad (5)$$

بالانس جرم، انرژی، و اگزرژی را برای اجزای چرخه می توان به صورت زیر نوشت:

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (6)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} \quad (7)$$

$$= \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in}$$

$$\dot{E}x_{heat} - \dot{W} \quad (8)$$

$$= \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{E}x_{in} + \dot{E}x_D$$

$$\dot{E}x = \dot{m}(h - h_0 - T_0(s - s_0)) \quad (1-8)$$

روابط زیر نیز برای به دست آوردن نرخ تخریب اگزرژی، راندمان اگزرژی و نسبت تخریب اگزرژی اجزای چرخه استفاده می شود:

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_f - \dot{E}x_p \quad (9)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{E}x_{p,i}}{\dot{E}x_{f,i}} \quad (10)$$

$$Y_{D,i} = \frac{\dot{E}x_{D,i}}{\dot{E}x_{in}} \quad (11)$$

همچنین برای محاسبه مقدار نابودی اگزرژی در هر یک از اجزای چرخه می توان از رابطه گوی-استودلا نیز استفاده کرد:

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (12)$$

در نهایت راندمان انرژی و راندمان اگزرژی (راندمان قانون اول و دوم) کل چرخه با روابط زیر به دست می آیند [۳ و ۴]:

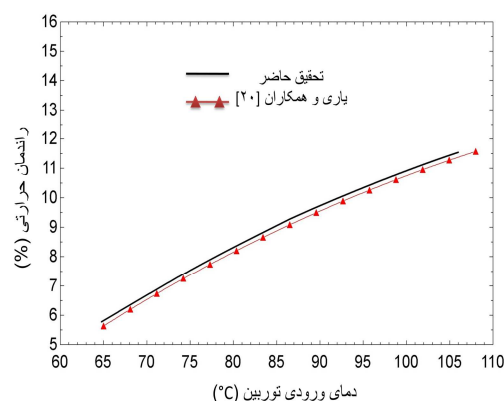
$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_{geo}(h_{geo} - h_0)}, h_{geo} = h_1 \quad (13)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_f} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}x_{in}}, \dot{E}x_{in} = \dot{E}x_1 \quad (14)$$

در جدول ۱ فهرست روابط استفاده شده برای تحلیل انرژی و اگزرژی چرخه مورد نظر ارائه شده است. هر کدام از اجزای چرخه به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شده و بالانس انرژی و اگزرژی برای آن نوشته شده است. سپس چرخه پیشنهادی با نرم افزار EES مورد تحلیل قرار گرفته است.

جدول ۱- روابط مربوط به بالانس انرژی و انرژی برای اجزای چرخه پیشنهادی

جزء	روابط انرژی	روابط انرژی
مخزن انبساط ۱	$h_2 = h_1, h_3 = h_{2,g}, h_5 = h_{2,f}$	$\dot{E}_{D,f1} = T_0 \dot{m}_1 (s_2 - s_1)$
مخزن انبساط ۲	$h_6 = h_5, h_7 = h_{6,g}, h_{13} = h_{6,f}$	$\dot{E}_{D,f2} = T_0 \dot{m}_5 (s_6 - s_5)$
توربین فشار بالای تبخیر آبی	$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, \dot{W}_{T,HP} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$	$\dot{E}_{D,T,HP} = T_0 \dot{m}_3 (s_4 - s_3)$
توربین فشار پایین تبخیر آبی	$\eta_T = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_{10,s}}, \dot{W}_{T,LP} = \dot{m}_9 (h_9 - h_{10})$	$\dot{E}_{D,T,LP} = T_0 \dot{m}_3 (s_4 - s_3)$
مبادله‌کن مافوق گرم کننده چرخه تبخیر آبی	$\dot{m}_7 (h_8 - h_7) = \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17})$	$\dot{E}_{D,S,H} = T_0 [\dot{m}_7 (s_8 - s_7) + \dot{m}_{16} (s_{17} - s_{16})]$
مبادله‌کن تبخیر کننده چرخه باینری	$\dot{m}_{17} (h_{17} - h_{18}) = \dot{m}_{OF} (h_{22} - h_{21})$	$\dot{E}_{D,vap} = T_0 [\dot{m}_{17} (s_{18} - s_{17}) + \dot{m}_{21} (s_{22} - s_{21})]$
مبادله‌کن پیش گرم کننده چرخه باینری	$\dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14}) = \dot{m}_{OF} (h_{21} - h_{20})$	$\dot{E}_{D,PreH} = T_0 [\dot{m}_{13} (s_{14} - s_{13}) + \dot{m}_{20} (s_{21} - s_{20})]$
توربین چرخه باینری	$\eta_T = \frac{h_{22} - h_{23}}{h_{22} - h_{23,s}}, \dot{W}_{T,OF} = \dot{m}_{OF} (h_{22} - h_{23})$	$\dot{E}_{D,T,orc} = T_0 \dot{m}_{22} (s_{23} - s_{22})$
چگالنده چرخه باینری	$\dot{Q}_{c,OF} = \dot{m}_{23} (h_{23} - h_{19})$	$\dot{E}_{D,con,orc} = T_0 [\dot{m}_{23} (s_{19} - s_{23}) + \dot{m}_{27} (s_{28} - s_{27})]$
چگالنده چرخه فلش	$\dot{Q}_{c,f} = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{11})$	$\dot{E}_{D,con,f} = T_0 [\dot{m}_{10} (s_{11} - s_{10}) + \dot{m}_{25} (s_{26} - s_{25})]$
پمپ چرخه باینری	$\eta_p = \frac{v_{19} (P_{20} - P_{19})}{h_{20} - h_{19}}, \dot{W}_{p,OF} = \dot{m}_{OF} (h_{20} - h_{19})$	$\dot{E}_{D,p,orc} = T_0 \dot{m}_{19} (s_{20} - s_{19})$
پمپ چرخه انبساط آبی ۱	$\eta_p = \frac{v_{11} (P_{12} - P_{11})}{h_{12} - h_{11}}, \dot{W}_{p1,f} = \dot{m}_{11} (h_{12} - h_{11})$	$\dot{E}_{D,p,f1} = T_0 \dot{m}_{11} (s_{12} - s_{11})$
پمپ چرخه انبساط آبی ۲	$\eta_p = \frac{v_{14} (P_{15} - P_{14})}{h_{15} - h_{14}}, \dot{W}_{p2,f} = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14})$	$\dot{E}_{D,p,f2} = T_0 \dot{m}_{14} (s_{15} - s_{14})$



شکل ۲- نتایج مدل سازی قسمت باینری چرخه و نتایج پژوهش یاری و همکاران [۲۰]

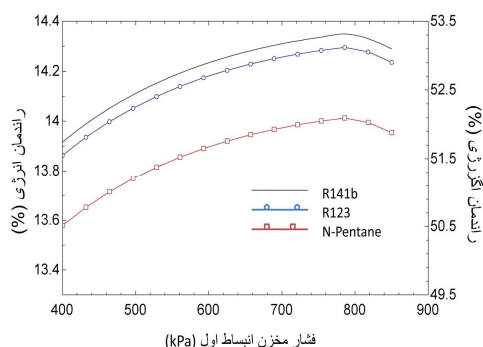
۴- اعتبار سنجی مدل

به منظور اعتبار سنجی نتایج حاصل از مدلسازی و تحلیل، چرخه پیشنهادی به دو قسمت چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای و چرخه باینری تقسیم شده و با نتایج پژوهش های معتبر قبلی مقایسه شده است. در شکل ۲ نمودار راندمان حرارتی چرخه باینری بر اساس دمای ورودی توربین، با در نظر گرفتن شرایط چاههای زمین گرمایی و فرضیات مطابق با پژوهش یاری و همکاران [۲۰] ترسیم شده و با نتایج به دست آمده در آن پژوهش مقایسه شده است. به منظور اعتبار سنجی نتایج به دست آمده برای قسمت تبخیر آبی دو مرحله ای چرخه پیشنهادی، با تغییر پارامترهای سیال سر چاه مطابق با پژوهش یاری [۴]، تحلیل انجام گرفته و نتایج در جدول ۲ مقایسه شده اند. نتایج نشان داده شده در شکل ۲ و جدول ۲ نشان دهنده مطابقت قابل قبول نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات معتبر پیشین می باشد.

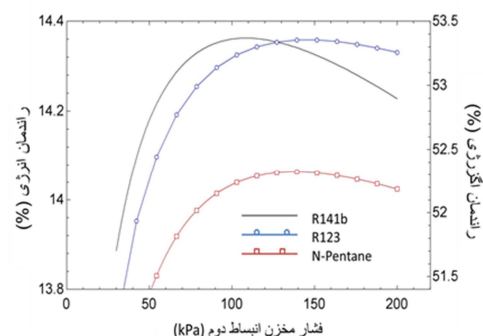
جدول ۲- نتایج تحلیل قسمت انبساط آبی چرخه و نتایج پژوهش یاری [۴]

نقطه	تحقیق حاضر			تحقیق یاری [۴]		
	انتروپی (kJ/kg.K)	آنتالپی (kJ/kg)	دما (°C)	انتروپی (kJ/kg.K)	آنتالپی (kJ/kg)	دما (°C)
۱	۲/۶۱	۹۹۰	۲۳۰	۲/۶۱	۹۹۰	۲۳۰
۲	۲/۶۶۴	۹۹۰	۱۶۳	۲/۶۶۴	۹۹۰	۱۶۳
۳	۶/۷۲۵	۲۷۶۱	۱۶۳	۶/۷۲۵	۲۷۶۱	۱۶۳
۴	۶/۹۸۹	۲۵۳۲	۹۸/۶	۶/۹۹	۲۵۳۱	۹۸/۵۸
۵	۱/۹۷۳	۶۸۸/۸	۱۶۳	۱/۹۷۳	۶۸۸/۷	۱۶۳
۶	۲/۰۳۲	۶۸۸/۸	۹۸/۶	۲/۰۳۲	۶۸۸/۷	۹۸/۵۸
۷	۷/۳۷۱	۲۶۷۴	۹۸/۶	۷/۳۷۲	۲۶۷۳	۹۸/۵۸
۸	۷/۳۷۲	۲۶۷۴	۹۸/۶	۷/۳۷۲	۲۶۷۳	۹۸/۵۸
۹	۷/۱۴۹	۲۵۹۱	۹۸/۶	۷/۱۴۹	۲۵۹۱	۹۸/۵۸
۱۰	۷/۴۹۷	۲۳۳۶	۴۰	۷/۴۹۸	۲۳۳۶	۴۰
۱۱	۰/۵۷۲۳	۱۶۷/۵	۴۰	۰/۵۷۲۳	۱۶۷/۵	۴۰

توان چرخه افزایش می یابد ولی در مقابل، فشار ورودی توربین نیز کاهش یافته و باعث کاهش توان چرخه می شود. در فشار های بهینه ی ذکر شده، مجموع این دو عامل بهینه شده و بیشترین توان چرخه حاصل می شود.



شکل ۳- نمودار تغییرات راندمان انرژی و اگزرژی چرخه با سه سیال ثانویه مختلف بر حسب فشار مخزن انبساط اول



شکل ۴- نمودار تغییرات راندمان انرژی و اگزرژی چرخه با سه سیال ثانویه مختلف بر حسب فشار مخزن انبساط دوم

با توجه به ثابت و معلوم بودن شرایط سیال زمین گرمایی خروجی از چاهها، عملکرد این چرخه بر حسب سه متغیر تصمیم اصلی، فشار مخزن انبساط اول و دوم و حداکثر دمای چرخه باینری برای دستیابی

۵- نتایج و بحث

در منطقه سبلان ایران سیزده چاه زمین گرمایی حفر شده اند که از این تعداد دو چاه مراحل آزمایش را با موفقیت به پایان رسانیده اند. اطلاعات ترمودینامیکی این دو چاه مطابق جدول ۳ گزارش شده است. در این مقاله، از این اطلاعات واقعی برای تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی استفاده شده است.

جدول ۳- خواص ترمودینامیکی چاه های زمین گرمایی سبلان

خواص	چاه اول	چاه دوم
فشار (kPa)	۱۰۷۲	۷۰۰
دما (°C)	۱۸۳	۱۶۵
آنتالپی (kJ/kg)	۱۱۵۰	۱۱۰۰
دبی جرمی (kg/s)	۵۷	۵۳

چرخه پیشنهادی با نرم افزار EES برای سه سیال ثانویه (سیال عامل سیستم باینری) شناخته شده R141b، n-pentane و R123 از دیدگاه قانون اول و دوم ترمودینامیک مورد تحلیل قرار گرفته است. دلیل انتخاب این سه سیال داشتن شاخص های مطلوب مانند عدم تخریب لایه ی ازن، اثرات کم گلخانه ای، عدم ایجاد خوردگی، قابلیت دسترسی، داشتن چگالی بالا در هر دو فاز مایع و بخار و همچنین عملکرد مناسب آنها در چرخه های زمین گرمایی طبق نتایج پژوهش های بررسی شده می باشد [۴ و ۷ و ۲۱].

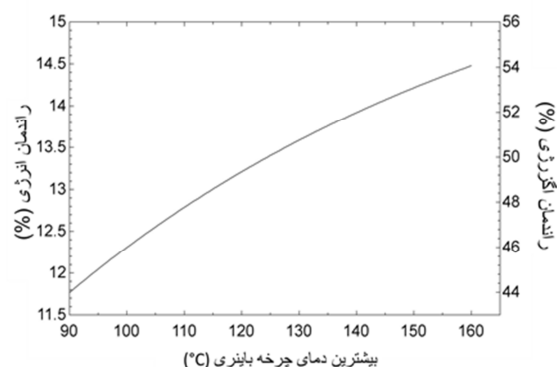
در شکل های ۳ و ۴ نمودار تغییرات راندمان انرژی و اگزرژی چرخه به ترتیب بر اساس فشار مخزن انبساط اول و دوم برای هر سه سیال ثانویه نشان داده است. واضح است که سیال ثانویه R141b دارای عملکرد بهتری می باشد. برای این سیال فشارهای بهینه ۸۰۰-kPa برای مخزن انبساط اول و ۹۲-kPa برای مخزن انبساط دوم، راندمان حرارتی و راندمان اگزرژی به مقدار بیشینه خود به ترتیب با مقادیر ۱۴/۳۵ درصد و ۵۳/۳۸ می رسند. همان گونه که مشخص است با افزایش فشار مخزن انبساط مقدار راندمان چرخه افزایش یافته و پس از رسیدن به مقدار بیشینه کاهش می یابد. در واقع هر چه فشار مخازن انبساط کاهش یابد باعث افزایش میزان بخار ورودی به توربین شده و

به حداکثر توان خالص تولیدی بهینه سازی شده و نتایج این بهینه سازی در جدول ۴ ارائه شده است. همان طور که از جدول ۴ مشخص است

جدول ۴- پارامتر های (بهینه) چرخه برای سیال های ثانویه مختلف

پارامترهای چرخه	R141b	R123	n-pentane
توان خالص (kW)	۱۷۱۱۲	۱۷۰۹۸	۱۶۷۶۶
بازده حرارتی چرخه (%)	۱۴/۳۵	۱۴/۳۴	۱۴/۰۶
بازده آگزرژی (%)	۵۳/۳۸	۵۳/۳۳	۵۲/۳
فشار بهینه مخزن ۱ (kPa)	۸۰۰	۸۰۰	۸۰۰
فشار بهینه مخزن ۲ (kPa)	۹۲	۱۱۳/۴	۱۳۴/۵
حداکثر دمای بهینه چرخه باینری (°C)	۱۵۵	۱۵۵	۱۵۵

در صورت استفاده از سیال R141b برای قسمت باینری چرخه، بیشترین توان خالص تولیدی، بیشترین راندمان انرژی و بیشترین راندمان آگزرژی به ترتیب با مقادیر ۱۷/۱۱ مگاوات، ۱۴/۳۵ درصد و ۵۳/۳۸ درصد به دست می آیند. مقادیر دما، فشار و دبی جرمی سیال در نقاط مختلف چرخه با سیال R141b در جدول ۵ ارائه شده است. در شکل ۵ تأثیر دمای ورودی به توربین سیستم باینری چرخه بر روی راندمان انرژی و آگزرژی چرخه برای سیال ثانویه R141b نشان داده شده است. همان طور که مشخص است هر چه دمای سیال ورودی به توربین بیشتر شود راندمان چرخه نیز افزایش می یابد. ولی با توجه به بیشترین دمای سر چاه های زمین گرمایی، حداکثر دمای سیال ثانویه در کار حاضر ۱۵۵ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است.



شکل ۵- نمودار راندمان انرژی و آگزرژی چرخه (با سیال ثانویه R141b) بر حسب بیشترین دمای چرخه باینری

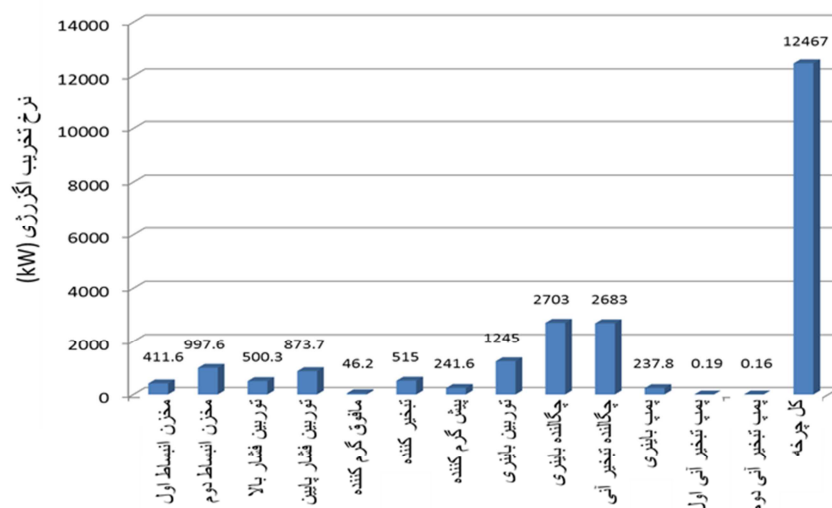
جدول ۵- نتایج تحلیل ترمودینامیکی چرخه پیشنهادی با سیال ثانویه ی R141b

نقطه	سیال	P (kPa)	T (°C)	$\dot{m}$ (kg/s)
۰	زمین گرمایی	۱۰۰	۱۰	-
۱	زمین گرمایی	۱۰۷۲	۱۸۳	۵۷
۲	زمین گرمایی	۸۰۰	۱۷۰/۴	۵۷
۳	زمین گرمایی	۸۰۰	۱۷۰/۴	۱۱/۹۴
۴	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۱۱/۹۴
۵	زمین گرمایی	۸۰۰	۱۷۰/۴	۴۵/۰۶
۶	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۴۵/۰۶
۷	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۶/۳۵
۸	زمین گرمایی	۹۲	۱۵۵	۶/۳۵
۹	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۱۸/۱۹
۱۰	زمین گرمایی	۷/۳۸	۴۰	۱۸/۱۹
۱۱	زمین گرمایی	۷/۳۸	۴۰	۱۸/۱۹
۱۲	زمین گرمایی	۱۱۰	۴۰/۰۱	۱۸/۱۹
۱۳	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۹۱/۸۱
۱۴	زمین گرمایی	۹۲	۷۳/۰۳	۹۱/۸۱
۱۵	زمین گرمایی	۱۱۰	۷۳/۰۳	۹۱/۸۱
۱۶	زمین گرمایی	۷۰۰	۱۶۵	۵۳
۱۷	زمین گرمایی	۷۰۰	۱۶۵	۵۳
۱۸	زمین گرمایی	۷۰۰	۹۷/۳۲	۵۳
۱۹	R141b	۱۳۲/۹	۴۰	۱۵۷/۹
۲۰	R141b	۱۹۵۰	۴۱/۴	۱۵۷/۹
۲۱	R141b	۱۹۵۰	۸۷/۳۲	۱۵۷/۹
۲۲	R141b	۱۹۵۰	۱۵۵	۱۵۷/۹
۲۳	R141b	۱۳۲/۹	۶۱/۱۵	۱۵۷/۹
۲۴	زمین گرمایی	۹۲	۹۷/۳۲	۵۳
۲۵	هوا	۱۰۰	۱۰	۲۵۳۸
۲۶	هوا	۱۰۰	۲۵	۲۵۳۸
۲۷	هوا	۱۰۰	۱۰	۲۴۸۲
۲۸	هوا	۱۰۰	۲۵	۲۴۸۲

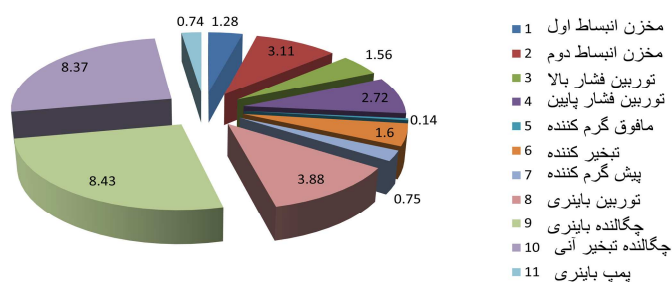
در شکل ۶ نرخ تخریب آگزرژی اجزای مختلف چرخه آورده شده است. بیشترین نرخ تخریب آگزرژی در چگالنده های باینری و انبساط آبی به ترتیب با مقادیر ۲۷۰۳ و ۲۶۸۳ کیلووات و کمترین نرخ تخریب آگزرژی در پمپ های قسمت انبساط آبی چرخه اتفاق می افتد. همچنین نرخ تخریب آگزرژی کل چرخه برابر با ۱۲۴۶۷ کیلووات می باشد.

نمودار نسبت تخریب آگزرژی اجزای چرخه به آگزرژی ورودی در شکل ۷ نشان داده شده است. مشخص است که بیشترین نسبت تخریب آگزرژی در چگالنده قسمت باینری چرخه با مقدار ۸/۴۳ % می باشد. نسبت تخریب آگزرژی پمپ های انبساط آبی به دلیل ناچیز بودن در این نمودار آورده نشده اند.

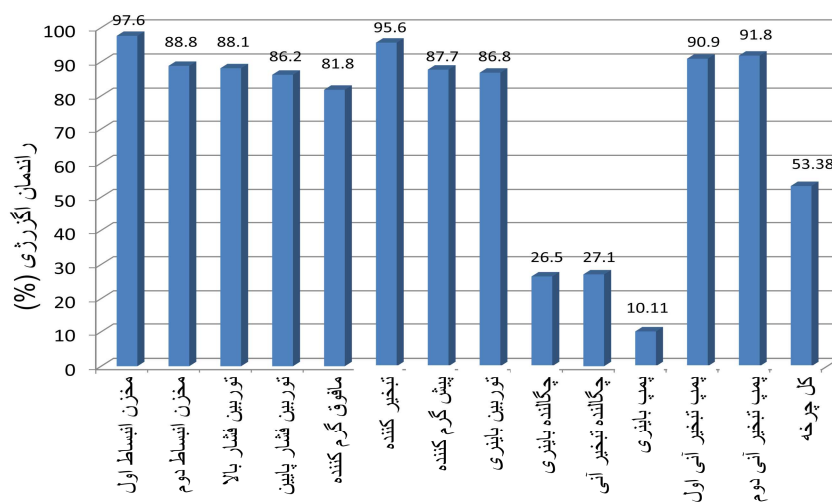
در شکل ۸ نمودار راندمان آگزرژی اجزای چرخه نشان داده شده است. همانطور که مشخص است مخزن انبساط اول با مقدار ۹۷/۶ % دارای بالاترین راندمان آگزرژی و پمپ قسمت باینری چرخه با مقدار ۱۰/۱۱ %



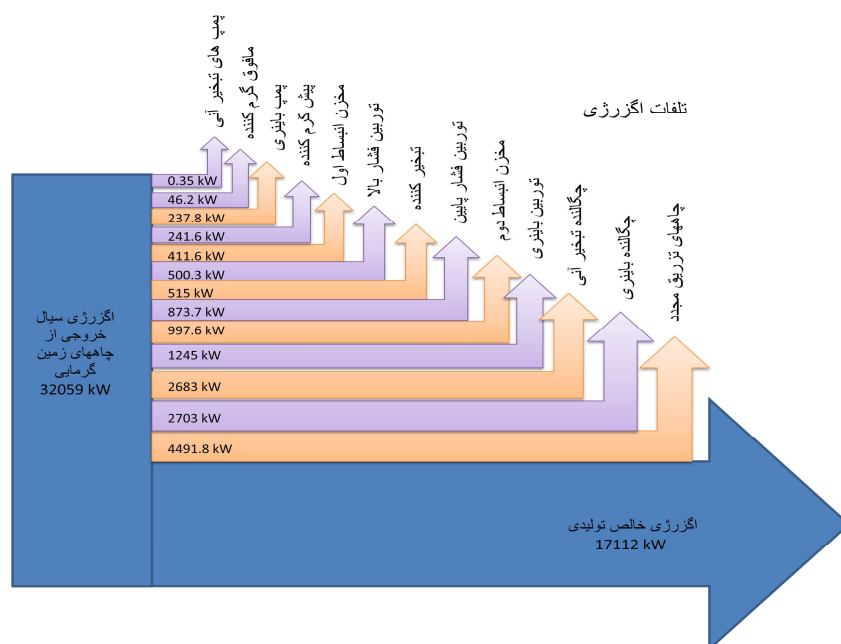
شکل ۶- نمودار نرخ تخریب اگزرژی اجزای چرخه (با سیال ثانویه R141b)



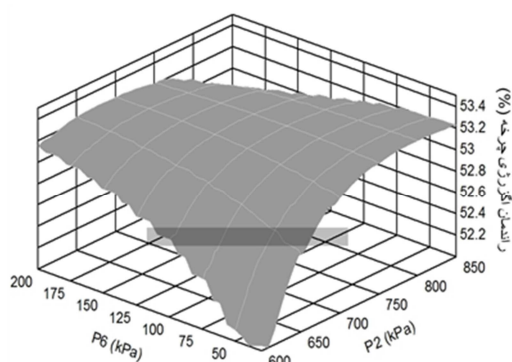
شکل ۷- نمودار نسبت تخریب اگزرژی اجزای چرخه به اگزرژی ورودی (Y_D)



شکل ۸- نمودار راندمان اگزرژی اجزای چرخه (با سیال ثانویه R141b)



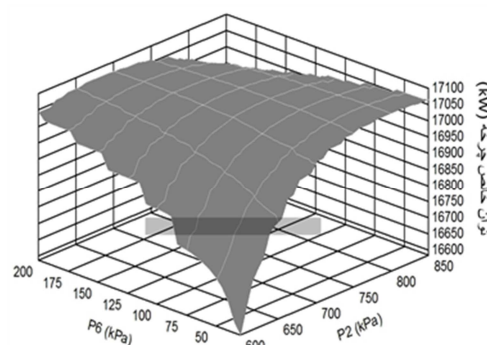
شکل ۹- نمودار جریان انرژی سیستم (با سیال ثانویه R141b)



شکل ۱۱- نمودار راندمان انرژی چرخه (با سیال ثانویه R141b) بر حسب فشارهای مخازن انبساط اول و دوم

با در نظر گرفتن شرایط سیال خروجی از چاه ها مطابق با پژوهش انجام شده توسط جلیلی نصر آبادی [۳] برای منابع گرمایی سبلان، عملکرد چرخه پیشنهادی در مقاله حاضر با سیستم پیشنهاد شده توسط جلیلی نصر آبادی [۳] مقایسه شده و مطابق جدول ۶ نتیجه شده است که توان خالص چرخه ی پیشنهادی در مقاله ی حاضر ۲۶/۳٪، راندمان حرارتی ۳۱/۸٪ و راندمان انرژی آن ۲۳٪ بیشتر از چرخه ی پیشنهادی توسط جلیلی می باشد.

دارای کمترین راندمان انرژی می باشند. راندمان انرژی کل چرخه نیز مقدار ۵۳/۳۸٪ می باشد. در شکل ۹ نیز نمودار جریان انرژی کل سیستم نشان داده شده است. در شکل های ۱۰ و ۱۱ تاثیر فشارهای مخازن انبساط اول و دوم به ترتیب بر روی توان تولیدی چرخه و راندمان انرژی چرخه نشان داده شده است. محاسبات نشان داده است در صورتی که فشار مخزن انبساط اول و دوم به ترتیب برابر با ۸۰۰- kPa و ۹۲- kPa باشند، بیشترین توان تولیدی و بیشترین راندمان انرژی به ترتیب با مقادیر ۱۷۱۱۲ کیلووات و ۵۳/۳۸٪ به دست می آیند.



شکل ۱۰- نمودار توان خالص چرخه (با سیال ثانویه R141b) بر حسب فشارهای مخازن انبساط اول و دوم

جدول ۶- عملکرد چرخه‌ی پیشنهادی و چرخه‌ی قبلی

پارامترهای چرخه	پژوهش جلیلی [۳]	کار حاضر	درصد بهبود (%)
دمای چاه ها (°C)	۱۷۰	۱۷۰	-
انتالپی چاه ها (kJ/kg)	۱۰۰۰	۱۰۰۰	-
دبی جرمی چاهها (kg/s)	۵۰۰	۵۰۰	-
توان خالص چرخه (kW)	۴۹/۷۸	۶۲/۸۹	۲۶/۳
راندمان حرارتی (%)	۹/۹۶	۱۳/۱۳	۳۱/۸
راندمان انرژی (%)	۴۳/۳۵	۵۳/۳۸	۲۳

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به پتانسیل انرژی زمین گرمایی موجود در هر منطقه، تعداد مختلفی چاه زمین گرمایی در هر منطقه حفر می شود و سیال خروجی از چاه ها دارای اختلاف دما و فشار نسبت به همدیگر می باشند. مطالعات متعددی در بررسی عملکرد چرخه های نیروگاه‌های زمین گرمایی انجام شده است که در اغلب آنها چاه های زمین گرمایی به صورت واحد در نظر گرفته شده اند. در مقاله حاضر یک چرخه جدید برای تولید توان از منابع زمین گرمایی سیلان در ایران با در نظر گرفتن اختلاف دما و فشار چاه های زمین گرمایی پیشنهاد شده و مورد تحلیل انرژی و انرژی قرار گرفته است. در این تحلیل سه سیال ثانویه مناسب برای زیر چرخه باینری در نظر گرفته شده و نتیجه شده است که سیال R141b دارای بهترین عملکرد می باشد. محاسبات نشان می‌دهد فشار بهینه برای مخزن تبخیر اول و دوم برای دستیابی به بیشترین راندمان انرژی و انرژی به ترتیب برابر با ۸۰۰ و ۹۲ کیلوپاسکال می باشند. نتایج این تحقیق نشان می دهد که حداکثر توان خالص تولیدی چرخه ی پیشنهادی با در نظر گرفتن شرایط واقعی چاه های زمین گرمایی سیلان، برابر با ۱۷/۱۱ مگاوات، راندمان انرژی چرخه برابر با ۱۴/۳۵ درصد و راندمان انرژی آن برابر با ۵۳/۳۸ درصد می باشند. نتایج تحلیل انرژی نشان می دهد که بیشترین تخریب انرژی مربوط به کندانسور قسمت باینری چرخه می باشد. در پژوهش‌های قبلی چرخه تبخیر آبی دو مرحله ای به عنوان یکی از گزینه های مناسب برای این منابع پیشنهاد شده است. نتایج تحقیق حاضر نشان می دهد که چرخه پیشنهادی در این مقاله، قادر به تولید ۲۶/۳ درصد توان خالص بیشتر (۶۲/۸۹ در مقایسه با ۴۹/۷۸ مگاوات) و دارای ۳۱/۸٪ راندمان انرژی و ۲۳٪ راندمان انرژی بیشتر نسبت به چرخه پیشنهادی قبلی است. علت اصلی برتری سیستم پیشنهادی در مقاله حاضر نسبت به پژوهش قبلی، پیکربندی و آرایش چرخه می‌باشد که به صورت یک چرخه ترکیبی عمل کرده و با توجه به اختلاف دمای چاه‌های موجود قادر است از انرژی زمین گرمایی موجود حداکثر بهره برداری را بنماید. به عنوان مثال انرژی سیال زمین گرمایی خروجی از چاه فشار پایین علاوه بر اینکه در مافوق گرم گرم کننده بخش تبخیر آبی مورد استفاده قرار می‌گیرد، قبل از بازتزیق به زمین در بخش باینری نیز استفاده شده و در نتیجه با دمای کمتری به چاه بازتزیق برمی گردد.

۷- فهرست علائم

E_x	نرخ انرژی (kW)
f	فلش (انقباض آبی)
h	انتالپی (kJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
P	فشار (kPa)
$\dot{Q}$	آهنگ انتقال گرما (kW)
s	انتروپی (kJ/kg.K)
T	دما (°C)
v	حجم مخصوص (m ³ /kg)
$\dot{W}$	توان (kW)
x	کیفیت بخار
Y_D	نسبت تخریب انرژی

زیر نویس ها

.	محیط
con	چگالنده
d	تخریب
geo	سیال زمین گرمایی
HP	فشار بالا
LP	فشار پایین
OF	سیال آرگانیک (ثانویه)
p	پمپ
Preh.	پیش گرم کننده
T	توربین
Vap.	تبخیر کننده

علائم یونانی

η_I	راندمان حرارتی (قانون اول) %
η_{II}	راندمان انرژی (قانون دوم) %
η_p	راندمان پمپ %
η_T	راندمان توربین %
ε	راندمان انرژی جزء %

۸- مراجع

- [1] Dippio R., Geothermal power plants, principles, applications, case studies and environmental impacts, Second edition, Butterworth-Heinemann, 493, 2007.
- [2] Vardimarsson P., Geothermal power plant cycles and main components, UNU-GTP, pp. 16-22, 2011.
- [3] Jalilinasrabady S., Ryuichi I., Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept, Elsevier, Geothermics, 43, pp. 75-82, 2012.
- [4] Yari M., Exergetic analysis of various types of geothermal power plants, Renewable energy, 35, pp. 112-121, 2010.
- [5] Zare V., A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants, Energy conversion and management, 105, pp. 127-138, 2015.
- [6] Zhao Y., Wang J., Cao L., Wang Y., Comprehensive analysis and parametric optimization of a CCP (Combined cooling and power) system driven by geothermal source, Energy, 97, pp. 470-487, 2016.
- [7] Shokati N., Ranjbar F., Yari M., Comparative and parametric study of double flash and single flash/ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria, Applied thermal engineering, 91, pp. 479-495, 2015.

- [8] Yilmaz C., Kanoglu M., Abusoglu A., Exergetic cost evaluation of hydrogen production powered by combined flash-binary geothermal power plant, *International journal of hydrogen energy*, 40 ,pp. 14021-14030, 2015.
- [9] Mokhtari H., Hadiannasab H., Mostafavi M., Ahmdibeni A., Determination of optimum geothermal Rankine parameters utilizing coaxial heat exchanger, *Energy*, 102, pp. 260-275, 2016.
- [10] Raymond Sarr J., Mathieu-Potvin F., Improvement of Double-Flash geothermal power plant design: A comparison of six interstage heating processes, *Geothermics*, 54, pp. 82-95, 2015.
- [11] Zarrouk S., Moon H., Efficiency of geothermal power plants: A worldwide review, *Geothermics*, 51, pp. 142-153, 2014.
- [12] Peris B., Navarro-Esbri J., Moles F., Collado R., Performance evaluation of an Organic Rankine Cycle (ORC) for power applications from low grade heat sources, *Applied Thermal Engineering* 75, pp. 763-769, 2015.
- [13] Lecompte S., Lemmens S., Thermoeconomic comparison of advanced organic rankine cycles, *Energy procedia*, 61, pp. 71-74, 2014.
- [14] R. Dipippo, "Geothermal power plants: evolution and performance assessment", Elsevier, *Geothermics*, 53, pp. 291-307, 2015.
- [15] Min-Hsiung Y., Rong-Hua Y., Economic performances optimization of the transcritical rankine cycle systems in geothermal applications, *Energy conversion and management*, 95, pp. 20-31, 2015.
- [16] Coskun A., Bolatturk A., Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource, *Energy conversion and management*, 78, pp. 39-49, 2014.
- [17] Ameri M., Amanpoor S., Energy and exergy analysis and optimization of a double flash power plant for meshkin shahr region, *World renewable energy congress*, Sweden, 2011.
- [18] Ghasemi H., M. Paci, Modeling and optimization of a binary geothermal power plant, Elsevier *Energy*, 50, pp. 412-428, 2013.
- [19] Cengel Y., Boles M., *Thermodynamics: An engineering approach*, 6th ed., New Yoark: McGraw-Hill, 2007.
- [20] Yari M., Mehr A.S., Zare V., Mahmoudi S.M.S., Rosen M.A., Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source, *Energy*, 83, pp. 712-722, 2015.
- [21] Zare V., A comparative thermodynamic analysis of two tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy, *Energy Conversion and Management*, 118, pp. 264-274, 2016.