



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

مهران عبدالعلی پورعدل، شهرام خلیل آریا^{*}، صمد جفرمدار

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

تاریخچه داوری:

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

کلمات کلیدی:

تحلیل ترمودینامیکی
تبخیر آبی تک مرحله‌ای
گاز طبیعی مایع شده
زمین گرمایی سبلان

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. چرخه‌ی کالینا و چرخه‌ی گذر بحرانی دی‌اکسید 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 می‌دهد که بازده حرارتی و انرژی با افزایش فشار جداسازها و فشار پمپ گاز طبیعی افزایش می‌یابد، همچنین کاهش اختلاف دمای نقطه تنگش‌اوپراتورها و فشار بالای چرخه‌ی کالینا منجر به افزایش توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و انرژی می‌شود، علاوه بر آن نتایج تحلیل انرژی نشان می‌دهد که بیشترین نرخ تخریب انرژی به مبدل‌های حرارتی در گاز طبیعی مایع شده متعلق است. بهینه‌سازی چرخه توسط روش الگوریتم ژنتیک انجام شده و در شرایط بهینه قابل مشاهده است که توان خالص، بازده حرارتی و انرژی به ترتیب ۳۰۶۱۰ کیلووات، بازده حرارتی ۲۹/۱۶ درصد، بازده انرژی ۵۶/۹۲ درصد بدست آمده‌اند. نتایج برای این بررسی نشان داد که توان خالص چرخه و بازده حرارتی نسبت به پژوهش قبلی برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان، بهبود یافته است.

۱- مقدمه

می‌گیرد و در صورتیکه دما زیر آن مقدار باشد از چرخه ترکیبی با باینری استفاده می‌شود [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 آبی^۱، چرخه‌ی گذر بحرانی و چرخه‌ی فوق بحرانی به عنوان چرخه تحتانی در بررسی‌های متعددی استفاده شده‌اند [۵-۷]. عدم تطابق دمایی بین سیالات چرخه رانکین آبی و منبع گرما به دلیل این که تغییر فاز مایعات در دمای ثابت رخ می‌دهد، باعث افزایش تخریب انرژی اجزای چرخه و کاهش عملکرد آن می‌شود. یک راه حل استفاده از مخلوط زئوتروپیک مانند آب-آمونیاک به عنوان سیال کاری می‌باشد که موجب می‌شود تطابق گرما در مبدل‌های حرارتی بهبود بخشد و تخریب انرژی را کاهش دهد. از راهکارهای مناسب دیگر استفاده از سیال‌های گذر بحرانی در قسمت رانکین می‌باشد که باز باعث بهبود عملکرد چرخه می‌شود [۸]. یانگ و همکاران [۹] نشان دادند که در چرخه رانکین گذر بحرانی که با دی‌اکسید کربن به عنوان سیال عامل کار می‌کند،

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، اخیراً مطالعات بسیاری روی استفاده از منابع حرارت پایین و پاک از جمله منابع انرژی‌های تجدیدپذیر انجام یافته است. انرژی زمین گرمایی در میان انرژی‌های تجدیدپذیر 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 [۱ و ۲]. برای تولید توان از منابع زمین گرمایی به طور مستقیم، باینری و چرخه تبخیر آبی یا ترکیبی دو حالت استفاده می‌شود، اگر دمای منبع زمین گرمایی بالاتر از ۲۳۵ 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، چرخه‌های بخار انبساط آبی تک و دو مرحله‌ای مورد استفاده قرار

1 Organic Rankine Cycle (ORC)

^{*} نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sh.khalilarya@urmia.ac.ir

حقوق مؤلفین به نویسندگان و حقوق ناشر به انتشارات دانشگاه امیرکبیر داده شده است. این مقاله تحت لایسنس آفرینندگی مردمی (Creative Commons License) در دسترس شما قرار گرفته است. برای جزئیات این لایسنس، از آدرس <https://www.creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/legalcode> دیدن فرمائید.



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

در کشور ایران و منطقه مشکین‌شهر، 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 آبی 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 آبی یک مرحله‌ای (در فشار مخزن فلش ۵/۵ بار)، توان خالص خروجی ۳۱ مگاوات و برای چرخه تبخیر آبی 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 آبی به ازای سیال‌های خشک، مورد بررسی قرار دادند. طبق نتایج حاصل شده، بهترین بازده انرژی ۲۰/۵٪ و بازده انرژی ۶۳/۷٪ برای چرخه رانکین آبی با مبدل حرارتی داخلی بدست آمد. یک آرایش جدید ترکیبی تبخیر آبی دو مرحله‌ای با رانکین آبی، 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 انرژی قرار گرفت. طبق نتایج برای سیال R۱۴۱b، به عنوان مناسب‌ترین سیال برای چرخه باینری انتخاب شد و توان خالص تولیدی، راندمان انرژی و انرژی چرخه پیشنهادی به ترتیب برابر با ۱۷/۱۱ مگاوات، ۱۴/۳۵ درصد و ۵۳/۳۸ درصد محاسبه شدند. عالی و همکاران [۱۵] برای چرخه پیشنهادی با همان شرایط چاه‌ها از دیدگاه انرژی و هزینه تولید توان ۵/۰۶۸ دلار بر گیگاژول می‌باشد. همچنین عبدالعلی پور و همکاران [۱۶] با در نظر گرفتن دو دسته چاه مطابق مطالعه قبلی، یک چرخه ترکیبی تولید توان جدید (شامل یک چرخه ترکیبی از دو چرخه تبخیر تک مرحله‌ای، چرخه دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی و رانکین آبی) پیشنهاد دادند که درحالت بهینه توان خالص ۱۹۹۳۴ کیلووات، بازده انرژی ۱۷/۰۵٪ و بازده انرژی 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 می‌گیرد. هنگامی که گاز طبیعی برای حمل و نقل مایع می‌شود، می‌تواند مقدار قابل توجهی از انرژی را در طی فرایند گازسازی مجدد، آزاد سازد. روش‌های مختلف برای بازیابی این انرژی در طی فرایند گاز سازی انجام شده است. عموماً از انرژی سرد گاز طبیعی مایع شد به عنوان چاه حرارتی منابع گرمای آبشاری استفاده شده است [۱۷]. از جمله مطالعاتی که در زمینه استفاده همزمان از سایر منابع انرژی و انرژی سرد گاز طبیعی^۱ مایع شده در ادامه اشاره می‌شود. غایبی و همکاران [۱۸] به بررسی انرژی، انرژی و انرژی اگزوزواکونومیکی یک سیستم سه‌گانه 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 آبی 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 بهینه‌سازی، بیشترین بازده انرژی و انرژی 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 می‌شد، در حالت بهینه نشان داده شد که توان خالص، راندمان حرارتی، بازده انرژی و هزینه واحد تولید توان به ترتیب ۹۰۴۴ کیلووات، ۲۹/۸۷ درصد، ۴۳/۱۹ درصد و ۱۲۷/۸ دلار بر گیگاژول می‌باشند. صدرالدینی و همکاران [۲۱] چرخه آبشاری رانکین آبی و دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی را برای بازیابی انرژی از منبع حرارت متوسط و گاز طبیعی مایع مورد تحلیل و بهینه‌سازی قرار دادند، طبق نتایج بهینه بازده انرژی برای چرخه‌های رانکین آبی و دی‌اکسیدکربن 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 می‌باشد. اکبری [۲۲] یک چرخه ترکیبی متشکل از چرخه استرلینگ، چرخه گذر بحرانی دی‌اکسیدکربن و چرخه تبدیل گاز طبیعی از گاز طبیعی مایع شده را مورد بررسی و بهینه‌سازی قرار داد و بازده کل انرژی و

این چاه‌ها به دو گروه چاه‌های فشار پایین^۱ و فشار بالا^۲ تقسیم بندی شده است. آب زمین گرمایی از چاه‌های فشار بالا بعد از منبسط شدن و جداسازی بخار از مایع وارد توربین فشار بالا می‌شود. 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 می‌کند، جریان خارج شده از توربین فشار پایین بعد از تبدیل به مایع اشباع در کندانسور ۱، توسط پمپ به چاه تزریق می‌شود. قسمت مایع خارج شده از جداساز ۲ برای پیش‌گرم چرخه‌ی رانکین گذر بحرانی مورد استفاده قرار می‌گیرد. در چرخه دی‌اکسیدکربن بعد از پیش‌گرم، سیال وارد تبخیرکننده ۱ می‌شود تا مقدار گرمای بیشتری را از قسمت مایع خارج شده از جداساز ۱ که دمای بالایی دارد دریافت کند. دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی با دما و فشار بالا وارد توربین گذر بحرانی شده و پس از تولید توان وارد مبدل حرارتی ۲ می‌شود تا دی‌اکسیدکربن مایع اشباع شده و توسط پمپ به فشار فوق بحرانی برسد. آب زمین گرمایی خارج شده از تبخیرکننده ۱، به علت بالا بودن دما، از آن در تبخیرکننده چرخه کالینا استفاده می‌شود، مخلوط آب-آمونیک در چرخه کالینا بعد از گرفتن انرژی در تبخیرکننده ۲ وارد جداساز ۳ شده تا با افزایش غلظت آمونیاک و آنتالپی وارد توربین کالینا شود، از جایی که مایع خارج شده از جداساز ۳ دمای بالایی دارد با استفاده از بازیاب از اتلاف انرژی جلوگیری می‌شود، آب-آمونیاک خارج شده از بازیاب وارد شیر انبساط شده تا فشار بالای چرخه را از دست بدهد،

جریان خارج شده از جداساز ۳ با جریان خارج شده از توربین در جاذب ترکیب می‌شود، 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 تقریباً ۱۶۰- درجه سلسیوس می‌باشد، ابتدا توسط پمپ فشار آن افزایش پیدا کرده، و سپس از دو مبدل حرارتی چرخه گذر بحرانی و کالینا برای افزایش دمای آن استفاده می‌شود. گاز طبیعی با انجام توان در توربین گاز طبیعی از آن خارج می‌شود، چون گاز طبیعی خروجی توربین، دمای پایینی نسبت به محیط و

اگرژی 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 می‌باشد، یک آرایش ترکیبی که شامل دو چرخه‌ی تبخیر آبی 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 اگرژی در دو چرخه تحتانی از مبدل‌های 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 می‌شود:

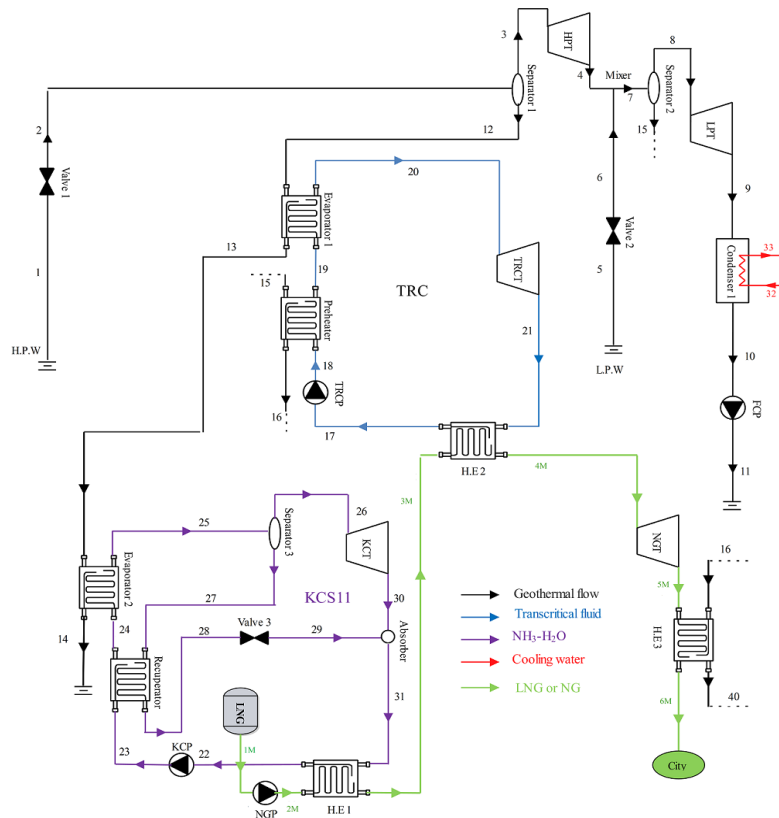
- یک چرخه‌ی ترکیبی جدید با استفاده از دو چاه زمین گرمایی سبلان به عنوان منبع گرما که دارای چرخه‌های تحتانی کالینا و گذر بحرانی بوده و گاز طبیعی مایع شده به صورت چاه حرارتی استفاده می‌شود.
- چرخه‌ی پیشنهادی مورد ارزیابی انرژی و اگرژی قرار گرفته است.
- یک بررسی جامع پارامتری به ازای پارامترهای موثر برای 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،

1 Low pressure wells (LPWs)
2 High pressure wells (HPWs)



شکل ۱ چرخه جدید پیشنهادی برای تولید توان و گاز طبیعی از چاه‌های 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

اوپراتور، حداقل اختلاف دمای نقطه تنگش 10^2 درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است [۱۶].

- دما و فشار محیط به ترتیب ۱۵ درجه سلسیوس و ۱ بار در نظر گرفته شده است [۱۵ و ۱۶].

- برای توربین‌ها و پمپ‌های راندمان آیزنتروپیک به ترتیب ۸۵٪ و ۹۰٪ در نظر گرفته شده است [۱۵ و ۱۶].

- فشار خروجی پمپ گاز طبیعی مایع شده ۳۰ بار و برای مصرف کننده ۳ بار در نظر گرفته شده است [۱۹].

- برای چاه‌های زمین گرمایی سبلان از اطلاعات واقعی این چاه‌ها که در جدول ۱ آمده استفاده شده است [۱۳-۱۶].

۳- تحلیل ترمودینامیکی

۱-۳- روابط انرژی و انژری

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

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

مقادیر سرچاه‌ها

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

۲-۲- فرضیات

برای مدل‌سازی سیستم ترکیبی پیشنهادی از نرم‌افزار ای‌ای‌اس^۱ 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 انژری پتانسیل و جنبشی ناچیز است [۱۵].

- برای تبخیر کردن سیال چرخه‌ی رانکین گذر بحرانی و کالینا در

2 Pinch Point temperature difference

1 Engineering Equation Solver (EES)

که ex_{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 [۱۵ و ۱۶].

مقدار اگزرژی کل برای هر جریان با صرف نظر از اگزرژی جنبشی و پتانسیل طبق رابطه زیر بدست خواهد آمد [۲۵].

$$\dot{E}x_{total,i} = \dot{E}x_{ph,i} + \dot{E}x_{ch,i} \quad (11)$$

با در نظر گرفتن حجم کنترل، برای بدست آوردن تخریب اگزرژی هر عضو ($\dot{E}x_D$) خواهیم داشت [۲۵]:

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (12)$$

که $\dot{E}x_F$ و $\dot{E}x_P$ به ترتیب اگزرژی سوخت و اگزرژی محصول بیان می‌گردند [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]:

$$\dot{W}_{net} = \sum \dot{W}_T - \sum \dot{W}_P \quad (13)$$

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

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{6M}}{\dot{E}x_1 + \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{1M}} \quad (15)$$

در واقع روش حل کل مساله برای تحلیل انرژی و اگزرژی همانند فلوجارت 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 می‌شود [۸ و ۱۵]:

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

$$\sum \dot{m}_i x_i = \sum \dot{m}_o x_o \quad (2)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_o h_o \quad (3)$$

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

$$\eta_T = \frac{h_i - h_o}{h_i - h_{o,s}} \quad (4)$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}_i (h_i - h_o) \quad (5)$$

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

$$\eta_p = \frac{v_i (P_o - P_i)}{h_o - h_i} \quad (6)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_i (h_o - h_i); \quad (7)$$

مقدار اگزرژی فیزیکی از طریق رابطه زیر بدست می‌آید [۱۵ و ۱۶]

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

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

$$\dot{E}x_{ch,i} = \dot{m} \left[\left(\frac{x_i}{M_{NH_3}} \right) ex_{ch,NH_3}^0 + \left(\frac{1-x_i}{M_{H_2O}} \right) ex_{ch,H_2O}^0 \right] \quad (9)$$

که ex_{ch,NH_3}^0 و ex_{ch,H_2O}^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_2O} جرم مولی آمونیاک و آب بوده که به ترتیب ۱۷ و ۱۸ کیلوگرم بر کیلومول می‌باشد [۲۴].

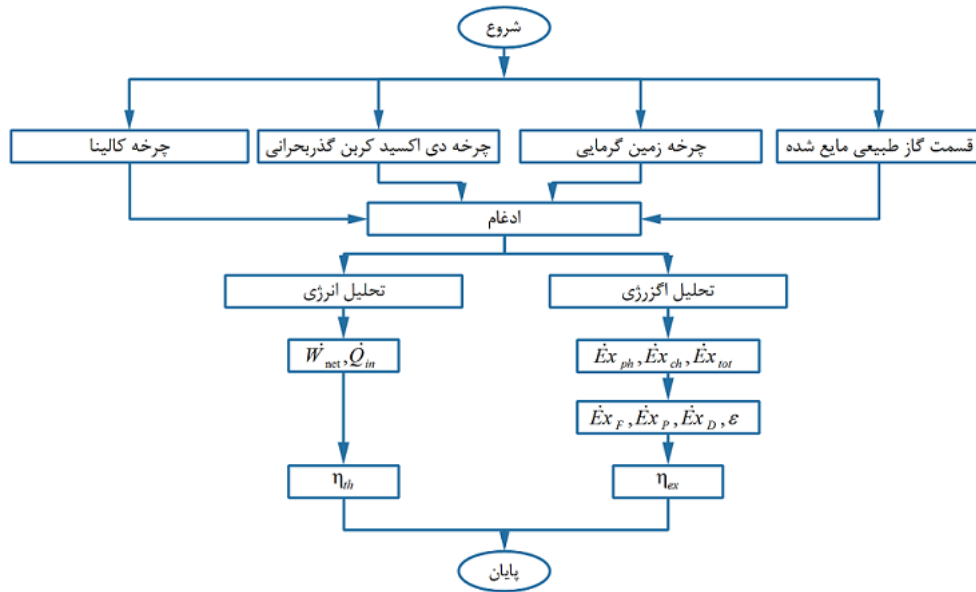
$$\dot{E}x_{ch,CH_4,i} = \dot{m} \left(\frac{ex_{ch,CH_4}^0}{M_{CH_4}} \right) \quad (10)$$

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

جزء	روابط انرژی	انرژی سوخت	انرژی محصول
شیر انبساط ۱	$h_1 = h_2$	$\dot{E}x_1$	$\dot{E}x_2$
مخزن فلش ۱	$h_3 = h_{2g}, h_{12} = h_{2f}$	$\dot{E}x_2$	$\dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{13}$
توربین فشار بالا	$\eta_{HPT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}}, \dot{W}_{HPT} = \dot{m}_3 (h_3 - h_4)$	$\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$	\dot{W}_{HPT}
شیر انبساط ۲	$h_5 = h_6$	$\dot{E}x_5$	$\dot{E}x_6$
اختلاط	$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_6 h_6$	$\dot{E}x_6 + \dot{E}x_4$	$\dot{E}x_7$
مخزن فلش ۲	$h_8 = h_{7g}, h_{15} = h_{7f}$	$\dot{E}x_7$	$\dot{E}x_8 + \dot{E}x_{15}$
توربین فشار پایین	$\eta_{LPT} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9,s}}, \dot{W}_{LPT} = \dot{m}_8 (h_8 - h_9)$	$\dot{E}x_8 - \dot{E}x_9$	\dot{W}_{LPT}
کندانسور ۱	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{32} h_{32} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{33} h_{10}$	$\dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10}$	$\dot{E}x_{33} - \dot{E}x_{32}$
پمپ فلش	$\eta_{FCP} = \frac{v_{10} (P_{11} - P_{10})}{h_{11} - h_{10}}, \dot{W}_{FCP} = \dot{m}_{10} (h_{11} - h_{10})$	\dot{W}_{FCP}	$\dot{E}x_{11} - \dot{E}x_{10}$
پمپ گذر بحرانی	$\eta_{TRCP} = \frac{v_{17} (P_{18} - P_{17})}{h_{18} - h_{17}}, \dot{W}_{TRCP} = \dot{m}_{17} (h_{18} - h_{17})$	\dot{W}_{TRCP}	$\dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{17}$
پیش خنک کن	$\dot{m}_{18} h_{18} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{16} h_{16} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{E}x_{15} - \dot{E}x_{16}$	$\dot{E}x_{19} - \dot{E}x_{18}$
تبخیر کن ۱	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{20} h_{20} = \dot{m}_{12} h_{12} + \dot{m}_{19} h_{19}$	$\dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13}$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{19}$
توربین گذر بحرانی	$\eta_{TRCT} = \frac{h_{20} - h_{21}}{h_{20} - h_{21,s}}, \dot{W}_{TRCT} = \dot{m}_{20} (h_{20} - h_{21})$	$\dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21}$	\dot{W}_{TRCT}
مبدل حرارتی ۲	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	$\dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{21}$	$\dot{E}x_{3M} - \dot{E}x_{4M}$
پمپ کالینا	$\eta_{KCP} = \frac{v_{22} (P_{23} - P_{22})}{h_{23} - h_{22}}, \dot{W}_{KCP} = \dot{m}_{22} (h_{23} - h_{22})$	\dot{W}_{KCP}	$\dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{22}$
بازیاب	$\dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{27} h_{27} = \dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{28} h_{28}$	$\dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{28}$	$\dot{E}x_{24} - \dot{E}x_{23}$
تبخیر کن ۲	$\dot{m}_{24} h_{24} + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{25} h_{25}$	$\dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14}$	$\dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{24}$
مخزن فلش ۳	$h_{26} = h_{25g}, h_{27} = h_{25f}$	$\dot{E}x_{25}$	$\dot{E}x_{27} + \dot{E}x_{26}$
توربین کالینا	$\eta_{KCT} = \frac{h_{26} - h_{30}}{h_{26} - h_{30,s}}, \dot{W}_{KCT} = \dot{m}_{26} (h_{26} - h_{30})$	$\dot{E}x_{26} - \dot{E}x_{30}$	\dot{W}_{KCT}
شیر انبساط ۳	$h_{28} = h_{29}$	$\dot{E}x_{28}$	$\dot{E}x_{29}$
جاذب	$\dot{m}_{29} h_{29} + \dot{m}_{30} h_{30} = \dot{m}_{31} h_{31}$	$\dot{E}x_{29} + \dot{E}x_{30}$	$\dot{E}x_{31}$
پمپ گاز طبیعی	$\eta_{LNGP} = \frac{v_{1M} (P_{2M} - P_{1M})}{h_{2M} - h_{1M}}, \dot{W}_{LNGP} = \dot{m}_{1M} (h_{2M} - h_{1M})$	\dot{W}_{LNGP}	$\dot{E}x_{2M} - \dot{E}x_{1M}$
مبدل حرارتی ۱	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	$\dot{E}x_{31} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{E}x_{2M} - \dot{E}x_{3M}$
توربین گاز طبیعی	$\eta_{LNGT} = \frac{h_{4M} - h_{5M}}{h_{4M} - h_{5M,s}}, \dot{W}_{LNGT} = \dot{m}_{4M} (h_{4M} - h_{5M})$	$\dot{E}x_{4M} - \dot{E}x_{5M}$	\dot{W}_{LNGT}
مبدل حرارتی ۳	$\dot{m}_{3M} h_{3M} + \dot{m}_{21} h_{21} = \dot{m}_{17} h_{17} + \dot{m}_{4M} h_{4M}$	$\dot{E}x_{5M} - \dot{E}x_{6M}$	$\dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{33}$

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 فلوجارت)، 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 بهینه‌سازی 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 بهینه‌سازی توان خالص همزمان انجام می‌پذیرد. همچنین بهینه‌سازی با استفاده از روش الگوریتم ژنتیک در نرم افزار ای‌ای‌اس انجام خواهد شد، فرایند الگوریتم ژنتیک در



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

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

$$\max \dot{W}_{net} (P_2, P_6, PR, x_{25}, P_{25}) \quad (16)$$

$$7 \leq P_2 \text{ (bar)} \leq 10.72 \quad (17)$$

$$1 < P_6 \text{ (bar)} \leq P_2, P_6 \leq 7 \quad (18)$$

$$1 < PR < 5 \quad (19)$$

$$10 \leq P_{25} \text{ (bar)} \leq 50 \quad (20)$$

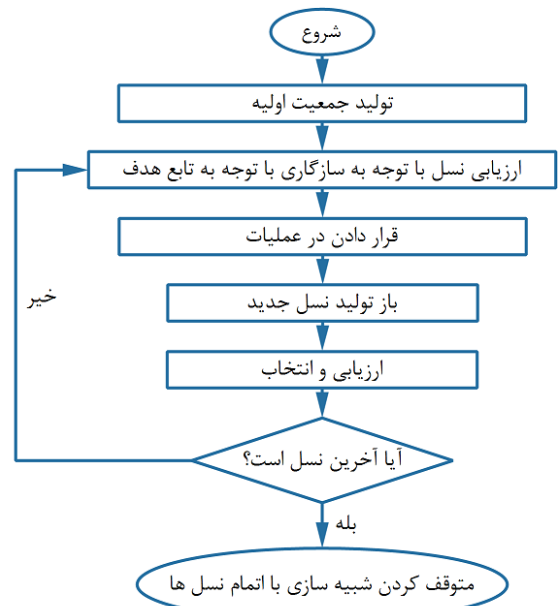
$$10 \leq P_{2M} \text{ (bar)} \leq 30 \quad (21)$$

۴-۳- اعتبارسنجی

برای اعتبارسنجی در چهار بخش چرخه تبخیر آبی یک مرحله‌ای (برای شرایط $T_{geo} = 230^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 40^\circ\text{C}$ و $T = 25^\circ\text{C}$) در مطالعه یاری [۳]، چرخه کالینا (برای شرایط $P_{EV} = 10 \text{ bar}$, $T_{geo} = 373 \text{ K}$ ، در مطالعه السعید و همکاران [۲۷]، چرخه گذر بحرانی (برای شرایط $T_{geo} = 150^\circ\text{C}$, $T_{cond} = 25^\circ\text{C}$ و $T = 15^\circ\text{C}$) در مطالعه ولز و همکاران [۲۸] و قسمت گاز طبیعی مایع شده (برای شرایط $P_{fm} = 3 \text{ bar}$, $P_{tm} = 30 \text{ bar}$, $P = 1/0.12 \text{ bar}$) در مطالعه مصفا و همکاران [۱۹] با کار حاضر مقایسه شده است. نتایج جدول ۳ و جدول ۴ و همچنین شکل ۴ حاکی از مطابقت قابل قبول نتایج کار حاضر با نتایج تحقیقات پیشین می‌باشد.

۴- نتایج و بحث

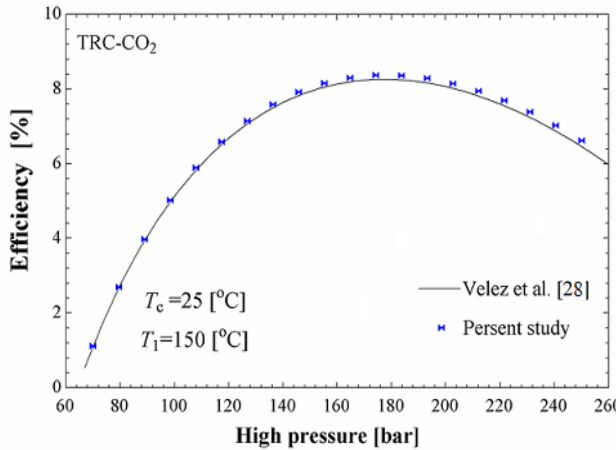
تجزیه و تحلیل انرژی و اگزرژی با توجه به فرضیات در نظر گرفته و مشخصات چاه‌های زمین گرمایی سبلان و روابط موجود در جدول ۲ برای چرخه ترکیبی پیشنهادی، انجام شده است. مشخصات ترمودینامیکی همانند دما، دبی، فشار، آنتالپی، آنترپی و اگزرژی کل در جدول ۵ آمده است، برای این حالت توان خالص تولیدی 2770.2 مگاوات، بازده حرارتی $25/88$ درصد، تخریب اگزرژی کل 29866



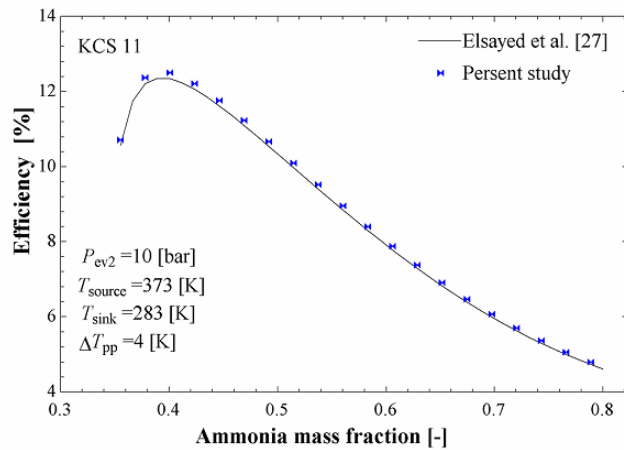
شکل ۳. فلوجارت الگوریتم ژنتیک [۲۶]
Fig. 3. Flow chart of the Genetic algorithm

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

آنتروپی (kJ/kg.K)		آنتالپی (kJ/kg)		فشار (kPa)		دما (°C)		حالت
کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	کار حاضر [۱۹]	
-۶/۸۶	-۶/۶۷۷	-۹۱۰/۹	-۹۱۰/۹	۱۰۱/۳	۱۰۱/۳	-۱۶۱/۵	-۱۶۱/۵	۱ M
-۶/۷۶	-۶/۶۷	-۹۰۳/۳	-۹۰۳/۳	۳۰۰۰	۳۰۰۰	-۱۶۰/۵	-۱۶۰/۵	۲ M
-۳/۳۴	-۳/۳۳۹	-۳۷۱	-۳۷۱	۳۰۰۰	۳۰۰۰	-۹۵/۹	-۹۵/۸۷	۳ M
-۱/۵۲	-۱/۵۲	۶۸/۳۶	۶۸/۳۶	۳۰۰۰	۳۰۰۰	۶۵/۳	۶۵/۲۹	۴ M
-۱/۲۹	-۱/۲۹۸	-۱۸۷/۶	-۱۸۷/۶	۳۰۰	۳۰۰	-۵۹/۸	-۵۹/۸	۵ M
-۰/۵۷	-۰/۵۶۹۷	-۲/۹۴	-۲/۹۳۳	۳۰۰	۳۰۰	۲۵	۲۵	۶ M



(ب)



(الف)

شکل ۴: اعتبار سنجی چرخه‌های الف) کالینا، ب) گذر بحرانی دی‌اکسید کربن.
Fig. 4. Verification of simulation for a) the Kalina cycle b) the Transcritical CO2 cycle

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

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

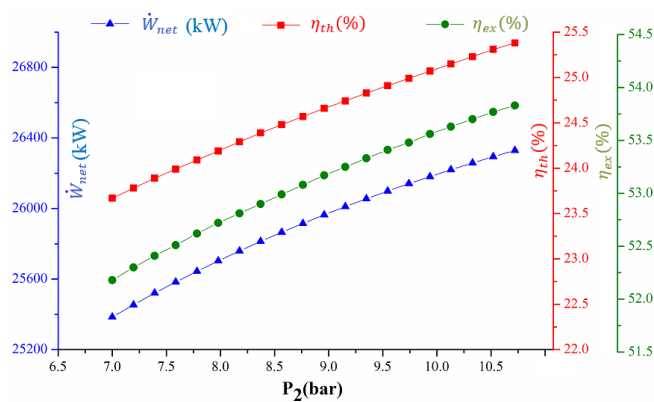
جدول ۴: اعتبار سنجی چرخه تبخیر آبی تک مرحله‌ای

Table 4. Verification of simulation the single flash cycle

پارامتر	مطالعه حاضر	مطالعه یاری [۳]	اختلاف نتایج (%)
کار چرخه (kW)	۷۵/۹۵	۷۵/۹۳	۰/۰۲۶
بازده حرارتی (%)	۸/۶۵	۸/۵۷۷	۰/۸۴
بازده انرژی (%)	۱۳/۸۵	۱۳/۷۷	۰/۵۸
تخریب انرژی (kW)	۱۴۲/۵	۱۴۰/۶	۱/۳۳

۴-۱- نتایج مطالعه پارامتری

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



شکل ۵: تاثیر فشار جداساز اول روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده انرژی چرخه ترکیبی

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

جدول ۵ مشخصات ترمودینامیکی چرخه‌ی ترکیبی مورد بررسی

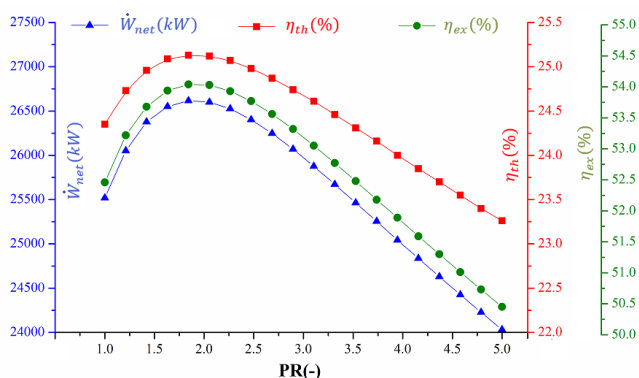
Table 5. Calculated thermodynamic properties of the streams

سیال	دما (°C)	فشار (bar)	دبی (kg/s)	آنتالپی (kJ/kg.K)	آنتروپی (kJ/kg)	اگرژی کل (kW)
۱ زمین گرمایی	۱۸۳	۱۰/۷۲	۵۷	۱۱۵۰	۲/۹۸۸	۱۶۵۷۳
۲ زمین گرمایی	۱۷۵/۴	۹	۵۷	۱۱۵۰	۳/۰۰۲	۱۶۳۲۸
۳ زمین گرمایی	۱۷۵/۴	۹	۱۱/۴۳	۲۷۷۴	۶/۶۲۲	۹۹۰۷
۴ زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵	۱۱/۴۳	۲۶۸۰	۶/۶۶۱	۸۷۱۴
۵ زمین گرمایی	۱۶۵	۷	۵۳	۱۱۰۰	۲/۹۱۲	۱۳۹۲۰
۶ زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵	۵۳	۱۱۰۰	۲/۹۴۲	۱۳۴۴۸
۷ زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵	۶۴/۴۳	۱۳۸۰	۳/۶۰۲	۲۲۱۶۲
۸ زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵	۲۲/۶۱	۲۷۴۹	۶/۸۲۱	۱۷۷۴۱
۹ زمین گرمایی	۲۵	۰/۰۳۱۶۹	۲۲/۶۱	۲۱۳۷	۷/۱۸۳	۱۵۵۵
۱۰ زمین گرمایی	۲۵	۰/۰۳۱۶۹	۲۲/۶۱	۱۰۴/۸	۰/۳۶۷	۱۳/۸۵
۱۱ زمین گرمایی	۲۵	۱.۱	۲۲/۶۱	۱۰۴/۹	۰/۳۶۷	۱۶/۲۸
۱۲ زمین گرمایی	۱۷۵/۴	۹	۴۵/۵۷	۷۴۲/۹	۲/۰۹۵	۶۴۲۱
۱۳ زمین گرمایی	۱۲۲/۷	۹	۴۵/۵۷	۵۱۵/۸	۱/۵۵۶	۳۱۴۲
۱۴ زمین گرمایی	۶۴/۶۸	۹	۴۵/۵۷	۲۷۱/۵	۰/۸۸۹	۷۶۹/۳
۱۵ زمین گرمایی	۱۵۱/۹	۵	۴۱/۸۲	۶۴۰/۴	۱/۸۶۱	۴۴۲۱
۱۶ زمین گرمایی	۶۰/۹۷	۵	۴۱/۸۲	۲۵۵/۶	۰/۸۴۳	۵۹۶/۸
۱۷ دی‌اکسیدکربن	۲۵	۶۴/۳۴	۱۱۰	-۲۳۲/۳	-۱/۴۹۱	۲۱۸۵۱
۱۸ دی‌اکسیدکربن	۵۰/۹۷	۲۲۱/۳	۱۱۰	-۲۰۷/۸	-۱/۴۷۹	۲۴۱۴۳
۱۹ دی‌اکسیدکربن	۱۱۳/۵	۲۲۱/۳	۱۱۰	-۶۱/۴۹	-۱/۰۶۶	۲۷۱۴۴
۲۰ دی‌اکسیدکربن	۱۶۵/۴	۲۲۱/۳	۱۱۰	۳۲/۶۱	-۰/۸۳۶۷	۳۰۲۳۴
۲۱ دی‌اکسیدکربن	۶۲/۹	۶۴/۳۴	۱۱۰	-۲۴/۰۵	-۰/۸۰۶۶	۲۳۰۴۹
۲۲ آب-آمونیاک	۲۵	۸/۰۹۱	۱۰/۱۸	-۲۳/۵۶	۰/۳۲۳۴	۱۶۵۲۲۰
۲۳ آب-آمونیاک	۲۵/۳۹	۲۱	۱۰/۱۸	-۲۰/۹۲	۰/۳۲۶۱	۱۶۵۲۳۹
۲۴ آب-آمونیاک	۴۶/۵۸	۲۱	۱۰/۱۸	۷۹/۴۷	۰/۶۵۰۹	۱۶۵۳۰۸
۲۵ آب-آمونیاک	۱۱۲/۷	۲۱	۱۰/۱۸	۱۱۷۳	۳/۷۷۱	۱۶۷۲۹۳
۲۶ آب-آمونیاک	۱۱۲/۷	۲۱	۷/۲۷۵	۱۵۳۰	۴/۷۱۶	۱۴۲۱۹۷
۲۷ آب-آمونیاک	۱۱۲/۷	۲۱	۲/۹۰۵	۲۷۹/۷	۱/۴۰۴	۲۵۰۹۷
۲۸ آب-آمونیاک	۳۵/۳۹	۲۱	۲/۹۰۵	-۷۲/۱۱	۰/۳۸۸۶	۲۴۹۲۵
۲۹ آب-آمونیاک	۳۵/۶۴	۸/۰۹۱	۲/۹۰۵	-۷۲/۱۱	۰/۳۹۳۵	۲۴۹۲۱
۳۰ آب-آمونیاک	۷۳/۴۳	۸/۰۹۱	۷/۲۷۵	۱۴۰۱	۴/۷۸۲	۱۴۱۱۱۵
۳۱ آب-آمونیاک	۶۸/۰۹	۸/۰۹۱	۱۰/۱۸	۹۸۰/۴	۳/۵۳۷	۱۶۶۰۱۴
۳۲ آب	۱۵	۱	۱۸۳۱	۶۳/۰۱	۰/۲۲۴۲	۰
۳۳ آب	۲۱	۱	۱۸۳۱	۸۸/۱۱	۰/۳۱۰۴	۴۷۱/۸
۱ M گاز طبیعی مایع	-۱۶۱/۶	۱	۳۵	-۹۱۱/۵	-۶/۶۸۲	۳۷۳۹۰
۲ M گاز طبیعی مایع	-۱۶۰/۷	۳۰	۳۵	-۹۰۳/۹	-۶/۶۷۵	۳۷۵۸۷
۳ M گاز طبیعی	-۹۵/۸۸	۳۰	۳۵	-۶۱۱/۸	-۴/۶۹۷	۲۷۸۶۳
۴ M گاز طبیعی	۵۴/۷۷	۳۰	۳۵	۴۲/۵۲	-۱/۵۹۸	۱۹۵۱۰
۵ M گاز طبیعی	-۶۷/۴۳	۳	۳۵	-۲۰۳/۹	-۱/۳۷۵	۸۶۴۰
۶ M گاز طبیعی	۱۵	۳	۳۵	-۲۵/۲۶	-۰/۶۴۵۹	۷۵۳۵
۴۰ زمین گرمایی	۲۵/۲	۵	۴۱/۸۲	۱۰۶/۱	۰/۳۶۹۶	۴۷/۵۹

توان خالص کل چرخه افزایش یابد. افزایش توان ورودی بر اثر افزایش فشار جداساز، با توجه به روابط (۱۳) تا (۱۵) باعث افزایش بازده حرارتی و اگرژی کل چرخه‌ی ترکیبی نیز می‌شود.

دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی نیز بالاتر می‌رود و این حالت افزایش باعث می‌شود که توان توربین گذر بحرانی و کالینا و همچنین توربین گاز طبیعی افزایش یابد، این افزایش توان در چهار توربین باعث می‌شود

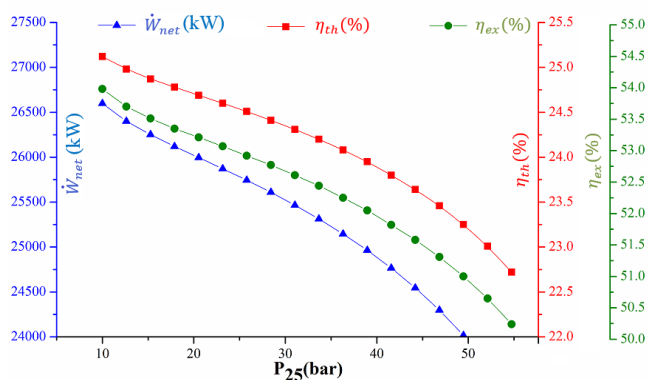
شده است، با افزایش نسبت فشار (نسبت فشار بالای چرخه به فشار بحرانی)، فشار بالای چرخه گذر بحرانی افزایش پیدا کرده و در نتیجه مقدار کار پمپ و توربین چرخه دی‌اکسیدکربن همزمان افزایش می‌یابد، در نتیجه اثر متضادی را روی توان خالص چرخه دی‌اکسیدکربن و کل چرخه ترکیبی می‌گذارد و در یک نسبت فشار مشخص به بیشترین مقدار خود می‌رسد. با افزایش نسبت فشار تا مقدار بهینه مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و اگزرژی تقریباً به ترتیب تا ۲۶۵۰۰ کیلووات، ۲۵٪ و ۵۴/۱٪ افزایش می‌یابند.



شکل ۷. تاثیر نسبت فشار چرخه دی‌اکسیدکربن روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی 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

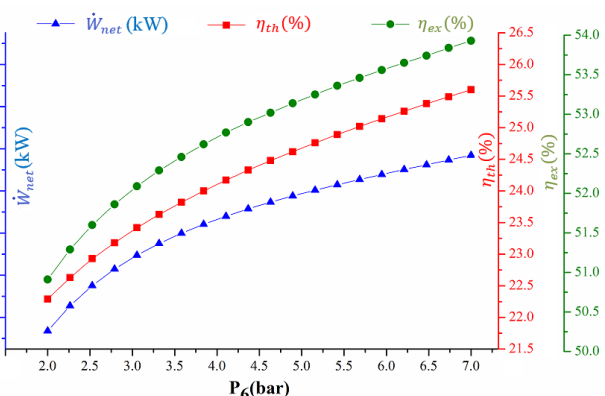


شکل ۸. تاثیر فشار بالای کالینا روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی ترکیبی

Fig. 8. Effects of the kalinian 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 پایین به مقدار بیشینه خود می‌رسد. با افزایش فشار جداساز دوم، فشار نقطه ۴ افزایش می‌یابد و باعث می‌شود تا آنتالپی 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 می‌یابد، همچنین با افزایش فشار جداساز دوم، دمای اشباع متناظر با آن افزایش یافته و باعث می‌شود 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 می‌یابد و باعث می‌شود 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 چرخه دی‌اکسیدکربن 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 چرخه دی‌اکسیدکربن نشان داده

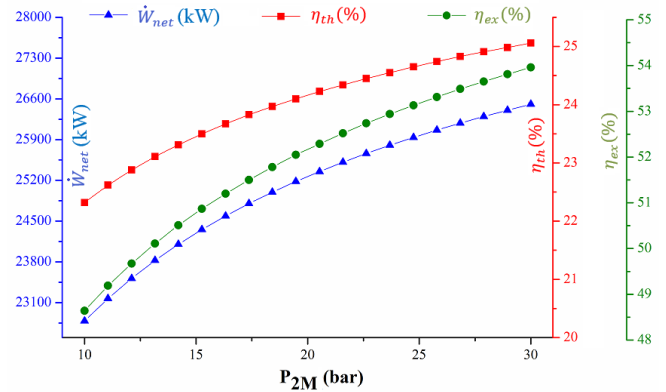


شکل ۶. تاثیر فشار جداساز دوم روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی ترکیبی

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

پمپ تا مقدار ۳۰ بار مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و اگزرژی تقریباً به ترتیب تا ۲۵۹۰۰ کیلووات، ۲۵/۱٪ و ۵۴٪ افزایش یابند. با افزایش دمای اختلاف تنگش اوپراتور چرخه دی‌اکسیدکربن گذر بحرانی، باعث کاهش مقدار توان تولیدی توربین گذر بحرانی می‌شود، در واقع افزایش حداقل اختلاف دمایی، باعث افزایش برگشت ناپذیری در اوپراتور و نهایتاً کاهش گرمای منتقل شده به سیال چرخه گذر بحرانی می‌شود این روند کاهشی باعث کاهش توان توربین چرخه گذر بحرانی و در نتیجه برای کل چرخه ترکیبی می‌شود که این روند در شکل ۱۰-الف قابل مشاهده است همچنین در شکل ۱۰-ب تاثیر اختلاف دمای نقطه تنگش اوپراتور ۲ روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخه ترکیبی به نمایش درآمده است، با افزایش اختلاف دمای نقطه تنگش اوپراتور چرخه کالینا، دمای خروجی از اوپراتور و به تبع آن دمای ورودی توربین کاهش پیدا می‌کند، این کاهش دما باعث کاهش آنتالپی ورودی توربین چرخه کالینا شده و توان چرخه کالینا کاهش می‌یابد، ازسوی دیگر کاهش آنتالپی ورودی توربین باعث کاهش آنتالپی ورودی مبدل حرارتی اول شده و باعث می‌شود 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 می‌شود با افزایش اختلاف دمای نقطه تنگش اوپراتور ۲ مقدار توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی کم شوند. به ازای حداقل اختلاف نقطه تنگش اوپراتور ۲ به ازای ۱۰ درجه سلسیوس، توان، راندمان انرژی و اگزرژی چرخه ترکیبی تقریباً به ترتیب دارای مقادیر ۲۶۰۰۰ کیلووات، ۲۴/۵ درصد و ۵۳/۱ درصد باشند.

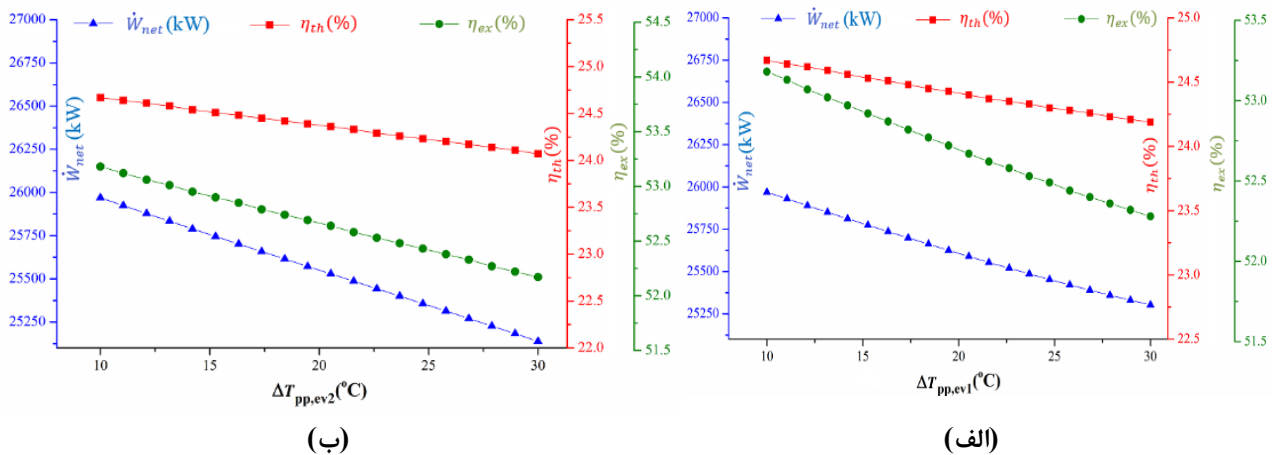
ورودی مبدل حرارتی اول کم شده و باعث می‌شود انرژی وارد به گاز طبیعی کمتر شده و کار توربین گاز طبیعی کم شود و در حالت کلی توان خالص، طبق روند شکل ۸ کم شود. بازده حرارتی و اگزرژی نیز با توجه به روابط (۱۳) تا (۱۵) با روندی مطابق با توان خالص با افزایش فشار چرخه کالینا، کاهش می‌یابند.



شکل ۹. تاثیر فشار پمپ گاز طبیعی مایع شده روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخه 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 چرخه 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 می‌یابد، افزایش توان توربین گاز طبیعی بسیار بیشتر از افزایش توان مصرفی پمپ بوده که سبب می‌شود توان قسمت گاز طبیعی، توان کل چرخه ترکیبی، بازده حرارتی و بازده اگزرژی افزایش یابد. با افزایش فشار



شکل ۱۰. تاثیر اختلاف دمای نقطه تنگش الف) اوپراتور ۱ و ب) اوپراتور ۲ روی توان خالص، بازده حرارتی و بازده اگزرژی چرخه 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

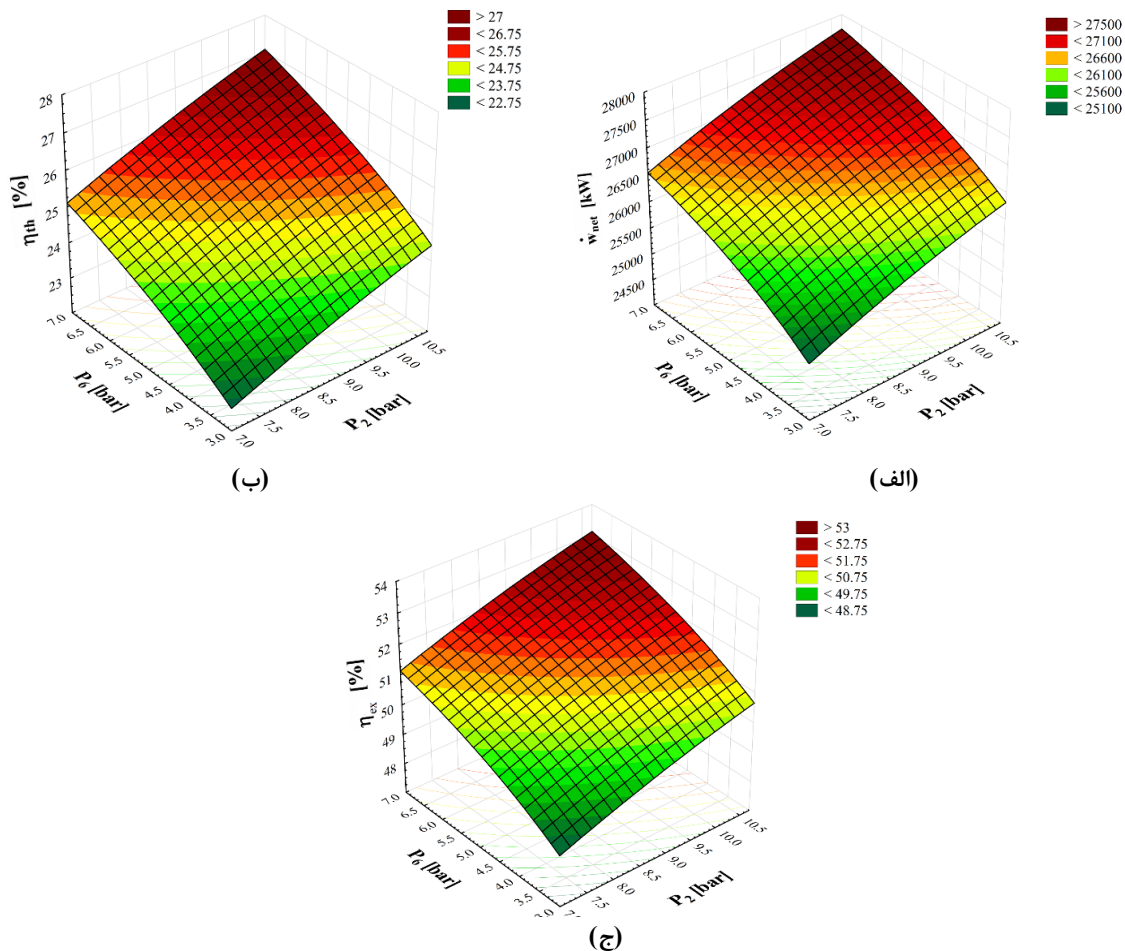
به علت اختلاف دمایی بسیار زیاد به علت دمای بسیار پایین گاز طبیعی مایع می‌باشد، این امر سبب ایجاد اختلاف دمایی بسیار زیاد مبدل‌های حرارتی شده و در نتیجه باعث بالا بودن تخریب انرژی می‌شود. همچنین تخریب انرژی توربین‌ها که بسیار بالا می‌باشد را می‌توان با افزایش بازده توربین‌ها که مستلزم هزینه بیشتر می‌باشد، کاهش داد. برای نتایج شکل ۱۲ بازده انرژی ۵۲/۵۴ بدست آمده است که در واقع نشان می‌دهد ۴۷/۴۶ درصد انرژی 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 انرژی بسیار کمی حاصل شده است.

۴-۲- نتایج بهینه‌سازی

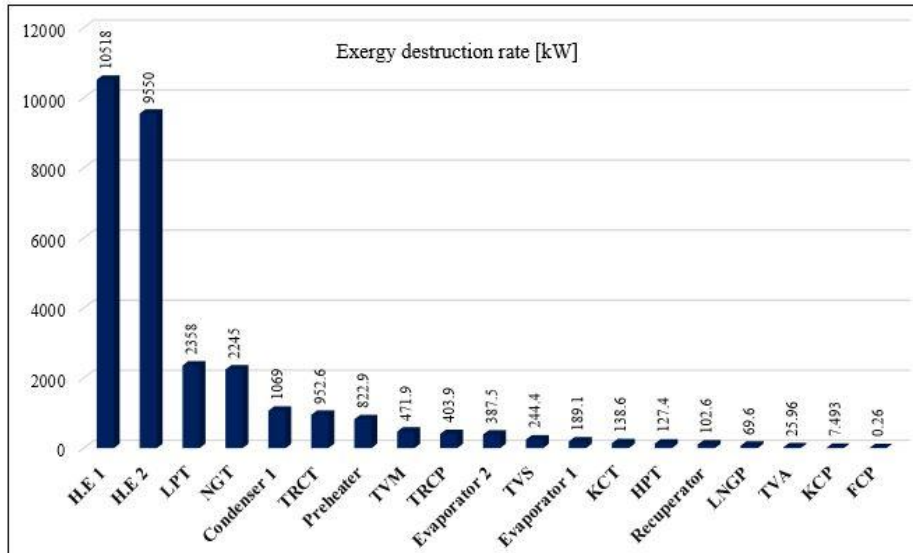
نتایج بهینه‌سازی برای غلظت‌های مختلف آمونیاک در مخلوط نسبت به فشار جداساز اول و دوم، نسبت فشار چرخه گذر بحرانی،

تأثیر همزمان فشار جداسازها (یا فشار شیر انبساط اول و دوم) روی توان خالص چرخه، بازده حرارتی و انرژی 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 انرژی حاصل می‌شود که نشان می‌دهد این دو پارامتر مستقل از یکدیگر عمل می‌کنند.

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



شکل ۱۱. بررسی همزمان فشارهای جداساز اول و دوم روی الف) کار خالص چرخه ب) بازده حرارتی ج) بازده انرژی چرخه 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 انرژی اگزرژی چرخه‌های ترکیبی.
Fig. 12. The rate of exergy destructions in the components of combined cycle

جدول ۷. نتایج بهینه‌سازی برای چرخه ترکیبی بدون تولید گاز طبیعی
Table 7. The optimization results for the proposed cycle without natural gas production

$x=0/7$	$x=0/8$	$x=0/9$	پارامترهای بهینه‌سازی شده / مشخصات عملکردی
۸/۰۶۹	۹/۱۶۶	۹/۵۸۶	فشار جداساز اول (bar)
۴/۴۲۹	۴/۷۵۶	۴/۸۴۹	فشار جداساز دوم (bar)
۲۰/۹۱	۲۸/۴۱	۳۶/۳۸	فشار بالای چرخه کالینا (bar)
۲/۷۴۴	۲/۷۹۹	۲/۷۶۶	نسبت فشار چرخه گذر بحرانی (-)
۱۹۲۵۷	۱۹۴۶۳	۱۹۷۴۲	کار خالص چرخه ترکیبی (kW)
۱۶/۴۹	۱۶/۶۵	۱۶/۸۹	بازده حرارتی (%)
۶۳/۲۱	۶۳/۸۳	۶۴/۷۵	بازده انرژی (%)
۸۴۴۹	۸۳۰۶	۸۱۴۲	تخریب انرژی اگزرژی (kW)

گردید که در حالت بهینه چرخه‌ی ترکیبی دارای تولید گاز طبیعی نتایج بهتری را به لحاظ بازده حرارتی چرخه ترکیبی نشان می‌دهد ولی برای چرخه پیشنهادی، برای حالت بدون تولید گاز طبیعی، تخریب انرژی اگزرژی بسیار کمتر و بازده انرژی بالاتری ملاحظه می‌شود، در واقع این حالت به علت بالا بودن تخریب انرژی اگزرژی مبدل‌های حرارتی برای تولید گاز طبیعی می‌باشد. 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 می‌گردد 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 آبی، چرخه کالینا، چرخه

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 انرژی اگزرژی افزایش می‌یابد، طبق نتایج بهینه‌سازی با رسیدن فشار دو جداساز به فشار چاه‌ها و همچنین افزایش فشار پمپ گاز طبیعی به ۳۰ بار مقدار توان خالص، بازده حرارتی و انرژی اگزرژی نتایج مطلوبتری را نشان می‌دهند. طبق این نتایج برای چرخه‌ی ترکیبی در حالتیکه گاز طبیعی تولید می‌شود، توان خالص، تخریب انرژی اگزرژی، بازده حرارتی و انرژی اگزرژی به ترتیب دارای مقدار ۳۰۶۱۰ کیلووات، ۲۸۶۳۱ کیلووات، ۲۹/۱۶ درصد و ۵۶/۹۲ 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 انرژی اگزرژی به ترتیب ۱۹۷۴۲ کیلووات، ۱۶/۸۹ درصد و ۶۴/۷۵ درصد می‌باشند. ملاحظه

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

$x=0/7$	$x=0/8$	$x=0/9$	پارامترهای بهینه‌سازی شده / مشخصات عملکردی
۱۰/۷۲	۱۰/۷۲	۱۰/۷۲	فشار جداساز اول (bar)
۷	۷	۷	فشار جداساز دوم (bar)
۱۰/۰۴	۱۰/۰۵	۱۰/۱	فشار بالای چرخه کالینا (bar)
۲/۱۶	۲/۱۷۵	۱/۸۵۳	نسبت فشار چرخه گذر بحرانی (-)
۳۰	۳۰	۳۰	فشار خروجی پمپ گاز طبیعی (bar)
۲۹۶۶۸	۳۰۳۳۸	۳۰۶۱۰	کار خالص چرخه ترکیبی (kW)
۲۸/۴۳	۲۸/۸۹	۲۹/۱۶	بازده حرارتی (%)
۵۵/۵۴	۵۶/۴۸	۵۶/۹۲	بازده انرژی (%)
۲۹۲۳۶	۲۸۸۳۹	۲۸۶۳۱	تخریب انرژی اگزرژی (kW)

جدول ۸. مقایسه‌ی عملکرد چرخه‌ی پیشنهادی با چرخه ترکیبی تبخیر آبی تک مرحله‌ای با گذر بحرانی و رانکین آبی

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)

توان خالص چرخه (kW)	بازده حرارتی (%)	بازده انرژی (%)
۲۰۰۴۶	۱۷/۱۵	۶۵/۷۴
۳۰۶۱۰	۲۹/۱۶	۵۶/۹۲

پژوهش پیشین [۱۶]

کار حاضر

برای چرخه‌ی بدون گاز طبیعی مطلوب‌تر ارزیابی گردید. - برای حالت بهینه توان خالص، تخریب انرژی، بازده حرارتی و انرژی 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.

فهرست علائم

علائم انگلیسی

\dot{E}_x	نرخ تخریب انرژی، kW
h	انتالپی مخصوص، kJ/kg
\dot{m}	نرخ جرمی، kg/s
P	فشار، bar
s	انتروپی مخصوص، kJ/kg.K
T	دما، °C
TVA	شیر انبساط سوم و ایزوثرم
TVM	شیر انبساط دوم و مخلوط کننده
TVS	شیر انبساط اول و جداساز اول
\dot{W}_{net}	توان خالص، kW

علائم یونانی

η_{ex}	بازده انرژی، %
η_{th}	بازده حرارتی، %
η_p	راندمان آیزنتروپیک پمپ، %
η_T	راندمان آیزنتروپیک توربین، %

زیرنویس

D	تخریب انرژی
F	انرژی سوخت
FP	پمپ چرخه فلش
HE	مبدل حرارتی
HPT	توربین فشار بالا
$KCSII$	چرخه کالینایی سیستم ۱۱
KCP	پمپ چرخه کالینا
KCT	توربین چرخه کالینا
LPT	توربین فشار پایین
NGP	پمپ گاز طبیعی
NGT	توربین گاز طبیعی
P	انرژی محصول
PP	نقطه تنگش
TRC	چرخه رانکین گذر بحرانی
$TRCP$	پمپ چرخه گذر بحرانی
$TRCT$	توربین چرخه گذر بحرانی

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 انرژی کل ۲۹۸۶۶ کیلووات و بازده انرژی ۵۲/۵۴ درصد محاسبه شده است.

- با افزایش فشارهای جداساز اول و دوم مقدار توان تولیدی خالص، بازده حرارتی و بازده انرژی 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 انرژی برای مقدار کم فشار بالای چرخه‌ی کالینا مطلوب ارزیابی گردید.

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

- برای چرخه‌ی ترکیبی مورد بررسی مبدل‌های حرارتی برای تولید گاز طبیعی، توربین فشار پایین و توربین گاز طبیعی بیشترین مقدار تخریب انرژی را دارند.

- با افزایش فشار پمپ قسمت گاز طبیعی مایع شده تا ۳۰ بار، مقدار توان حرارتی، بازده حرارتی و انرژی تقریباً به ترتیب تا ۲۵۹۰۰ کیلووات، ۲۵/۱ درصد و ۵۴ درصد افزایش می‌یابند.

- 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 انرژی

- [11] S. Jalilinasrabad, 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. Jalilinasrabad, H. Fujii, Thermo-economic 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, Thermo-economic 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.
- [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 low-temperature 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 CO₂ 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.