


## Exergoeconomic assessment of employing a regenerative dual organic flash cycle with an ORC in a geothermal power plant

A. Emamifar 

Ayatollah Boroujerdi University, Boroujerd, Iran

(Received: 2024/07/15, Revised: 2024/10/04, Accepted: 2024/11/12, Published: 2024/12/01)

DOR: <https://dor.isc.ac/dor/20.1001.1.23223278.1403.13.2.5.3>

### ABSTRACT

In the present research, a dual flash cycle is employed to use the waste energy of a geothermal cycle. In order to better recover the energy, the waste energy of the dual flash cycle is used to operate an ORC to generate more power. Energy, exergy and exergoeconomic equations for each component of the system are analyzed. The results show that the net power of the geothermal cycle, dual flash cycle and ORC are 159.37 kW, 333.5 kW and 52.2 kW, respectively. Moreover, the condensers and the heat exchangers have the most exergy destruction rates. Furthermore, the condensers have the lowest exergoeconomic factor compared to other system components. The total exergoeconomic factor of the system is 34.96 %. The parametric analysis indicates that by increasing the input pressure of the geothermal turbine and the output pressure of the first double flash cycle turbine, the total power of the system increases and the total costs of the system decrease. However, increasing the output pressure of the geothermal turbine reduces the overall power and costs of the cycle. Moreover, With the increase of the maximum pressure of the double flash cycle, the total power of the system first increases and then decreases, and the total costs show an inverse trend with the production power.

**Keywords:** Flash Cycle, Exergoeconomic Analysis, Geothermal Energy, ORC, Energy Recovery

## ارزیابی اگزورژواکونومیک به کارگیری یک چرخه ترکیبی فلش آلی دوگانه با بازیاب و رنگین آلی در یک سیکل تولید توان زمین گرمایی

آرمین امامی فر 

دانشگاه آیت الله بروجردی، بروجرد، ایران.

(دریافت: ۱۴۰۳/۰۴/۲۵، بازنگری: ۱۴۰۳/۰۷/۱۳، پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۲۲، انتشار: ۱۴۰۳/۰۹/۱۱)

### چکیده

در پژوهش حاضر، یک چرخه فلش آلی دوگانه برای استفاده از انرژی‌های اتلافی یک سیکل زمین گرمایی مورد استفاده قرار گرفته است. همچنین به منظور بازیافت بهتر انرژی، یک سیکل رنگین آلی از انرژی‌های اتلافی سیکل فلش دوگانه به منظور تولید توان استفاده می‌کند. معادلات انرژی، اگزورژی و اگزورژواکونومیک برای تک‌تک اجزا سیکل مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مدل‌سازی نشان می‌دهد که مقدار توان خالص تولیدی سیکل‌های زمین گرمایی، فلش دوگانه و رنگین آلی به ترتیب برابر با ۱۵۹/۳۷، ۳۳۳/۵ و ۱۲/۲ کیلووات می‌باشد. همچنین کندانسورها و مبدل‌های حرارتی بیشترین سهم در اتلاف اگزورژی کل سیستم را دارند. نتایج تحلیل اقتصادی نشان می‌دهند که کندانسورها در سیستم پیشنهادی کمترین فاکتور اگزورژواکونومیک را دارند و بنابراین ضروری است در طراحی بیشتر مورد توجه قرار گیرند. همچنین فاکتور اگزورژواکونومیک کلی سیستم ۳۴/۹۶٪ است. نتایج بررسی پارامتری نشان می‌دهند که با افزایش فشار ورودی توربین زمین گرمایی و فشار خروجی توربین اول سیکل فلش دوگانه، توان کلی سیستم افزایش و هزینه‌های کلی سیستم کاهش می‌یابد. در مقابل افزایش فشار خروجی توربین زمین گرمایی موجب کاهش توان کلی و هزینه‌های کلی سیکل می‌گردد. همچنین با افزایش فشار ماکزیمم سیکل فلش دوگانه، توان کلی سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد و هزینه‌های کلی روندی معکوس با توان تولیدی را نشان می‌دهد.

**واژه‌های کلیدی:** سیکل فلش، تحلیل اگزورژواکونومیک، انرژی زمین گرمایی، سیکل رنگین آلی، بازیافت انرژی

## فهرست علائم و اختصارات

$\dot{C}$	هزینه نرخ جریان انرژی (\$/h)
$CRF$	شاخص هزینه
$\dot{E}$	انرژی (W)
$f$	فاکتور انرژی - اقتصادی
$h$	انتالپی مخصوص (J/kg)
$\dot{I}$	تخریب انرژی کل سیستم (W)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
$P$	فشار (Pa)
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (W)
$s$	آنتروپی مخصوص (J/kgK)
$T$	دما (K)
$\dot{W}$	مقدار توان (W)
$\dot{Z}$	هزینه کلی سرمایه‌گذاری (\$/h)

## علائم یونانی

$\phi$	ضریب نگهداری
$\eta$	راندمان
$\rho$	چگالی ( $\text{kg/m}^3$ )
$\psi$	انرژی مخصوص جریان (J/kg)
$HEX$	مبدل حرارتی
$i$	ورودی
$pump$	پمپ
$tur$	توربین

## ۱- مقدمه

دستیابی به تکنولوژی‌های جدید تبدیل انرژی به منظور استفاده بهینه از منابع انرژی پاک همواره مورد توجه بوده است [۱-۳]. از میان انواع انرژی‌های تجدیدپذیر، انرژی زمین گرمایی به دلیل داشتن مزایایی چون گستردگی جهانی، وابسته نبودن به شرایط آب و هوایی، قابلیت تبدیل و امکان مدیریت مطلوب انرژی بسیار مورد توجه قرار گرفته است. در عین حال از انرژی زمین گرمایی می‌توان به منظور تولید انرژی الکتریکی و یا استفاده مستقیم برای گرمایش و دیگر فرآیندهای صنعتی استفاده کرد [۴-۶]. منابع انرژی زمین گرمایی در محدوده دمایی ۵۰ تا ۳۵۰ درجه سانتیگراد هستند [۷]. انرژی آب زمین گرمایی اغلب جهت تولید انرژی الکتریکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. به این منظور، سیکل‌های مختلف زمین گرمایی معرفی شده اند که در این میان سیکل‌های فلش [۸، ۹] و سیکل‌های دوگانه

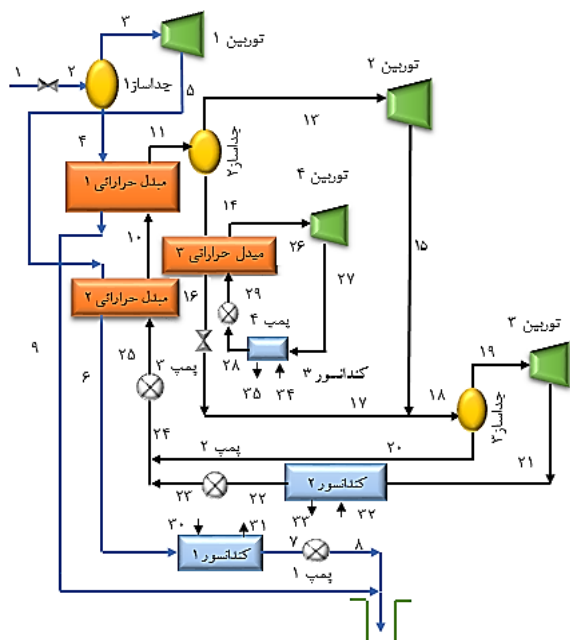
[۱۰-۱۲] متداول ترین سیستم‌های تبدیل انرژی زمین گرمایی به الکتریسیته هستند. سیکل‌های دوگانه از ترکیب سیکل‌هایی چون سیکل رنکین آلی و سیکل کالینا با سیکل نیروگاه زمین گرمایی تشکیل می‌شوند. در سالهای اخیر تحقیقات فراوانی در جهت بهبود عملکرد این سیکل‌ها انجام گرفته است که از میان آنها می‌توان به استفاده از سیالات زئوتروپیک در سیکل‌های رنکین آلی و یا استفاده از سیکل‌های رنکین فرا بحرانی اشاره کرد که هر کدام دارای معایبی می‌باشند که از جمله آنها می‌توان به عدم اطمینان از خواص سیالات در سیکل‌های سیالات زئوتروپیک، همچنین دمای عملکردی بالا و مشکلات طراحی توربین در سیکل‌های فرا بحرانی اشاره کرد [۱۳-۱۸]. سیالات آلی به دلیل داشتن مزایایی همچون وزن مولکولی و پیچیدگی مولکولی بالا، دمای جوش پایین تری دارند که امکان تبادل بهتر انرژی با منابع انرژی دما پایین را فراهم می‌سازند [۱۹]. استفاده از سیکل‌های رنکین آلی فلش در نیروگاه‌های زمین گرمایی نیز یکی دیگر از انواع سیکل‌های دوگانه است که می‌تواند مشکلات دمای پینچ در سیکل‌های رنکین آلی معمولی را کاهش دهد. در سالهای اخیر تحقیقات فراوانی در خصوص استفاده از سیکل‌های رنکین آلی فلش برای منابع انرژی دما پایین انجام گرفته است. جلیلی نصرآبادی و همکاران [۲۰] سیکل تبخیر آبی تک مرحله ای و دو مرحله ای را برای نیروگاه زمین گرمایی سبلان مورد بررسی قرار دادند. آنها راندمان انرژی و انرژی برای سیکل تک مرحله ای را ۷/۳٪ و ۳۲/۷٪ و برای سیکل دو مرحله ای ۹/۹۶٪ و ۴۳/۳۵٪ گزارش کردند. داگداس [۲۱] به بررسی ترمودینامیکی و انرژی یک نیروگاه زمین گرمایی با سیکل فلش دو مرحله ای پرداخت و فشارهای تبخیر بهینه را محاسبه کرد. راندمان انرژی و انرژی در این تحقیق به ترتیب برابر با ۶/۸۸٪ و ۲۸/۸۵٪ به دست آمد. یاری [۲۲] سیکل‌های زمین گرمایی با سیکل تبخیر تک مرحله ای، دو مرحله ای و سیکل دوگانه را از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار داد. او همچنین در سیکل دوگانه سیال‌های عامل مختلف را بررسی کرد و نتایج را با یکدیگر مقایسه نمود. لو و همکاران [۲۳] به مقایسه عملکرد سیکل‌های تبخیر تک مرحله ای و دو مرحله ای برای استفاده از انرژی زمین گرمایی پرداختند و بیان کردند که سیکل‌های تک مرحله ای برای منابع زمین گرمایی با دمای کمتر از ۱۳۰ درجه سانتیگراد مناسب تر

محاسبه شد. مهدی خانی و همکاران [۳۳] یک سیستم ترکیبی جدید بر پایه سیکل فلش، رنگین آلی، گاز طبیعی مابع شده و پیل سوختی غشا پلیمری با استفاده از دو چاه زمین گرمایی با دماها و فشارهای مختلف ارائه کرده و آن را از منظر انرژی، اگزرژی و اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. شکویی و همکاران [۳۴] یک سیکل ترکیبی تولید توان و سرمایه بر پایه انرژی خورشیدی، توربین گاز و سیکل تبرید جذبی را مورد مطالعه قرار دادند. راندمان اگزرژی بهینه، ضریب عملکرد و هزینه واحد تولید محصولات به ترتیب برابر با ۳۳/۴۸٪، ۰/۸۱۷ و ۳/۴۴ \$/GJ به دست آمد. های و همکاران [۳۵] یک سیکل کالینا به همراه ژنراتور ترموالکتریک را به منظور بازیافت انرژی یک سیکل دوگانه فلش زمین گرمایی به کار گرفتند. آنها از توان تولیدی توربین سیکل زمین گرمایی به منظور تولید هیدروژن و از توان تولیدی سیکل کالینا برای تولید آب شیرین استفاده کردند. فرج الهی و همکاران [۳۶] در مطالعه خود یک سیستم تولید چندگانه بر مبنای سیکل دوگانه فلش زمین گرمایی، سیکل رنگین آلی، سیکل تبرید اجکتوری و یک الکترولایزر دما پایین را مورد بررسی قرار دادند. راندمان اگزرژی و هزینه واحد تولید محصولات به ترتیب برابر با ۴۳/۵٪ و ۵۲/۵۲ \$/GJ به دست آمد. دیاز و همکاران [۳۷] از انرژی هدر رفته یک سیکل فلش زمبن گرمایی به منظور راه اندازی یک سیکل رنگین آلی استفاده کردند و سیستم پیشنهادی را از منظر انرژی، اگزرژی، اقتصادی و محیط زیستی مورد ارزیابی قرار دادند. فرج الهی و همکاران [۳۸] با استفاده از یک سیکل رنگین آلی، آب شیرین کن اسمز معکوس و الکترولایزر غشا پلیمری بازیافت انرژی از یک سیکل دوگانه فلش زمین گرمایی را مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که فشار جداکننده ۲ بیشتر از سایر پارامترها بر عملکرد سیستم تاثیر گذار است. همچنین راندمان اگزرژی سیستم برابر با ۴۳/۸۳٪ محاسبه شد.

با بررسی مقالات متعدد در خصوص سیکل‌های زمین گرمایی، مشخص می‌گردد که یکی از راه‌های بررسی تقویت سیکل‌های زمین گرمایی، استفاده از زیرسیستم‌های مختلف به منظور بازیافت انرژی سیکل‌های زمین گرمایی است و در این راستا زیرسیستم‌های مختلفی توسط نویسندگان مقالات در نیروگاه‌های زمین گرمایی پیشنهاد شده است. در تحقیق حاضر، به منظور بازیافت انرژی‌های اتلافی یک چرخه زمین

هستند. هو و همکاران [۲۴] عملکرد سیکل رنگین آلی فلش را با سایر سیکل‌های پیشرفته بخار شامل سیکل رنگین با سیال زئوتروپیک، سیکل فرابحرانی دی اکسید کربن و همچنین یک سیکل بهبود یافته فلش آلی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که هیدروکربن‌های آروماتیک بهترین عملکرد را برای استفاده در سیکل‌های رنگین آلی و رنگین آلی فلش دارند. گاناپاتیراجو و همکاران [۲۵] عملکرد سیکل فلش آلی، سیکل فلش بخار و سیکل کالینا را با یکدیگر مقایسه کردند. نتایج نشان داد که برای منابع دما پایین، سیکل رنگین فلش آلی و برای منابع دما متوسط، سیکل کالینا گزینه مناسبتری است. موندال و دی [۲۶] عملکرد سیکل فلش آلی و فرابحرانی دی اکسید کربن را از منظر انرژی و اقتصادی مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که سیکل فلش آلی از منظر اقتصادی مقرون به صرفه تر بوده و عملکرد قابل قبول تری در مقایسه با سیکل فرابحرانی دی اکسید کربن نشان می‌دهد. هادلو و همکاران [۲۷] چهار پیکر بندی جدید برای سیکل رنگین فلش دو مرحله ای با منبسط کننده و اجکتور پیشنهاد کردند و آنها را از منظر ترمودینامیکی، اقتصادی و محیط زیستی مورد مطالعه قرار دادند. باکیولی و همکاران [۲۹، ۲۸] در دو تحقیق جداگانه سیکل فلش آلی تک مرحله ای و دوگانه به همراه بازیاب را به منظور بازیافت انرژی و استفاده از منابع انرژی دما پایین مورد ارزیابی قرار دادند. بولونو و همکاران [۳۰] یک سیکل رنگین آلی فلش جدید را ارائه نمودند و عملکرد آن را در مقایسه با سیکل فلش آلی معمولی مقایسه کردند. نتایج نشان داد که سیکل پیشنهادی هنگام استفاده از منابع گرمایی با دمای پایین تر موجب افزایش بیشتر راندمان حرارتی می‌گردد. مصفا و زارعی [۳۱] استفاده از یک سیکل فلش آلی دوگانه با مبدل حرارتی داخلی را از منظر انرژی، اگزرژی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار دادند. آنها همچنین جایگزینی شیر اختناق با یک منبسط کننده دوفازی در سیکل را بررسی کردند و افزایش توان ۳۶/۷ درصدی را با این جایگزینی گزارش کردند. ژانگ و همکاران [۳۲] با ترکیب سه سیکل توربین گاز، فرابحرانی دی اکسید کربن و سیکل رنگین آلی فلش دما بالا، یک سیستم جدید برای تولید توان و گرما ارائه نمودند. میزان تولید توان و گرمای سیستم پیشنهادی آنها به ترتیب برابر با ۸/۲۱ مگاوات و ۵/۸۱ مگاوات به دست آمد. همچنین راندمان اگزرژی و انرژی به ترتیب برابر با ۴۱/۲۱٪ و ۷۵/۸٪

انجام کار و عبور از کندانسور ۲ و پمپ ۱ با مایع اشباع خروجی جداساز ۳ ترکیب شده و به مبدل حرارتی ۲ پمپاژ می‌شود. پس از آن خروجی مبدل حرارتی ۲ وارد مبدل حرارتی ۱ می‌شود. در سیکل رنگین آلی نیز بخار اشباع خروجی از مبدل حرارتی ۳ وارد توربین ۴ شده و پس از انجام کار و عبور از کندانسور ۴ مجدداً به مبدل حرارتی ۳ پمپاژ می‌گردد.



شکل (۱): شماتیک سیکل پیشنهادی

### ۳- مدل‌سازی ترمودینامیکی

شکل‌ها در شبیه‌سازی سیستم پیشنهادی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است: [۲۲، ۲۳، ۳۱، ۳۹]

- کلیه اجزا سیکل در حالت پایا کار می‌کنند.
  - از تغییرات انرژی جنبشی، پتانسیل و افت فشار در مبدل‌های حرارتی صرف‌نظر گردیده است.
  - دما و فشار محیط به ترتیب برابر با ۲۵ درجه سانتیگراد و  $101/3$  کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.
  - سیال عامل خروجی کندانسورها، مایع اشباع در نظر گرفته شده است.
  - راندمان ایزنتروپیک پمپ‌ها و توربین‌ها به ترتیب برابر با  $0/8$  و  $0/85$  لحاظ گردیده است.
- به منظور تحلیل ترمودینامیکی، معادلات بقا جرم، انرژی و انرژی برای تک‌تک اجزاء سیستم مطابق روابط (۱) تا (۳) نوشته می‌شود:

گرمایی، از یک سیکل فلش آلی دوگانه با بازیاب استفاده گردیده است. از آنجاکه انرژی مایع اشباع خروجی جداساز دوم سیکل‌های دوگانه در کندانسور عملاً هدر می‌رود، لذا در مقاله حاضر، سیکل فلش دوگانه که با تغییر مسیر خروجی جداساز دوم و استفاده از انرژی آن که توسط باکیولی [۲۹] معرفی گردید به عنوان زیر سیستم یک سیکل زمین گرمایی فلش به کار گرفته شده است. همچنین انرژی خروجی توربین سیکل زمین گرمایی نیز توسط سیکل فلش دوگانه در یک مبدل بازیاب مورد استفاده قرار می‌گیرد. علاوه بر این انرژی اتلافی سیکل فلش نیز برای راه اندازی یک سیکل رنگین آلی به کار گرفته می‌شود و یک سیکل ترکیبی جدید پیشنهاد گردیده است. سیکل پیشنهادی از منظر انرژی، انرژی و اقتصادی مورد ارزیابی قرار گرفته و توان تولیدی سیکل، بازگشت ناپذیری تک تک اجزاء و هزینه‌های کلی سیستم محاسبه می‌گردند. در ادامه تاثیر پارامترهای مهم و کلیدی بر روی توان و هزینه‌های سرمایه‌گذاری و تخریب انرژی سیستم بررسی می‌شود.

### ۲- توصیف سیستم

شماتیک سیکل پیشنهادی در شکل (۱) نشان داده شده است. آب زمین گرمایی پس از استخراج از اعماق زمین با دما و فشار بالا وارد جداساز ۱ می‌شود. پس از کاهش فشار و جداسازی مایع از بخار، بخار اشباع وارد توربین ۱ شده و کار انجام می‌گیرد. مایع اشباع خروجی از جداساز ۱ پس از ورود به مبدل حرارتی ۱ به عنوان منبع انرژی برای یک سیکل رنگین آلی دوگانه استفاده قرار گرفته و پس از خروج از مبدل حرارتی ۱ وارد چاه زمین گرمایی می‌گردد. خروجی توربین ۱ پس از عبور از مبدل حرارتی ۲ وارد کندانسور ۱ می‌گردد و به مایع اشباع تبدیل شده و به چاه زمین گرمایی بازگشت داده می‌شود. از سوی دیگر در سیکل فلش، مایع اشباع آلی خروجی از مبدل حرارتی ۱ وارد جداساز ۲ می‌شود. بخار اشباع خروجی از جداساز ۲ وارد توربین ۲ شده و توان تولید می‌گردد. مایع اشباع خروجی جداساز ۲ به دلیل داشتن دمای بالا، به عنوان منبع حرارتی برای یک سیکل رنگین آلی مورد استفاده قرار می‌گیرد و پس از عبور از شیر انبساط با بخار خروجی توربین ۲ ترکیب شده و وارد جداساز ۳ می‌شود. سپس، بخار اشباع خروجی جداساز ۳ وارد توربین ۳ شده و پس از

نگهداری برای جزء k ام سیستم است و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \varphi}{N} \quad (10)$$

که در رابطه فوق  $\varphi$  ضریب نگهداری، N تعداد کار سالیانه سیستم و  $Z_k$  هزینه خرید جزء k ام سیستم است. معادله هزینه برای هر یک از اجزای سیستم در جدول ۱ نشان داده شده است.

**جدول (۱):** تابع هزینه برای اجزای مختلف سیکل [۴۰-۴۲]

جزء	معادله هزینه
توربین	$4750(\dot{W}_{tur})^{0.75}$
مبدل حرارتی	$309.14(A_{Cond})^{0.85}$
پمپ	$3500(\dot{W}_{pump})^{0.41}$

CRF نیز شاخص هزینه است که از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$CRF = \frac{i_r(1+i_r)^n}{(1+i_r)^n - 1} \quad (11)$$

که  $i_r$  نرخ بهره و n تعداد سال‌های کارکرد سیستم است. هزینه ویژه سوخت ( $C_{F,k}$ ) و محصولات ( $C_{P,k}$ ) و همچنین هزینه اتلاف اگزروژی ( $\dot{C}_{D,k}$ ) برای هر جزء سیستم به شکل زیر محاسبه می‌گردد:

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}x_{P,k}} \quad (12)$$

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}x_{F,k}} \quad (13)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}x_{D,k} \quad (14)$$

هزینه‌های کلی سیستم از جمع هزینه‌های اگزروژتیک و غیر اگزروژتیک سیستم به شکل زیر به دست می‌آید:

$$C_{total} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{D,k} \quad (15)$$

فاکتور اگزروژی - اقتصادی که نشان‌دهنده نسبت هزینه‌های غیر اگزروژتیک به کل هزینه‌های هر جزء سیستم است به شکل زیر تعریف می‌گردد:

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}} \quad (16)$$

فاکتور اگزروژی - اقتصادی کلی سیستم نیز با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$f_{overall} = \frac{\sum \dot{Z}_k}{\sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_{D,k}} \quad (17)$$

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = 0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_e h_e + \sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = 0 \quad (2)$$

$$\dot{I} = \dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} + \dot{E}_Q + \dot{E}_W \quad (3)$$

که در آن  $\dot{I}$  بازگشت ناپذیری و یا تخریب اگزروژی کل سیستم،  $\dot{E}_Q$  و  $\dot{E}_W$  به ترتیب، اگزروژی جریانی انتقال حرارت و کار می‌باشند.  $\dot{E}_{in}$  و  $\dot{E}_{out}$  اگزروژی‌های جریانی ورود و خروج جرم به حجم کنترل هستند.  $\psi$  اگزروژی ویژه جریانی بوده که با صرف نظر از اگزروژی جنبشی و پتانسیل به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4)$$

با استفاده از تعریف اگزروژی ویژه جریانی معادله (۳) به شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_e \psi_e + \sum \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \sum \dot{W} - \dot{I} = 0 \quad (5)$$

باتوجه به معادلات (۱) تا (۳) معادلات بقاء انرژی و اگزروژی برای هر یک از اجزا سیستم به دست می‌آید. همچنین راندمان انرژی و اگزروژی کل سیکل از روابط (۶) و (۷) محاسبه می‌گردد.

$$\eta = \frac{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4 - \dot{W}_{pump1} - \dot{W}_{pump2} - \dot{W}_{pump3} - \dot{W}_{pump4}}{\dot{m}_1(h_1 - h_0)} \quad (6)$$

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 + \dot{W}_4 - \dot{W}_{pump1} - \dot{W}_{pump2} - \dot{W}_{pump3} - \dot{W}_{pump4}}{\dot{m}_1(\varphi_1)} \quad (7)$$

آنالیز اگزروژی - اقتصادی یک روش قابل اطمینان جهت بررسی هزینه‌های تولید در سیستم‌های انرژی است. این نگرش بر پایه ترکیب مطالعات اگزروژی و اقتصادی بنا شده است. مزیت این روش امکان محاسبه جداگانه هزینه‌های هر کدام از تجهیزات و حامل‌های انرژی در سیستم‌های ترکیبی است. معادله موازنه هزینه برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\sum \dot{C}_{out,k} + \dot{C}_w = \sum \dot{C}_{in,k} + \dot{C}_Q + \dot{Z}_k \quad (8)$$

$$\dot{C} = c \dot{E}x \quad (9)$$

در روابط فوق،  $\dot{C}_{in,k}$  و  $\dot{C}_{out,k}$  به ترتیب هزینه نرخ جریان اگزروژی ورودی و خروجی بوده و c هزینه ناشی از نرخ هر جریان است. همچنین  $\dot{C}_Q$  و  $\dot{C}_W$  هزینه ناشی از نرخ اگزروژی انتقال حرارت و مبادله کار می‌باشند. به علاوه،  $\dot{Z}_k$  نشان‌دهنده هزینه‌های کلی سرمایه‌گذاری و تعمیر و

$\dot{C}_{27} + \dot{C}_{34} + \dot{Z}_{Cond3} = \dot{C}_{28} + \dot{C}_{35}$ $c_{35} = 0$	کندانسور ۳
$\dot{C}_{26} + \dot{Z}_{tur4} = \dot{C}_{27} + \dot{C}_{W,tur4}$ $c_{26} = c_{27}$	توربین ۴
$\dot{C}_{28} = \dot{C}_{29} + \dot{Z}_{Pump4} + \dot{C}_{W,Pump4}$ $\frac{\dot{C}_{W,Pump4}}{\dot{W}_{pump4}} = \frac{\dot{C}_{W,tur4}}{\dot{W}_4}$	پمپ ۴

۴- نتایج و بحث

کلیه روابط پایستگی جرم، انرژی و همچنین روابط انرژی - اقتصادی در نرم افزار EES شبیه سازی شده است. به منظور بررسی صحت محاسبات، سیکل زمین گرمایی دوگانه معرفی شده توسط یاری [۲۲] با ورودی های این مرجع مدل سازی شده و نتایج حاصل از شبیه سازی با نتایج این مرجع مقایسه شده است. همانگونه که از جدول ۳ مشخص است، همخوانی بسیار نزدیکی بین نتایج وجود دارد که نشان دهنده صحت روش مدل سازی مورد استفاده در این مقاله است بخش شامل ارائه نتایج تحقیق و مباحث مربوط به آنها می باشد.

جدول (۳): مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مرجع [۲۲]

نقاط	دما (°C)		فشار (kPa)		انتالپی (kJ/kg)	
	مرجع	تحقیق	مرجع	تحقیق	مرجع	تحقیق
۱	۲۳۰	۲۳۰	۲۷۹۵	۲۷۹۵	۹۹۰	۹۹۰
۲	۱۶۳	۱۶۳	۶۶۶/۵	۶۶۶/۵	۹۹۰	۹۹۰
۳	۱۶۳	۱۶۳	۶۶۶/۵	۶۶۶/۵	۲۷۶۱	۲۷۶۱
۴	۹۸/۶۱	۹۸/۵۸	۹۶/۴	۹۶/۴	۲۵۳۱	۲۵۳۲
۵	۹۸/۶۱	۹۸/۵۸	۹۶/۴	۹۶/۴	۲۵۹۱	۲۵۹۱
۶	۴۰	۴۰	۷/۳۸۱	۷/۳۸۱	۲۳۳۶	۲۳۳۶
۷	۴۰	۴۰	۷/۳۸۱	۷/۳۸۱	۱۶۷/۵	۱۶۷/۵
۸	۱۶۳	۱۶۳	۶۶۶/۵	۶۶۶/۵	۶۸۸/۷	۶۸۸/۸
۹	۹۸/۶۱	۹۸/۵۸	۹۶/۴	۹۶/۴	۶۸۸/۷	۶۸۸/۷
۱۰	۹۸/۶۱	۹۸/۵۸	۹۶/۴	۹۶/۴	۲۶۷۳	۲۶۷۴
۱۱	۹۸/۶۱	۹۸/۵۸	۹۶/۴	۹۶/۴	۴۱۳/۱	۴۱۳/۲

در تحقیق حاضر، باتوجه به دمای منبع زمین گرمایی، از سیال R245fa در سیکل فلش و رنکین آلی استفاده شده است. مقادیر پارامترهای ورودی سیستم در جدول ۴ نشان داده شده است. همچنین نتایج تحلیل انرژی انرژی و اقتصادی در جدول های ۵ و ۶ نشان داده شده است. برای شرایط ورودی مطابق با جدول ۴، توان تولیدی توربین های ۱ تا ۴ به ترتیب برابر با ۱۵۹/۶، ۲۳۰، ۱۶۱/۸ و

معادلات توازن هزینه و معادلات کمکی لازم برای تک تک اجزاء سیستم در جدول ۲ آورده شده است.

جدول (۲): معادلات موازنه هزینه انرژی

معادله موازنه هزینه انرژی	جزء
$\dot{C}_6 + \dot{C}_{30} + \dot{Z}_{Cond1} = \dot{C}_7 + \dot{C}_{31}$ $c_{31} = 0$	کندانسور ۱
$\dot{C}_2 + \dot{Z}_{sep1} = \dot{C}_3 + \dot{C}_4$ $c_3 = c_4$	جداکننده ۱
$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{turII} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{W,turI}$ $c_3 = c_5$	توربین ۱
$\dot{C}_7 = \dot{C}_8 + \dot{Z}_{Pump1} + \dot{C}_{W,Pump1}$ $\frac{\dot{C}_{W,Pump1}}{\dot{W}_{pump1}} = \frac{\dot{C}_{W,tur1}}{\dot{W}_1}$	پمپ ۱
$\dot{C}_4 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{HEX1} = \dot{C}_9 + \dot{C}_{11}$ $c_4 = c_9$	مبدل حرارتی ۱
$\dot{C}_5 + \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{HEX2} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10}$ $c_5 = c_6$	مبدل حرارتی ۲
$\dot{C}_{22} = \dot{C}_{23} + \dot{Z}_{Pump2} + \dot{C}_{W,Pump2}$ $\frac{\dot{C}_{W,Pump2}}{\dot{W}_{pump2}} = \frac{\dot{C}_{W,tur2}}{\dot{W}_2}$	پمپ ۲
$\dot{C}_{13} + \dot{Z}_{tur2} = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{W,tur2}$ $c_{13} = c_{15}$	توربین ۲
$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{29} + \dot{Z}_{HEX3} = \dot{C}_{16} + \dot{C}_{41}$ $c_{14} = c_{16}$	مبدل حرارتی ۳
$\dot{C}_{12} + \dot{Z}_{sep2} = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{14}$ $c_{13} = c_{14}$	جداکننده ۲
$c_{16} = c_{17}$	شیر
$\dot{C}_{18} + \dot{Z}_{sep3} = \dot{C}_{19} + \dot{C}_{20}$ $c_{19} = c_{20}$	جداکننده ۲
$\dot{C}_{21} + \dot{C}_{32} + \dot{Z}_{Cond2} = \dot{C}_{22} + \dot{C}_{33}$ $c_{33} = 0$	کندانسور ۲
$\dot{C}_{24} = \dot{C}_{25} + \dot{Z}_{Pump3} + \dot{C}_{W,Pump3}$ $\frac{\dot{C}_{W,Pump3}}{\dot{W}_{pump3}} = \frac{\dot{C}_{W,tur3}}{\dot{W}_3}$	پمپ ۳
$\dot{C}_{19} + \dot{Z}_{tur3} = \dot{C}_{21} + \dot{C}_{W,tur3}$ $c_{19} = c_{21}$	توربین ۳

مبدل ۱	۷۸/۷۷	۲/۳۷۹	۴/۳۵۱	۶/۷۳	۳۵/۲۴
مبدل ۲	۳/۶۵	۲/۲۳۲	۰/۰۰۸	۲/۲۴	۹۹/۶۱
پمپ ۲	۰/۵۷	۰/۳۹۸	۰/۰۸۵۴	۰/۴۸۳۴	۸۱/۳۲
توربین ۲	۳۵/۸۲	۶/۶۳۲	۳/۳۳۶	۹/۹۶۸	۶۶/۵۴
مبدل ۳	۴/۱۹	۰/۲۰۱۱	۰/۳۹۰۱	۰/۵۹۱۲	۳۴/۰۲
توربین ۳	۲۷/۲۷	۵/۰۹۵	۲/۷۲	۷/۸۱۵	۶۵/۲
کندانسور ۲	۱۲۲/۴	۲/۱۰۲	۱۲/۲۱	۱۴/۳۱۲	۱۴/۶۹
پمپ ۳	۱۱/۶	۱/۴۷۸	۰/۰۸۵	۱/۵۶۳	۹۴/۵۳
توربین ۴	۲/۰۷	۰/۷۵۰۵	۰/۱۳۶۶	۰/۸۸۷۱	۸۴/۶
کندانسور ۳	۴/۱۱	۰/۲۱۵۴	۰/۲۷۱۶	۰/۴۸۷	۴۴/۲۳
پمپ ۴	۰/۰۷	۰/۰۵۴۷	۰/۰۱۰۳	۰/۰۶۵	۸۴/۱۲

### ۵- تحلیل پارامتری

تأثیر فشار جداساز ۱ بر پارامترهای ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم در شکل های ۲ و ۳ نشان داده شده است. با افزایش فشار جداساز ۱، دمای اشباع بخار خروجی از جداساز ۱ افزایش می یابد که موجب افزایش اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین ۱ می گردد. از سوی دیگر به دلیل کاهش کیفیت خروجی جداساز ۱ در فشارهای بالاتر، دبی جرمی بخار ورودی به توربین ۱ کاهش می یابد. تأثیر کاهش دبی جرمی بخار ورودی به توربین ۱ بیشتر از افزایش اختلاف آنتالپی اطراف توربین است و توان تولیدی توربین ۱ کاهش می یابد. از آنجا که مایع اشباع خروجی از جداساز ۱ به عنوان منبع انرژی برای سیکل فلش آلی مورد استفاده قرار می گیرد، با افزایش فشار جداساز ۱ دمای ورودی به جداساز ۲ افزایش می یابد که با توجه به ثابت بودن فشار، موجب افزایش دما و دبی جرمی بخار ورودی به توربین ۲ و ۳ می گردد. در نتیجه توان تولیدی توربینهای ۲ و ۳ افزایش می یابد. با این حال با توجه به افزایش دما و کاهش دبی جرمی مایع اشباع خروجی جداساز ۲ که منبع انرژی برای سیکل رنگین آلی است، دمای ورودی و دبی جرمی توربین ۴ به ترتیب افزایش و کاهش می یابند که منجر به روند صعودی و سپس نزولی توان تولیدی توربین ۴ می گردد. با افزایش فشار جداساز ۱ هزینه های سرمایه گذاری و تخریب اگزروزی سیکل زمین گرمایی و سیکل های رنگین آلی به ترتیب کاهش و افزایش می یابند که منجر به افزایش هزینه های کلی سیستم می گردد.

۱۲/۵۹ کیلووات به دست می آید. همچنین راندمان کلی ۱۷/۱۴٪ برای کل سیکل حاصل می شود. به طور کلی با لحاظ کردن توان مصرفی پمپها مقدار توان خالص تولیدی سیکل های زمین گرمایی، فلش دوگانه و رنگین آلی به ترتیب برابر با ۱۵۹/۳۷، ۳۳۳/۵ و ۱۲/۲ کیلووات است. باتوجه به نتایج آنالیز اگزروزی، بیشترین تخریب اگزروزی در کندانسور ۲، مبدل حرارتی ۱ و کندانسور ۱ اتفاق می افتد و راندمان اگزروزی کل سیستم برابر با ۲۳/۳٪ است. همان گونه که از جدول ۶ مشخص است کندانسورها و همچنین مبدل های حرارتی ۱ و ۳ کمترین مقدار فاکتور اگزرواکونومیک را دارند که نشان دهنده این است که تجهیزات باقیمت بالاتر و باکیفیت تری را برای این موارد می توان انتخاب نمود. همچنین فاکتور اگزرواکونومیک کلی سیستم برابر با ۳۹/۴۶٪ به دست می آید که نشان دهنده این موضوع است که ۶۰/۵۴٪ از هزینه های سیستم به خاطر تخریب اگزروزی رخ می دهد و در نتیجه با انتخاب تجهیزات باکیفیت تر و با هزینه بالاتر می توان عملکرد اگزرواکونومیک سیستم را بهبود بخشید.

جدول (۴): مقادیر داده های ورودی سیکل [۴۱-۴۳]

پارامتر	مقدار
دمای آب زمین گرمایی (°C)	۱۷۰
فشار آب زمین گرمایی (kPa)	۹۰۰
دبی جرمی آب زمین گرمایی (kg/s)	۱۰
دمای کندانسور (°C)	۳۵
فشار ورودی به توربین ۱ (kPa)	۵۰۰
نسبت کاهش فشار در جداکننده ۲	۰/۴۲
فشار خروجی توربین ۲ (kPa)	۴۰۰
راندمان ایزنتروپیک پمپها (/)	۸۰
راندمان ایزنتروپیک توربینها (/)	۸۵
راندمان مبدل های حرارتی (/)	۸۰
دمای محیط (°C)	۲۵
فشار محیط (kPa)	۱۰۱/۳۲۵

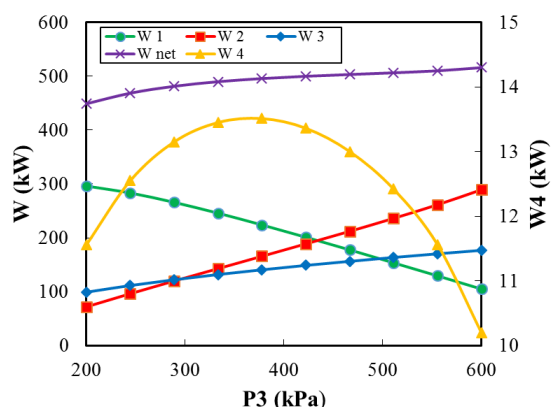
جدول (۵): مقادیر توان خروجی و راندمان انرژی و اگزروزی سیکل

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$\dot{W}_1$ (kW)	۱۵۹/۶	$\dot{W}_2$ (kW)	۲۳۰
$\dot{W}_3$ (kW)	۱۶۱/۸	$\dot{W}_4$ (kW)	۱۲/۵۹
$\eta_{energy}$ (%)	۱۷/۱۴	$\eta_{II}$ (%)	۲۳/۳

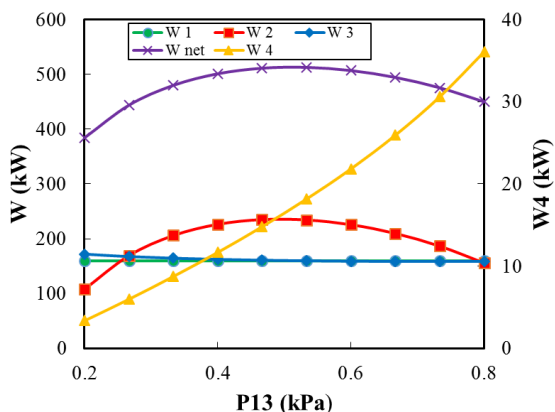
جدول (۶): پارامترهای اگزروزی و اگزرواکونومیک سیکل

جزء	$\dot{E}_{D,k}$	$\dot{Z}_k$	$\dot{C}_{D,k}$	$\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k}$	$f_k$ (%)
کندانسور ۱	۶۵/۱۹	۰/۴۸۴۸	۴/۳۵	۴/۸۳۴۸	۱۰/۰۳
توربین ۱	۲۵/۱۹	۵/۰۴۳	۱/۳۹۲	۶/۴۳۵	۷۸/۳۷
پمپ ۱	۰/۰۴	۰/۰۲۹۳	۰/۰۰۳۹	۰/۰۳۳۲	۸۵/۲۵

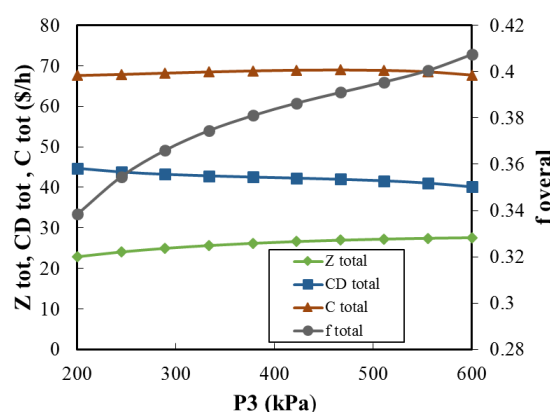
توجه به افزایش دمای مایع اشباع خروجی جداساز ۲، آنتالپی ورودی و دبی جرمی ورودی به توربین ۴ افزایش می‌یابد که منجر به افزایش توان تولیدی آن می‌گردد. با توجه به شکل ۵، هزینه های سرمایه گذاری کلی سیکل ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. در مقابل هزینه های تخریب انرژی سیستم روندی مخالف با هزینه های سرمایه گذاری دارد. در نتیجه فاکتور انرژی و اکونومیک سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد.



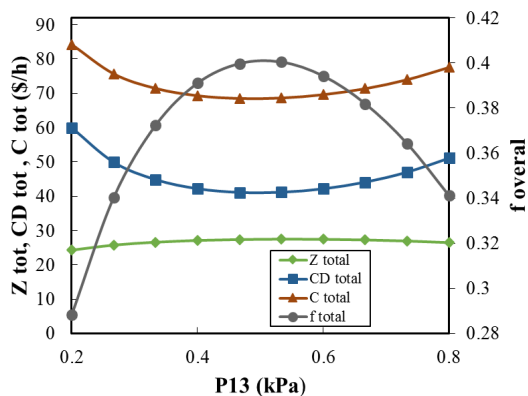
شکل (۲): تاثیر فشار جداساز ۱ بر توان تولیدی سیستم



شکل (۴): تاثیر فشار جداساز ۲ بر توان تولیدی سیستم



شکل (۳): تاثیر فشار جداساز ۱ بر هزینه های سیستم



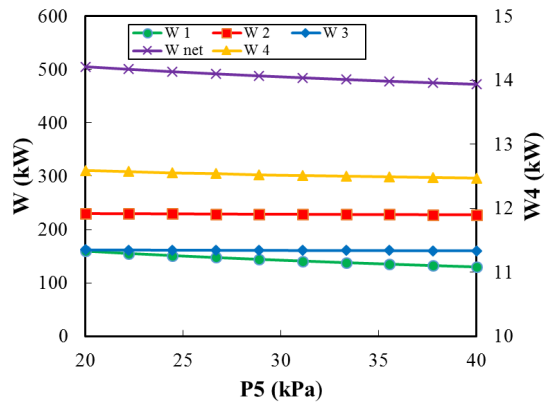
شکل (۵): تاثیر فشار جداساز ۲ بر هزینه های سیستم

تغییرات توان تولیدی و هزینه های سیستم با افزایش فشار خروجی توربین ۲ در شکل های ۶ و ۷ نمایش داده شده است. بدیهی است با افزایش فشار خروجی توربین ۲ توان تولیدی آن کاهش می‌یابد، اما در مقابل به دلیل افزایش فشار ورودی توربین ۳، توان تولیدی توربین ۳ افزایش می‌یابد که این افزایش بر کاهش توان تولیدی توربین ۲ غلبه می‌کند و با توجه به ثابت بودن توان تولیدی توربین های ۱ و ۴، در مجموع توان تولیدی سیکل افزایش می‌یابد. هزینه های سرمایه گذاری سیستم به دلیل کاهش توان توربین ۲ و افزایش توان توربین ۳ در ابتدا افزایش می‌یابد،

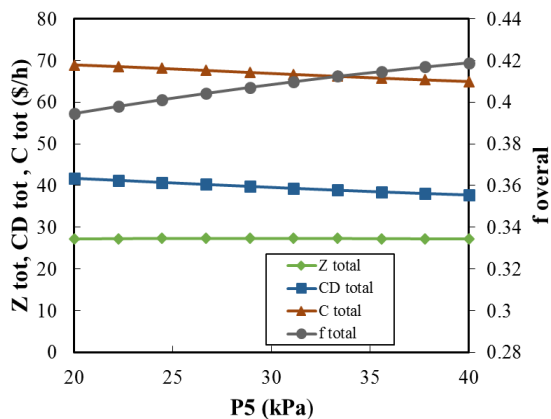
شکل های ۴ و ۵ تغییرات توان تولیدی و هزینه های کلی سیستم را با تغییرات فشار جداساز ۲ نشان می‌دهند. افزایش فشار جداساز ۲ منجر به افزایش دمای ورودی توربین ۲ و اختلاف آنتالپی ورودی و خروجی توربین ۲ می‌گردد. هرچند دبی جرمی ورودی توربین ۲ کاهش می‌یابد اما در ابتدا تاثیر افزایش ورودی توربین ۲ بیشتر بوده و توان تولیدی توربین ۲ افزایش می‌یابد. با این حال در ادامه و با افزایش بیشتر فشار جداساز ۲ تاثیر کاهش دبی جرمی بیشتر شده و توان تولیدی توربین ۲ روند نزولی به خود می‌گیرد. با افزایش فشار جداساز ۲ دمای ورودی توربین ۳ نیز افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه دبی جرمی ورودی به جداساز ۳ از مجموع دبی های جرمی خروجی توربین ۲ و مایع اشباع خروجی جداساز ۲ تشکیل می‌گردد، با افزایش فشار جداساز ۲، دبی جرمی ورودی توربین ۳ ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. در ابتدا تاثیر کاهش دبی جرمی ورودی توربین ۳ بیشتر از اثر افزایش آنتالپی ورودی این توربین است که سبب کاهش توان تولیدی توربین ۳ می‌گردد. اما در ادامه با افزایش دبی جرمی ورودی توربین ۳ توان تولیدی آن افزایش می‌یابد. با



های آلی، هزینه های سرمایه گذاری کلی سیکل های رنگین آلی افزایش می یابد، اما هزینه های تخریب اگزرژی سیستم کاهش می یابد. با این حال میزان افزایش هزینه های سرمایه گذاری سیستم بیشتر از کاهش هزینه های تخریب اگزرژی بوده و فاکتور اگزرواکونومیک سیستم افزایش می یابد.

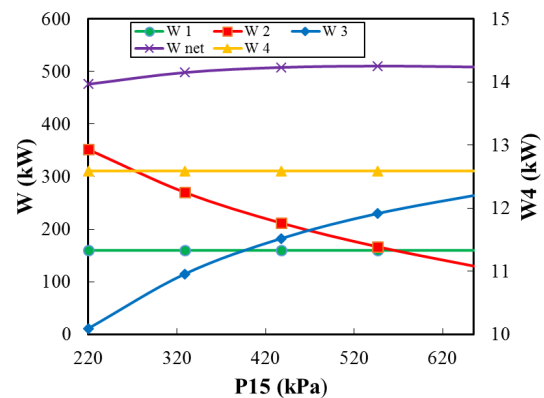


شکل (۸): تاثیر فشار خروجی توربین ۱ بر توان تولیدی سیستم

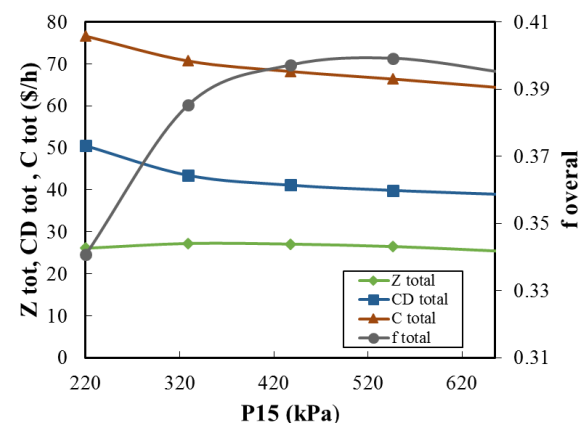


شکل (۹): تاثیر فشار خروجی توربین ۱ بر هزینه های سیستم شکل های ۱۰ و ۱۱ تغییرات توان تولیدی و هزینه های کلی سیستم را با تغییرات دبی جرمی آب زمین گرمایی نشان می دهند. همان گونه که از شکل ۱۰ مشخص است، با افزایش دبی جرمی آب زمین گرمایی و افزایش انرژی ورودی به سیستم توان تولیدی همه توربین ها و توان تولیدی کلی سیستم افزایش می یابد. با این افزایش منجر به بالا رفتن هزینه های سرمایه گذاری و تخریب اگزرژی سیستم می گردد. با افزایش دو برابری دبی جرمی آب زمین گرمایی، هزینه های سرمایه گذاری کلی سیستم ۱/۶۴ برابر، هزینه های تخریب اگزرژی کلی سیستم ۱/۹۵ برابر و هزینه های کلی سیستم ۱/۸۳ برابر می گردد.

اما در ادامه روند افزایش توان توربین ۳ کندتر شده که موجب کم شدن هزینه های سرمایه گذاری سیستم می گردد. در مقابل، هزینه های تخریب اگزرژی روندی معکوس دارد. به طوری که هزینه های تخریب اگزرژی توربین ۳ با افزایش فشار ورودی آن افزایش می یابد که در فشارهای بالاتر این روند افزایشی کندتر است. در مجموع، با افزایش فشار خروجی توربین ۲، هزینه های کلی سیستم ابتدا کاهش و سپس افزایش می یابد.



شکل (۶): تاثیر فشار خروجی توربین ۲ بر توان تولیدی سیستم



شکل (۷): تاثیر فشار خروجی توربین ۲ بر هزینه های سیستم تاثیر فشار خروجی توربین ۱ بر پارامترهای ترمودینامیکی و هزینه های سیستم در شکل های ۸ و ۹ نشان داده شده است. همانگونه که از شکل ۸ مشخص است، افزایش فشار خروجی توربین ۱ موجب کاهش توان تولیدی توربین ۱ و افزایش توان تولیدی سایر توربین های سیستم می گردد که در مجموع توان کلی سیستم افزایش می یابد. در واقع افزایش فشار خروجی توربین ۱ موجب افزایش دمای ورودی به مبدل حرارتی ۱ می گردد. در نتیجه دبی جرمی سیال آلی خروجی از مبدل حرارتی ۱ افزایش می یابد که افزایش توان تولیدی توربین های ۲ تا ۴ را به همراه خواهد داشت. هرچند با افزایش توان تولیدی توربین

بنابراین ضروری است در طراحی بیشتر مورد توجه قرار گیرند.

- فاکتور اگزرتواکونومیک کلی سیستم ۳۴/۹۶٪ است، بنابراین ۶۰/۵۴٪ از هزینه‌های سیستم به‌خاطر تخریب اگزرتوی رخ می‌دهد.

- با افزایش فشار ورودی توربین زمین گرمایی و فشار خروجی توربین اول سیکل فلش دوگانه توان کلی سیستم افزایش و هزینه‌های کلی سیستم کاهش می‌یابد.

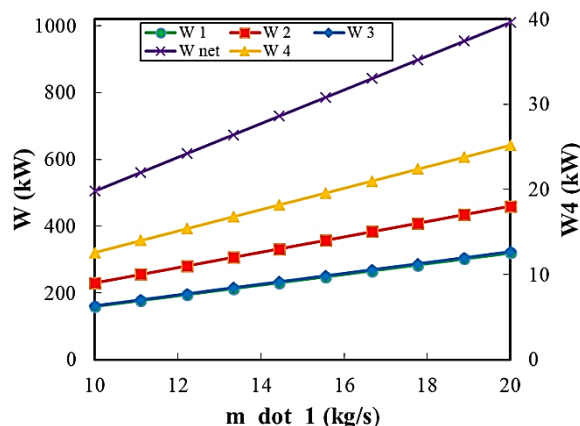
- افزایش فشار خروجی توربین زمین گرمایی موجب کاهش توان کلی و هزینه‌های کلی سیکل می‌گردد.

- با افزایش فشار ماکزیمم سیکل فلش دوگانه، توان کلی سیستم ابتدا افزایش و سپس کاهش می‌یابد. اما در مقابل، هزینه‌های کلی سیستم ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابند.

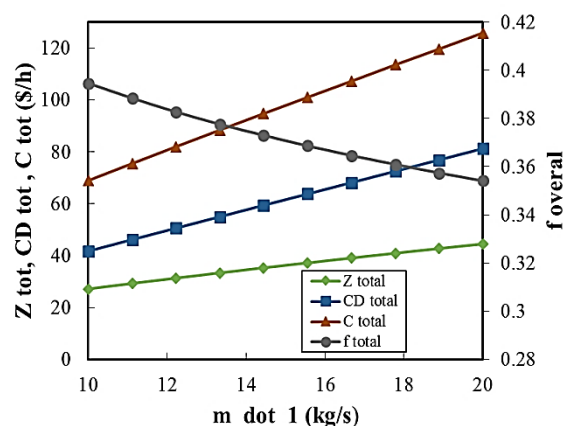
- با افزایش دبی جرمی آب زمین گرمایی و افزایش انرژی ورودی به سیستم، توان تولیدی و هزینه‌های کلی سیستم افزایش می‌یابد.

## ۷- مراجع

- [1] Fallah M, Mahmoudi SMS, Yari M, Akbarpour Ghiasi R. Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system. *Energy Conversion and Management*. 2016;108:190-201.
- [2] Guo X, Zhang H, Zhao J, Wang F, Wang J, Miao H, et al. Performance evaluation of an integrated high-temperature proton exchange membrane fuel cell and absorption cycle system for power and heating/cooling cogeneration. *Energy Conversion and Management*. 2019;181:292-301.
- [3] Zhar R, Allouhi A, Jamil A, Lahrech K. A comparative study and sensitivity analysis of different ORC configurations for waste heat recovery. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021;28:101608.
- [4] Basaran A, Ozgener L. Investigation of the effect of different refrigerants on performances of binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*. 2013;76:483-98.
- [5] Domra Kana J, Djongyang N, Danwe R, Njandjock Nouck P, Abdouramani D. A review of geophysical methods for geothermal exploration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015;44:87-95.
- [6] Moya D, Aldás C, Kaparaju P. Geothermal energy: Power plant technology and direct heat applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018;94:889-901.
- [7] Wu C, Xu X, Li Q, Li X, Liu L, Liu C. Performance assessment and optimization of a novel geothermal combined cooling and power system integrating an organic flash cycle with an ammonia-water absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*. 2021;227:113562.



شکل (۱۰): تاثیر دبی جرمی آب زمین گرمایی بر توان تولیدی سیستم



شکل (۱۱): تاثیر دبی جرمی آب زمین گرمایی بر توان تولیدی سیستم

## ۶- جمع بندی

در تحقیق حاضر، استفاده از یک سیکل فلش آلی دوگانه به همراه یک سیکل رنگین آلی به منظور بازیافت انرژی‌های اتلافی یک نیروگاه زمین گرمایی مورد بررسی قرار گرفته است. مدل‌سازی ترمودینامیکی و اگزرتواکونومیکی سیکل پیشنهادی انجام گردیده و تاثیر پارامترهایی چون فشار ورودی و خروجی توربین زمین گرمایی و فشار جداسازهای ۱ و ۲ بر عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج مهم حاصل از این پژوهش به‌صورت زیر است:

- مقدار توان تولیدی توربین‌های ۱ تا ۴ به ترتیب برابر با ۱۵۹/۶، ۲۳۰، ۱۶۱/۸ و ۱۲/۵۹ کیلووات است.
- کندانسور ۲، مبدل حرارتی ۱ و کندانسور ۱ بیشترین سهم در اتلاف اگزرتوی کل سیستم را دارند.
- کندانسورها و مبدل‌های حرارتی در سیستم پیشنهادی کمترین فاکتور اگزرتواکونومیک را دارند و

- plant systems and case studies in China. *Renewable Energy*. 2012;48:155-60.
- [24] Ho T, Mao SS, Greif R. Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy. *Energy*. 2012;42(1):213-23.
- [25] Ganapathiraju V, Srinivas T. Comparative study on steam flash, organic flash and Kalina for enhanced power generation from waste heat recovery. *Journal of Power Technologies*. 2016;96:81-91.
- [26] Mondal S, De S. Power by waste heat recovery from low temperature industrial flue gas by Organic Flash Cycle (OFC) and transcritical-CO<sub>2</sub> power cycle: A comparative study through combined thermodynamic and economic analysis. *Energy*. 2017;121:832-40.
- [27] Mohammadi Hadelu L, Ahmadi Boyaghchi F. Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses and optimization of different ejector based two stage expander-organic flash cycles fuelled by solar energy. *Energy Conversion and Management*. 2020;216:112943.
- [28] Baccioli A, Antonelli M. Organic Flash Cycles: Off-design behavior and control strategies of two different cycle architectures for Waste Heat Recovery applications. *Energy Conversion and Management*. 2018;157:176-85.
- [29] Baccioli A, Antonelli M, Desideri U. Technical and economic analysis of organic flash regenerative cycles (OFRCs) for low temperature waste heat recovery. *Applied Energy*. 2017;199:69-87.
- [30] Bonolo de Campos G, Bringhami C, Traverso A, Takachi Tomita J. Thermoeconomic comparison between the organic flash cycle and the novel organic Rankine flash cycle (ORFC). *Energy Conversion and Management*. 2020;215:112926.
- [31] Mosaffa AH, Zareei A. Proposal and thermoeconomic analysis of geothermal flash binary power plants utilizing different types of organic flash cycle. *Geothermics*. 2018;72:47-63.
- [32] Zhang W, Chen F, Shen H, Cai J, Liu Y, Zhang J, et al. Design and analysis of an innovative biomass-powered cogeneration system based on organic flash and supercritical carbon dioxide cycles. *Alexandria Engineering Journal*. 2023;80:623-47.
- [33] Mehdikhani V, Mirzaee I, Khalilian M, Abdolalipouradl M. Thermodynamic and exergoeconomic assessment of a new combined power, natural gas, and hydrogen system based on two geothermal wells. *Applied Thermal Engineering*. 2022;206:118116.
- [34] Shakibi H, Nedaei N, Farajollahi AH, Chitsaz A. Exergoeconomic appraisal, sensitivity analysis, and multi-objective optimization of a solar-driven generation plant for yielding electricity and cooling load. *Process Safety and Environmental Protection*. 2023;170:89-111.
- [35] Hai T, El-Shafay AS, Alizadeh Aa, Singh Chauhan B, Fahad Almojil S, Ibrahim Almohana A, et al. Combination of a geothermal-driven double-flash cycle and a Kalina cycle to devise a polygeneration system: Environmental assessment and optimization. *Applied Thermal Engineering*. 2023;228:120437.
- [36] Farajollahi A, Rostami M, Feili M, Ghaebi H, Salimi MR. Modified cost analysis integrated with dual parametric sensitivity study for realistic cost assessment of a novel modified geothermal-based
- [8] Hernández Martínez E, Avitia Carlos MCP, Cisneros Solís JI, Prieto Avalos MCMdC. Thermodynamic simulation and mathematical model for single and double flash cycles of Cerro Prieto geothermal power plants. *Geothermics*. 2020;83:101713.
- [9] Mohammadzadeh Bina S, Jalilinasrabady S, Fujii H. Exergoeconomic analysis and optimization of single and double flash cycles for Sabalan geothermal power plant. *Geothermics*. 2018;72:74-82.
- [10] Chagnon-Lessard N, Mathieu-Potvin F, Gosselin L. Optimal design of geothermal power plants: A comparison of single-pressure and dual-pressure organic Rankine cycles. *Geothermics*. 2020;86:101787.
- [11] Ganjehsarabi H. Mixed refrigerant as working fluid in Organic Rankine Cycle for hydrogen production driven by geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019;44(34):18703-11.
- [12] Moloney F, Almatrafi E, Goswami DY. Working fluid parametric analysis for recuperative supercritical organic Rankine cycles for medium geothermal reservoir temperatures. *Renewable Energy*. 2020;147:2874-81.
- [13] Ge YT, Li L, Luo X, Tassou SA. Performance evaluation of a low-grade power generation system with CO<sub>2</sub> transcritical power cycles. *Applied Energy*. 2018;227:220-30.
- [14] Han J, Wang X, Xu J, Yi N, Ashraf Talesh SS. Thermodynamic analysis and optimization of an innovative geothermal-based organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for power and hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2020;45(15):8282-99.
- [15] Samadi F, Kazemi N. Exergoeconomic analysis of zeotropic mixture on the new proposed organic Rankine cycle for energy production from geothermal resources. *Renewable Energy*. 2020;152:1250-65.
- [16] Wang J, Wang J, Dai Y, Zhao P. Assessment of off-design performance of a Kalina cycle driven by low-grade heat source. *Energy*. 2017;138:459-72.
- [17] Xu W, Deng S, Zhao L, Zhao D, Chen R. Identification of key affecting parameters of zeotropic working fluid on subcritical organic Rankine cycle according limiting thermodynamic cycle. *Energy Conversion and Management*. 2019;197:111884.
- [18] Zhou Y, Li S, Sun L, Zhao S, Ashraf Talesh SS. Optimization and thermodynamic performance analysis of a power generation system based on geothermal flash and dual-pressure evaporation organic Rankine cycles using zeotropic mixtures. *Energy*. 2020;194:116785.
- [19] Guo T, Wang HX, Zhang SJ. Selection of working fluids for a novel low-temperature geothermally-powered ORC based cogeneration system. *Energy Conversion and Management*. 2011;52(6):2384-91.
- [20] Jalilinasrabady S, Itoi R, Valdimarsson P, Saevarsdottir G, Fujii H. Flash cycle optimization of Sabalan geothermal power plant employing exergy concept. *Geothermics*. 2012;43:75-82.
- [21] Dagdas A. Performance Analysis and Optimization of Double-Flash Geothermal Power Plants. *Journal of Energy Resources Technology*. 2006;129(2):125-33.
- [22] Yari M. Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Renewable Energy*. 2010;35(1):112-21.
- [23] Luo C, Huang L, Gong Y, Ma W. Thermodynamic comparison of different types of geothermal power

- [39] Nemati A, Nami H, Yari M. Assessment of different configurations of solar energy driven organic flash cycles (OFCs) via exergy and exergoeconomic methodologies. *Renewable Energy*. 2018;115:1231-48.
- [40] Kianfard H, Khalilarya S, Jafarmadar S. Exergy and exergoeconomic evaluation of hydrogen and distilled water production via combination of PEM electrolyzer, RO desalination unit and geothermal driven dual fluid ORC. *Energy Conversion and Management*. 2018;177:339-49.
- [41] Mosaffa AH, Hasani Mokarram N, Garousi Farshi L. Thermo-economic analysis of a new combination of ammonia/water power generation cycle with GT-MHR cycle and LNG cryogenic exergy. *Applied Thermal Engineering*. 2017;124:1343-53.
- [42] Yosaf S, Ozcan H. Exergoeconomic investigation of flue gas driven ejector absorption power system integrated with PEM electrolyser for hydrogen generation. *Energy*. 2018;163:88-99.
- [43] Wang J, Wang J, Dai Y, Zhao P. Thermodynamic analysis and optimization of a flash-binary geothermal power generation system. *Geothermics*. 2015;55:69-77.
- multi-generation energy system. *Energy Reports*. 2022;8:13463-83.
- [37] Ambriz-Díaz VM, Rosas IY, Chávez O, Rubio-Maya C. 4E Assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) Activated with Waste Heat of a Flash-Binary Geothermal Power Plant. *Entropy* [Internet]. 2022; 24(12).
- [38] Farajollahi A, Rostami M, Feili M, Ghaebi H. Thermodynamic and economic evaluation and optimization of the applicability of integrating an innovative multi-heat recovery with a dual-flash binary geothermal power plant. *Clean Technologies and Environmental Policy*. 2023;25(5):1673-98.