نشریه علمی-تخصصی تبدیل انرژی (JEED)
دوره ۹، شماره ۱، بهار ۱۴۰۱، ص: ۱۷- ۳۴

J. Energy Conversion
Volume: 9, Issue: 1, 2022: 17-34

DOR: xx.xxxx.x.xxxxxxxx.xxxx.x.x.x.x

تجزیه و تحلیل پارامترهای طراحی بر روی یک سیستم زمین‌گرمایی و استفاده از ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده برای تولید برق پاک

سید احسان سیداحمدی [۱]، احسان اله عصاره [۲و*]

۱-کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، e.seyedahmadi@yahoo.com
*۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، assareh@iaud.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۰/۰۹/۰۱، بازنگری: ۱۴۰۰/۱۱/۲۰، پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۰۵

چکیده

در این پژوهش به مدلسازی و بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندگانه بر مبنای انرژی زمین‌گرمایی با استفاده از سیکل‌های مختلف ارگانیک رانکین و ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده پرداخته شد. سیستم مورد بررسی متشکل از زیرسیستم‌های زمین‌گرمایی، سیکل ارگانیک رانکین، چیلر جذبی و سیستم ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده است. سیال مورد استفاده در سیکل ارگانیک رانکین شامل مبرد R123 و سیال ارگانیک آمونیاک است. جهت مدل‌سازی سیستم مورد بررسی و همچنین به‌دست آوردن نتایج حاصل از تحلیل سیستم از نرم‌افزار ترمودینامیکی حل معادلات مهندسی EES استفاده شده است. طبق بررسی‌های به عمل آمده از پارامترهای تاثیرگذار بر روی خروجی‌های سیستم می‌توان از دمای زمین‌گرمایی، نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی و دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین ۱ نام برد. نتایج تخریب اگزرژی سیستم نشان داد، اواپراتور دارای بیشترین تخریب اگزرژی است و کمترین تخریب اگزرژی مربوط به پمپ است. برای بهینه‌سازی توابع هدف سیستم طراحی شده از الگوریتم چندهدفه ژنتیک NSGA-II استفاده شده است. دو تابع هدف متضاد مورد بررسی در این پژوهش افزایش بازده اگزرژی و کاهش نرخ هزینه عنوان شد. شکل پارتو به‌منظور تعیین بهترین مقادیر برای توابع هدف مسئله به‌دست آورده شد. در نهایت بهینه‌ترین ارزش بازده اگزرژی ۶۳،۰۰۹ درصد و نرخ هزینه ۲ دلار بر ساعت به‌دست آمد.

* **عهده‌دار مکاتبات:** assareh@iaud.ac.ir

کلمات کلیدی: انرژی زمین‌گرمایی، سیستم تولید چندگانه انرژی، ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده، بازده اگزرژی، نرخ هزینه

۱- مقدمه

منابع انرژی به دو صورت منابع تجدیدناپذیر و منابع تجدیدپذیر یافت می‌شوند. کشور ایران از دارای مناطق بسیاری است که این مناطق دارای پتانسیل بالایی در زمینه‌ی استفاده از منابع مختلف انرژی‌های تجدیدپذیر است و مطابق با برنامه پنج ساله‌ی چهارم توسعه کشور، ۵۰۰ مگاوات از برق مصرفی کشور باید توسط انرژی‌های تجدیدپذیر تولید شود [۱، ۲].

ستوده و همکاران در سال ۲۰۱۹، بر روی طراحی و بهینه‌سازی عملکرد سیکل ارگانیک رانکین کار کردند. هدف از این پژوهش توسعه‌ی مدلی از سیکل رانکین بود که به‌طور همزمان انتخاب سیال کاری و عملکرد سیکل‌های ارگانیک رانکین را بهینه کند. نتایج نشان داد که با استفاده از تولوئن به عنوان یک سیال کاری، میزان تخریب اگزرژی و هزینه‌ی تولید و نگهداری

نحوه استناد به این مقاله: سید احسان سیداحمدی، احسان اله عصاره. تجزیه و تحلیل پارامترهای طراحی بر روی یک سیستم زمین گرمایی و استفاده از ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده برای تولید برق پاک. ۱۴۰۱؛ ۹ (۱) : ۳۴-۱۷.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

برق در حدود ۳۰ درصد بیشتر است و استفاده از سیکلوپنتان در طول عمر سیستم مقرون به صرفه‌تر خواهد بود [۳]. رزمی و همکاران در سال ۲۰۲۱، بر روی ارزیابی ترمودینامیکی یک سیستم ذخیره‌ی انرژی با هوای فشرده برای دو نیرگاه بادی مجاور در سایت‌های ابهر و کهک در کشور ایران با قدرت اسمی کل ۱۶۲,۵ مگاوات کار کردند. نتایج نشان داد که سرعت باد در ماه جولای در هر دو سایت ابهر و کهک بیشتر از ماه‌های دیگر است. بنابراین حدود ۹۳، ۷۴ و ۶۰ مگاوات توان ذخیره شده در تاسیسات CAES طی ۵ ساعت اوج تقاضا در ماه‌های جولای، آگوست و سپتامبر با بازده رفت و برگشت ۵۲ ، ۴۷ و ۴۳ درصد به شبکه اضافه شده است [۴]. رزمی و همکاران در سال ۲۰۱۹، به بررسی یک سیستم CCHP کارآمد و سازگار با محیط زیست و استفاده از سیکل ارگانیک رانکین، سیستم ذخیره‌ی انرژی با هوای فشرده (CAES) و سیکل تبرید جذبی پرداختند. هدف اصلی سیستم پیشنهادی بهبود کارایی سیستم ذخیره انرژی با هوای فشرده (CAES) از طریق تأمین ظرفیت خنک کننده از گازهای داغ موجود در اگزوز توربین از طریق به‌کارگیری سیستم برودتی سیکل ارگانیک رانکین بود. نتایج نشان داد که ۲۲۸۰ کیلووات انرژی الکتریکی و ۴۱۶,۷ کیلووات ظرفیت خنک کننده به‌طور همزمان تولید شده است. [۵]. علی‌رحمی و همکاران در سال ۲۰۲۱، بر روی تحلیل ترمودینامیک، اقتصادی و بهینه‌سازی چندهدفه سیستم ذخیره‌ی انرژی هوای فشرده (CAES) ترکیبی با واحدهای خورشیدی و نمک‌زدایی با هدف تولید برق و آب آشامیدنی کار کردند. سیستم پیشنهادی مبتنی بر ترکیب سیستم ذخیره‌ی انرژی با هوای فشرده، هلیوستات خورشیدی و واحد نمک زدایی است. این سیستم نه تنها برق را با هزینه‌ی کم تولید می‌کند، بلکه با بازیابی گرمای اضافی از سیستم اقدام به تولید آب شیرین نیز می‌کند [۶]. رزمی و همکاران در سال ۲۰۱۹، بر روی ارزیابی اگزرژی و اقتصادی یک سیستم تولید انرژی پاک و استفاده از سیستم ذخیره‌ی انرژی هوای فشرده (CAES) کار کردند. این سیستم ترکیبی جدید مبتنی بر سیستم تبرید جذبی، ذخیره‌ی انرژی هوای فشرده (CAES) و توربین بادی جهت استفاده برای تأمین برق در ساعات کم‌مصرف استفاده شد. نتایج نشان داد، سرمایش تولید سیستم ۲۲۸۷ کیلووات، ضریب عملکرد ۲,۴۳۱ درصد و راندمان کل ۵۶,۷۱ درصد حاصل شد [۷].

رزمی و جانباز در سال ۲۰۲۰، بر روی ارزیابی اگزرژی و اقتصادی یک سیستم تولید همزمان پاک و استفاده از سیستم ذخیره‌ی انرژی هوای فشرده (CAES) کار کردند. در این سیستم در زمان‌های کم‌مصرف، برق اضافی شبکه یا منابع انرژی تجدیدپذیر برای تأمین هوای تحت فشار و ظرفیت گرمایش در زیر سیستم ذخیره انرژی استفاده می‌شود، که برای رفع کمبود برق و تولید آب سرد در همان زمان استفاده می‌شود. نتایج نشان داد که هزینه‌ی برق و آب سرد در دوره اوج مصرف به‌ترتیب ۰,۰۷۸۳ و ۰,۱۷۸۹ دلار بر کیلووات ساعت است که با در نظر گرفتن قابلیت اطمینان ۸,۳۶ درصد و ۸,۳۲ درصد افزایش یافته است [۸]. علی‌رحمی و همکاران در سال ۲۰۲۱b، بر روی تحلیل محاسبات نرم یک سیستم پیل سوختی اکسید جامد یا SOFC و انباره‌ی انرژی هوای فشرده از طریق معماری متفاوت شبکه عصبی مصنوعی و بهینه‌سازی سه‌منظوره با الگوریتم گرگ خاکستری کار کردند. نتایج نشان داد که مقدار بهره‌وری رفت و برگشت اکسرژی (ERTE)، نرخ هزینه‌ی کل، و انتشار CO_2 در بهترین نقطه بهینه خود به ترتیب در ۴۵,۷ درصد، ۳۴,۲ دلار بر ساعت و ۰,۲۲ کیلوگرم بر کیلووات ساعت به‌دست آمد [۹]. عصاره و همکاران در سال ۲۰۲۱، بر روی شبیه‌سازی و بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندگانه انرژی بر مبنای انرژی خورشیدی و استفاده از الکترولایزر غشای تبادل پروتون[1] و سلول سوختی کار کردند از ترکیب الکترولیزر PEM و سلول سوختی به منظور تأمین گرما و برق پایدار استفاده شد. نتایج بهینه‌سازی سیستم نشان داد که به ترتیب راندمان انرژی و بازده اگزرژی سیستم به ترتیب ۲۲/۳۲ درصد و ۸/۶۱ درصد افزایش می‌یابد [۱۰]. عصاره و همکاران در سال ۲۰۲۱، بر روی یک سیستم تجدیدپذیر بر مبنای استفاده از انرژی خورشیدی و زمین‌گرمایی تقویت شده با ژنراتورهای ترموالکتریک برای تولید برق، سرمایش و تولید آب شیرین کار کردند. نتایج نشان داد که استفاده از ترموالکتریک به‌جای کندانسور، منجر به کاهش نرخ کل هزینه و افزایش کارایی اگزرژی سیستم شد. نتایج نشان داد نرخ هزینه‌ی نهایی بعد از بهینه‌سازی ۱۰,۴۱ دلار

[1] Proton Exchange Membrane

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

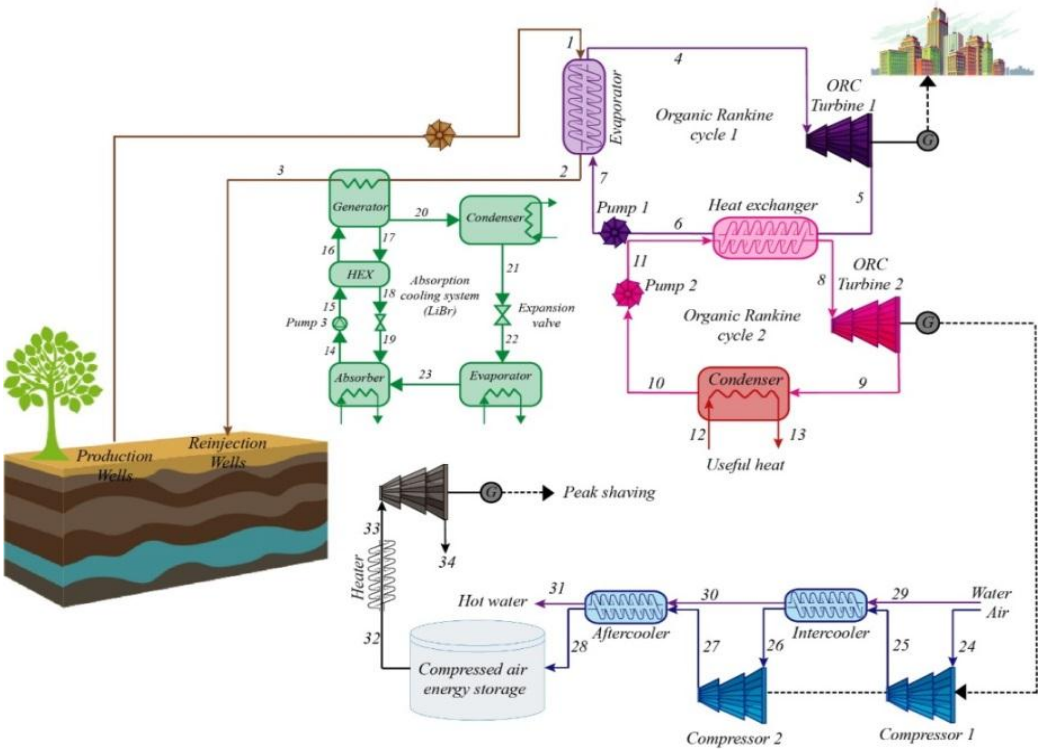
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

بر گیگاژول و بازده اگزرژی ۲۰،۵۲ درصد است [۱۱]. ملتمس و همکاران در سال ۲۰۱۹، بر روی بهبود بازده انرژی و بازده اگزرژی یک سیستم تولید انرژی بر مبنای انرژی خورشیدی و بهینه‌سازی این سیستم با استفاده از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات (PSO)[1] کار کردند [۱۲]. علی‌رحمی و عصاره در سال ۲۰۲۰، به تجزیه و تحلیل انرژی، اگزرژی و بهینه‌سازی چندهدفه و آنالیز اقتصادی برای یک سیستم تولید چندگانه‌ی انرژی شامل محصولات تولید برق، هیدروژن، آب شیرین، سرمایش و گرمایش برای شهر دزفول پرداختند. در نهایت، بازده اگزرژی سیستم ۳۱،۶۶ درصد و نرخ کل واحد ۲۱،۹ $/GJ گزارش شد [۱۳]. دژدار و عصاره در سال ۱۳۹۹، بر روی مدلسازی، بهینه‌سازی و بررسی اگزرژواکونومیک یک سیستم تولید چندگانه انرژی برای تولید برق بر مبنای انرژی خورشیدی، باد و انرژی حرارتی اقیانوسی در مناطق ساحلی کار کردند. پس از بهینه-سازی سیستم در نهایت بهینه‌ترین مقدار بازده اگزرژی ۳۳،۳۹ درصد و نرخ هزینه ($/h) ۹۸،۸۱ گزارش شد [۱۴]. گلشن‌زاده و عصاره در سال ۱۳۹۹، بر روی تحلیل اگزرژی، انرژی، مدلسازی و بررسی پارامترهای اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم تولید چندگانه کار کردند که محصولات این سیستم تولید برق پاک و آب شیرین بود. در این پژوهش، از انرژی بادی و خورشیدی به عنوان منبع تامین انرژی استفاده شد. نتایج پژوهش نشان داد که با توجه به افزایش شدت تابش خورشیدی و انرژی بادی بر روی میزان اگزرژی کل، کار خروجی، تولید آب شیرین سیستم موثر بوده و باعث افزایش خروجی‌های سیستم می‌گردد [۱۵].

۲- مواد و روش

۲-۱- سیستم انرژی

شماتیک سیستم زمین‌گرمایی پیشنهادی در شکل ۱، معرفی شده است.



شکل ۱- شماتیک سیستم مورد مطالعه

[1] Particle Swarm Optimization

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

این سیستم که بر پایه انرژی زمین‌گرمایی است، متشکل از زیرسیستم‌های چاه زمین‌گرمایی، سیکل ارگانیک رانکین ۱ و ۲ که سیال ارگانیک این دو سیکل مبرد R123 و آمونیاک است، چیلر جذبی و یک سیستم ذخیره‌ی انرژی با هوای فشرده (CAES) است. محصول این سیستم تولید برق پاک، سرمایش و گرمایش است. در این سیستم با استفاده از یک منبع حرارت با دمای پایین، توربین را به گردش در می‌آورد. منبع حرارت در این سیستم انرژی زمین‌گرمایی است که از مخزن زمین گرما استخراج شده و وارد اواپراتور شده و از این طریق حرارت را به سیکل می‌دهد و در مرحله آخر دوباره به زمین تزریق می‌شود. دمای سیالی که از چاه زمین‌گرمایی به اواپراتور سیکل ارگانیک تزریق می‌شود، ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد است و دبی آن ۱,۵ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته شده است. سیال به‌وسیله یک پمپ که قبل از نقطه‌ی ۱ قرار دارد وارد اواپراتور می‌شود و به این دلیل که فشار سیال ورودی و خروجی آن ثابت است نیاز به تغییر فاز سیال نداریم و همچنین میزان برق مصرفی پایینی دارد در محاسبات قابل چشم‌پوشی است. با پمپ شدن سیال از مخزن زمین گرما وارد یک سیکل ارگانیک رانکین می‌شود.

۲-۲- آنالیز ترمودینامیکی

برای تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی سیستم انرژی، موازنه‌ی جرم و انرژی برای هر حجم کنترل ایجاد می شود.

مفروضات زیر جهت ساده‌سازی حل مسئله می‌شود:

شرایط حالت پایدار

توربین ها و پمپ ها ایزنتروپ هستند

افت فشار در خطوط لوله ناچیز است [۱۶]

خروجی کندانسور مایع اشباع شده و خروجی اواپراتور بخار اشباع شده است [۱۶]

تغییرات در انرژی‌های بالقوه و جنبشی ناچیز است [۱۷]

در جدول ۱ داده‌های ورودی جهت طراحی و مدلسازی سیستم زمین‌گرمایی مورد بررسی آورده شده است.

جدول ۱- مقدار داده‌های ورودی

ردیف	داده	معرفی پارامتر	مقدار
۱	$\dot{m}_1$	دبی جرمی ورودی به اواپراتور	1.5 [kg/s]
۲	T_1	دمای ورودی به اواپراتور	210°C
۳	T_4	دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین ۱	150°C
۴	T_6	دمای ورودی به پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۱	70°C
۵	η_{turbin}	بازده توربین	0.85
۶	η_{pump}	بازده پمپ	0.8
۷	pp_{Eva}	اواپراتور پینچ پوینت	5°C
۸	pp_{Cond}	پینچ پوینت کندانسور	5°C
۹	T_8	دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین ۲	60°C
۱۰	$\eta_{\mathrm{Compressor}}$	بازده کمپرسور	0.86
۱۱	$\eta_{turbin,Gas}$	بازده توربین گاز	0.86
۱۲	$\eta_{\mathrm{Intercooler}}$	بازده اینترکولر	0.85
۱۳	$\eta_{\mathrm{Aftercooler}}$	بازده افترکولر	0.85
۱۴	P_{28}	فشار ورودی به سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده	5000 [kpa]

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

استفاده از اولین قانون ترمودینامیک زیر، برای هر حجم کنترل ، در جدول ۲ نشان داده شده است.

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_i \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gZ_i \right) - \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \frac{dE_{cv}}{dt} \quad (۱)$$

جدول ۲- بالانس انرژی سیستم

اجزاء سیستم	بالانس انرژی	تخریب اگزرژی
توربین سیکل ارگانیک رانکین ۱	$\dot{W}_{\text{turbine 1}} = \dot{m}_4 \times (h_4 - h_5)$	$\dot{E}_{\text{Turbine 1}} = Ex_4 - Ex_5 - W_{\text{turbine 1}}$
توربین سیکل ارگانیک رانکین ۲	$\dot{W}_{\text{turbine 2}} = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_9)$	$\dot{E}_{\text{Turbine 2}} = Ex_8 - Ex_9 - W_{\text{turbine 2}}$
پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۱	$\dot{W}_{\text{pump1}} = \dot{m}_6 \times (h_7 - h_6)$	$\dot{E}_{pump1} = Ex_6 + \dot{W}_{pump1} - Ex_7$
پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۲	$\dot{W}_{\text{pump2}} = \dot{m}_{10} \times (h_{11} - h_{10})$	$\dot{E}_{pump2} = Ex_{10} + \dot{W}_{pump2} - Ex_{11}$
اواپراتور	$Q_{Evaporator} = \dot{m}_1 \times (h_1 - h_2)$	$\dot{E}_{\text{Eva}} = Ex_1 + Ex_7 - Ex_2 - Ex_4$
کندانسور	$Q_{condenser} = \dot{m}_9 \times (h_9 - h_{10})$	$\dot{E}_{cond} = Ex_9 + Ex_{12} - Ex_{10} - Ex_{13}$
مبدل حرارتی	$Q_{HEX} = \dot{m}_5 \times (h_5 - h_6)$	$\dot{E}_{HEX} = Ex_5 + Ex_{11} - Ex_8 - Ex_6$

مقدار توان خالص کل سیستم از رابطه ۲ به‌دست می‌آید:

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{net,steam} + \dot{W}_{\text{net, ORC}} \quad (۲)$$

جهت بالانس انرژی سیستم ذخیره انرژی با هوای فشرده از روابط جدول ۳ استفاده می‌شود.

جدول ۳- بالانس انرژی سیستم ذخیره انرژی با هوای فشرده.

اجزاء سیستم	رابطه
کمپرسور ۱	$\dot{W}_{\text{Comp 1}} = \dot{m}_{24} \times (h_{25} - h_{24})$
کمپرسور ۲	$\dot{W}_{\text{Comp 2}} = \dot{m}_{26} \times (h_{27} - h_{26})$
سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده	$\dot{W}_{CAES} = \dot{W}_{\text{Comp 1}} + \dot{W}_{\text{Comp 2}}$
توربین گازی	$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{33} \times (h_{33} - h_{34})$
هیتر[1]	$Q_{\text{heater}} = \dot{m}_{32} \times (h_{33} - h_{32})$

[1] heater

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

۱-۲-۲- آنالیز سیستم زمین‌گرمایی

در این پژوهش سیستم از نوع زمین‌گرمایی با دمای سیال خروجی ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است. در سیستم مورد بررسی، اواپراتور و کندانسور مورد استفاده در سیکل بخار و سیکل ارگانیک رانکین است، دارای دو خروجی و دو ورودی که مربوط به سیکل رانکین و سیستم زمین گرمایی است، می‌باشد و با توجه به اینکه مجهولات مسئله زیاد هستند، از تحلیل پینچ پوینت برای اواپراتور و کندانسور استفاده می‌شود.

میزان انرژی حرارتی زمین گرمایی از رابطه ۳ محاسبه می‌شود:

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_2 \times Cp2 \times (T_2 - T_3) \quad (۳)$$

در این رابطه Cp2، ظرفیت گرمایی[1] است که از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌شود:

$$Cp2 = cp \times (water, T = T_2, x = x_2) \quad (۴)$$

۳-۳- آنالیز اگزرژی

میزان بازده‌ی اگزرژی سیستم از رابطه‌ی ۵ محاسبه می‌شود:

$$\eta_{ex} = (\dot{W}_{net} + Q_{cooling}) \times 100 / (\mathrm{Ex_1}) \quad (۵)$$

رابطه‌ی Exergy round trip efficiency (ERTE):

$$ERTE = (\dot{W}_{net} \times 24 + Q_{cooling} \times 24 + \dot{W}_{GT} \times T_{\mathrm{discharge}}) \times \quad (۶)$$

$$100 / (\mathrm{Ex_1} \times 24 + \dot{W}_{\mathrm{Input_CAES}} \times T_{\mathrm{charge}} + Q_{\mathrm{heater}} \times T_{\mathrm{discharge}})$$

۴-۲- آنالیز اقتصادی

فاکتور بازیابی سرمایه از رابطه ۷ محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (۷)$$

که در این رابطه i و n به ترتیب برابر با ۰,۱ و ۲۰ است.

نرخ هزینه با استفاده از پارامترهای اقتصادی مثل فاکتور بازیابی سرمایه[2] و نرخ بهره[3] به‌دست آورده می‌شود، که این عمل باعث می‌شود هزینه‌ی سیستم بهتر ارزیابی شود. نرخ هزینه هر مؤلفه از رابطه ۳ محاسبه می‌شود [۱۸]:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k \times CRF \times \varphi}{N} \quad (۸)$$

که در این رابطه، φ بیانگر ضریب تعمیر و نگهداری سیستم است و مقدار آن برابر ۱,۰۶ می‌باشد. T تعداد ساعات کاری سیستم است و مقدار آن برابر ۷۴۴۶ است. در جدول ۴ روابط مربوط به محاسبه هزینه‌ی اجزاء سیستم مورد نظر معرفی شده است.

[1] heat capacity
[2] Capital Recovery Factor (CRF)
[3] Interest rate

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

جدول ۴- بالانس هزینه

ردیف	اجزاء سیستم	رابطه
۲	توربین ۱	$Z_{\text{Turbine 1}} = 4750 \times \left(\left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{\ 0.75}\right) + 60 \times \left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{\ 0.95}\right)\right)$
۳	توربین ۲	$Z_{\text{Turbine 2}} = 4750 \times \left(\left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{\ 0.75}\right) + 60 \times \left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{\ 0.95}\right)\right)$
۵	پمپ شماره ۱	$Z_{\text{Pump1}} = 3500 \times (\dot{W}_{\text{Pump1}}^{\ 0.41})$
۶	پمپ شماره ۲	$Z_{\text{Pump2}} = 3500 \times (\dot{W}_{\text{Pump2}}^{\ 0.41})$
۸	کندانسور	$Z_{Cond} = 1773 \times \dot{m}_9$
۱۰	اواپراتور	$Z_{\text{Evap}} = 276 \times \left(A_{\text{Evap 1}}^{\ 0.88}\right)$
۱۲	مبدل حرارتی	$Z_{HEX} = 12000 \times \left(A_{\text{HX}} / 100\right)^{0.88}$
۱۳	اینترکولر	$Z_{\text{Intc}} = 12000 \times \left(A_{\text{Intc}} / 100\right)^{0.6}$
۱۴	افترکولر	$Z_{\text{Aftc}} = 12000 \times \left(A_{\text{Aftc}} / 100\right)^{0.6}$
۱۵	کمپرسور ۱	$Z_{Comp1} = ((71.1 \times \dot{m}_{24}) / (0.9 - \eta_{\text{Compressor}}) \times ((P_{25} / P_{24}) \times \ln(P_{25} / P_{24})))$
۱۶	کمپرسور ۲	$Z_{Comp2} = ((71.1 \times \dot{m}_{26}) / (0.9 - \eta_{\text{Compressor}}) \times ((P_{27} / P_{26}) \times \ln(P_{27} / P_{26})))$
۱۷	توربین گازی	$Z_{Gas,Turbin} = ((1536 \times \dot{m}_{32}) / (0.92 - \eta_{Gas,Turbin}) \times \ln(P_{33} / P_{34}) \times (1 + \exp(0.036 \times T_{33} - 54.4)$
۱۸	CAES	$Z_{\text{CAES_tank}} = ((1.218 \times \exp(2.3631 + 1.3673 \times (\ln(V_{\text{Storage}})) - 0.06309 \times (\ln(V_{\text{Storage}}))^2))$
۱۹	چیلر جذبی	$Z_{Chiller} = 1144.3 \times (Q_{COOLING}^{\ 0.67})$

۳- نتایج و بحث

۳-۱- اعتبارسنجی

به‌منظور اعتبارسنجی نتایج و اعتبار بخشیدن به کار انجام شده، نتایج کار حاضر با نتایج کار آقای رمزی و همکاران (۲۰۱۹) [۷] مقایسه و اعتبارسنجی خواهد شد. با توجه به اینکه سیستم معرفی‌شده یک سیستم جدید و تازه طراحی شده است، در نتیجه برای اعتبارسنجی این پژوهش به بررسی زیر سیستم ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده (CASE)، جهت اعتبارسنجی انتخاب شد. همان‌گونه از نتایج مشخص است، کار از اعتبار خوبی برخوردار است. در جدول ۵ نتایج اعتبارسنجی پژوهش حاضر ارائه شده است. همان‌گونه از نتایج مشخص است، این پژوهش از اعتبار خوبی برخوردار است.

۳-۲- نتایج پارامتریک

یکی از مهم‌ترین اجزاء سیستم‌های زمین‌گرمایی، استفاده از اواپراتور در سیکل رانکین است، زیرا دمای انرژی زمین‌گرمایی مستقیماً وارد اواپراتور می‌شود و اواپراتور نیز وظیفه‌ی شروع فعالیت سیکل رانکین با تبخیر سیال مربوطه و دادن انرژی مورد نیاز به توربین جهت تولید توان را دارد. همان‌طور که در شکل ۲ الف، مشاهده می‌شود، درمی‌یابیم که افزایش دمای زمین-گرمایی، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. به عبارتی با افزایش دمای زمین‌گرمایی، توان تولیدی کل سیستم از ۷۰,۲۸ کیلووات ۱۳۰,۴ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۲۲,۰۳ کیلووات به ۴۰,۸۷ کیلووات بر ساعت و توان تولیدی ORC1 از ۴۹,۳۸ کیلووات به ۹۱,۵۹ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. باید گفت که با افزایش دمای اواپراتور،

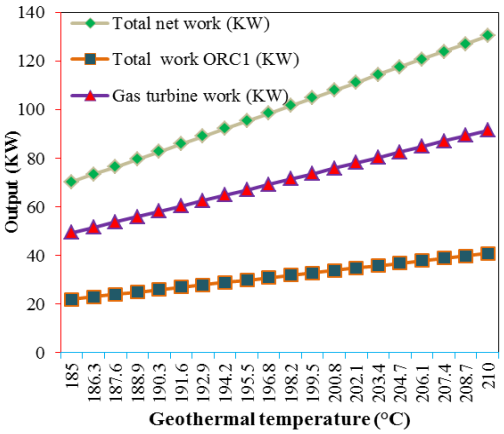
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

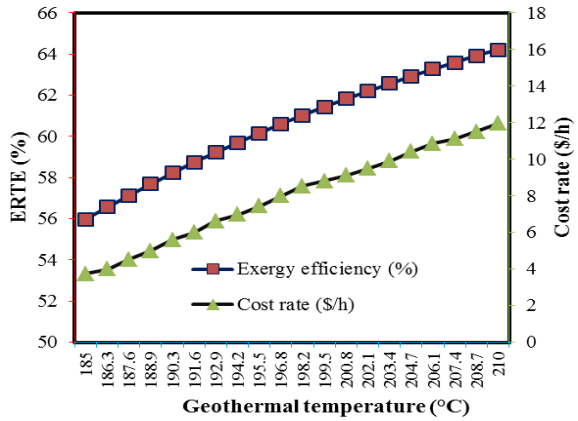
آنتالپی ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین افزایش یافته است و در نتیجه کار کل سیستم نیز با افزایش آنتالپی، افزایش می‌یابد.

جدول ۵- نتایج اعتبارسنجی پژوهش حاضر

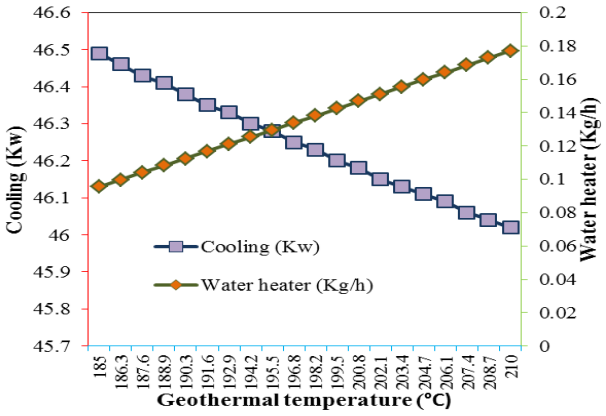
ردیف	پارامتر	کار حاضر	رمزی و همکاران [۷]	ارور
۱	Maximum pressure of CAES (bar)	20	20	0
۲	Minimum pressure of CAES (bar)	6.667	6.667	0
۳	Inlet temperature of air turbine (K)	1300	1300	0
۴	Power consumption of second compressor (kW)	279.8	281.4	0.56
۵	Power consumption of third compressor (kW)	280.1	281.8	0.60
۶	Output power of air turbine (Kw)	2279.3	2280	0.03



الف. تاثیر دمای زمین‌گرمایی بر روی تولید توان



ب. تاثیر دمای زمین‌گرمایی بر روی بازده اگزرژی و نرخ هزینه سیستم



ج. تاثیر دمای زمین‌گرمایی بر روی تولید سرمایش و آب گرم

شکل ۲- بررسی تاثیر تغییرات دمای زمین‌گرمایی (T_1) بر روی عملکرد سیستم

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

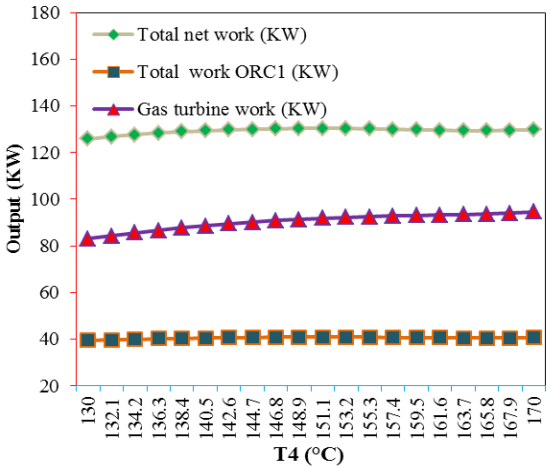
همانطور که در شکل ۲ب، مشاهده می‌شود افزایش دمای زمین‌گرمایی، باعث افزایش ERTE سیستم، از میزان ۵۵,۹۶ درصد به ۶۴,۲ درصد شده است، که افزایش ERTE را می‌توان مربوط به این دانست که بازده اگزرژی و کار کل سیستم، با هم رابطه مستقیم دارد. همان‌طور که در شکل ۲ ب، مشاهده می‌شود، در می‌یابیم که افزایش دمای زمین‌گرمایی، باعث افزایش نرخ هزینه‌ی سیستم شده است. به‌عبارتی با افزایش دمای زمین‌گرمایی، توان تولیدی کل سیستم و ERTE، افزایش یافته است و با توجه به اینکه نرخ هزینه‌ی سیستم با توان تولیدی سیستم رابطه مستقیم دارد، یعنی با افزایش توان تولیدی نیاز به تعمیرات و نگهداری سیستم و همچنین نیاز به تجهیزات بزرگ‌تر نیز افزایش می‌یابد، پس نتایج حاکی از افزایش نرخ هزینه سیستم از مقدار ۳,۷۳ دلار بر ساعت به ۱۱,۹۵ دلار بر ساعت است. پس در انتها باید گفت که افزایش دمای زمین‌گرمایی، تاثیر مثبت بر روی عملکرد سیستم دارد. در شکل ۲ ج، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای زمین‌گرمایی، میزان تولید سرمایش سیستم از مقدار ۴۶,۴۹ کیلووات به ۴۶,۰۲ کیلوات و در حدود ۱ درصد کاهش یافته است ولی تولید آب‌گرم سیستم از مقدار ۰,۰۹ کیلوگرم بر ساعت به ۰,۱۷ کیلوگرم بر ساعت افزایش یافته است.

همان‌طور که در شکل ۳ الف، مشاهده می‌شود، در می‌یابیم که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد به ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. به‌عبارتی با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی کل سیستم از ۱۲۵,۹ کیلووات ۱۲۹,۸ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۳۹,۴۸ کیلووات به ۴۰,۷۱ کیلووات بر ساعت و توان تولیدی ORC1 از ۸۳,۰۳ کیلووات به ۹۴,۵۶ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. با افزایش دمای ورودی به توربین، اختلاف آنتالپی در توربین سیکل ارگانیک رانکین افزایش می‌یابد، که اثر این افزایش اختلاف آنتالپی باعث افزایش توان تولیدی سیستم می‌شود. همانطور که در شکل ۳ ب، مشاهده می‌شود افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد به ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد، به‌طور کلی باعث افزایش ERTE سیستم شده است، که افزایش ERTE را می‌توان مربوط به این دانست که بازده اگزرژی و کار کل سیستم، طبق رابطه ۳-۴۱، با هم رابطه‌ی مستقیم دارد. باید گفت که ERTE، از دمای ۱۳۰ درجه سانتی‌گراد تا دمای ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد از ۶۲,۶۵ درصد به ۶۴,۲۰ درصد افزایش یافته است، ولی بعد از دمای ۱۵۰ در جه سانتی‌گراد تا دمای ۱۶۴ درجه سانتی‌گراد تا بازده ۶۳,۹ کاهش یافته است، ولی بعد از دمای ۱۶۴ درجه سانتی‌گراد تا دمای ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد تا ۶۴,۰۷ رشد کرده است، پس درنهایت می‌توان گفت که دمای بهینه ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین، ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد است.

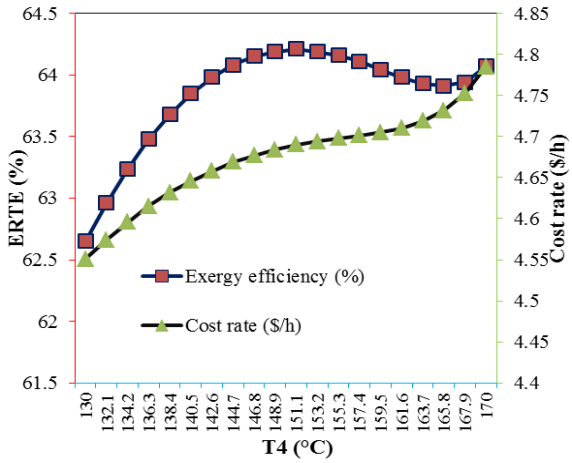
همان‌طور که در شکل ۳ ب، مشاهده می‌شود، در می‌یابیم که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی-گراد به ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد، باعث افزایش نرخ هزینه‌ی سیستم شده است. به‌عبارتی با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی کل سیستم و ERTE، افزایش یافته است و با توجه به اینکه نرخ هزینه‌ی سیستم با توان تولیدی سیستم، رابطه‌ی مستقیم دارد، یعنی با افزایش توان تولیدی، نیاز به تعمیرات و نگهداری سیستم و همچنین نیاز به تجهیزات بزرگ‌تر نیز افزایش می‌یابد، پس نتایج حاکی از افزایش نرخ هزینه‌ی سیستم از مقدار ۴,۵۵ دلار بر ساعت به ۴,۷۸ دلار بر ساعت است. پس در انتها باید گفت که افزایش دمای ورودی به توربین سیکل رانکین، تاثیر مثبت بر روی عملکرد سیستم دارد. در شکل ۳ ج، مشاهده می‌شود که، افزایش دمای ورودی به توربین تاثیر مثبتی بر روی تولید سرمایش و آب گرم داشته است. میزان تولید سرمایش سیستم با افزایش T_4، از مقدار ۴۵,۹ کیلووات به ۴۶,۱۵ کیلووات، افزایش یافته است. همچنین تولید آب‌گرم سیستم از دمای ۱۳۰ تا ۱۵۵ درجه سانتی گراد رشد قابل توجهی کرده است و تولید آب گرم از مقدار ۰,۱۷۱۱ کیلوگرم بر ساعت تا مقدار ۰,۱۷۷۱ کیلوگرم بر ساعت افزایش داشته است ولی بعد از دمای ۱۵۵ درجه سانتی‌گراد تا مقدار به ۰,۱۷۶۴ کیلوگرم بر ساعت کاهش یافته است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

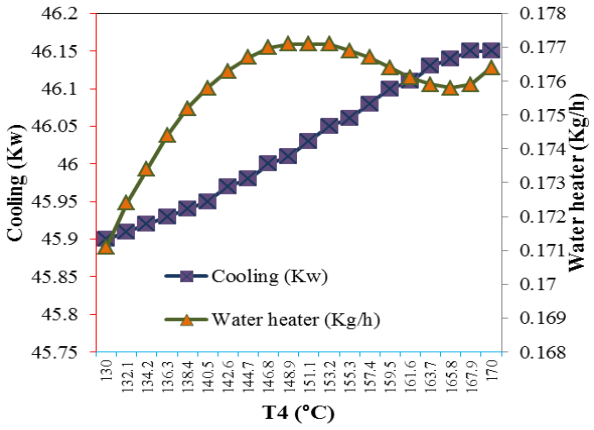
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]



الف. تاثیر دمای ورودی به توربین بر روی تولید توان



ب. تاثیر دمای ورودی به توربین بر روی بازده اگزرژی و نرخ هزینه سیستم



ج. تاثیر دمای ورودی به توربین بر روی تولید سرمایش و آب گرم

شکل ۳- بررسی تاثیر تغییرات دمای ورودی به توربین (T_4) بر روی عملکرد سیستم

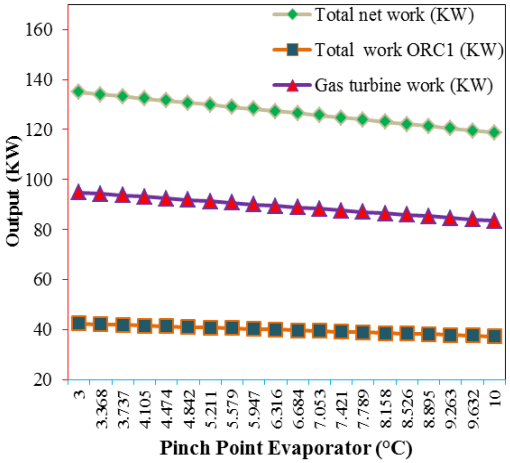
بر اساس شکل ۴ الف در می‌یابیم که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور از ۳ به ۱۰ درجه سانتی‌گراد، باعث کاهش توان تولیدی سیستم شده است. به عبارتی با افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، توان تولیدی کل سیستم از ۱۳۵ کیلووات ۱۱۸,۸ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۴۲,۳۲کیلووات به ۳۷,۲۴ کیلووات بر ساعت و توان تولیدی ORC1 از ۹۴,۸۴ کیلووات به ۸۳,۴۵ کیلووات بر ساعت کاهش یافته است. با افزایش دمای اواپراتور، آنتالپی ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین افزایش یافته است و در نتیجه این عمل تاثیر منفی بر روی عملکرد سیستم خواهد گذاشت.

در شکل ۴ ب، مشاهده می‌شود افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، از ۳ درجه سانتی‌گراد به ۱۰ درجه سانتی‌گراد، باعث کاهش ERTE سیستم، از میزان ۶۵,۷۶ درصد به ۶۰,۲۹درصد شده است، که کاهش میزان ERTE را می‌توان مربوط به این دانست که بازده اگزرژی و کار کل سیستم، با هم رابطه مستقیم دارد. همان‌طور که در شکل ۴ ب، مشاهده می‌شود، در - می‌یابیم که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، از ۳ درجه سانتی‌گراد به ۱۰ درجه سانتی‌گراد، باعث کاهش نرخ هزینه‌ی سیستم شده است. به‌عبارتی با افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، توان تولیدی کل سیستم و ERTE، کاهش یافته است و با توجه به اینکه نرخ هزینه‌ی سیستم با توان تولیدی سیستم رابطه‌ی مستقیم دارد، یعنی با کاهش توان تولیدی سیستم، نیاز به تعمیرات و نگهداری سیستم و همچنین نیاز به تجهیزات بزرگ‌تر نیز کاهش می‌یابد، پس نتایج حاکی از کاهش نرخ هزینه‌ی

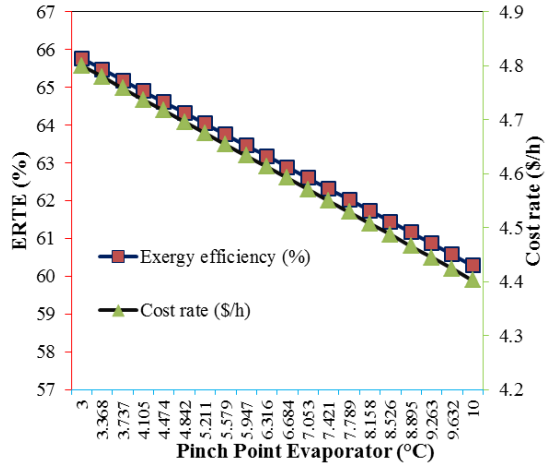
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

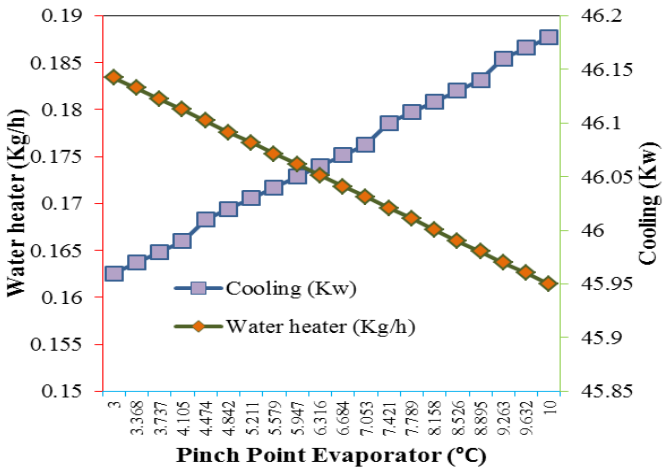
سیستم از مقدار ۴٫۸ دلار بر ساعت به ۴٫۴ دلار بر ساعت است. افزایش پینچ پوینت اواپراتور میزان انتقال حرارت در اواپراتور را کاهش می‌دهد و با کاهش انتقال حرارت از اواپراتور به سیکل رانکین ارگانیک، میزان توان تولیدی سیستم، نیز کاهش می‌یابد، پس در نتیجه می‌توان گفت که افزایش یا کاهش میزان انتقال حرارت با کار کل سیستم، رابطه‌ی مستقیم دارد. از علت کاهش بازده اگزرژی می‌توان به افزایش تخریب اگزرژی سیستم برای اواپراتور اشاره کرد. طبق نتایج می‌توان گفت که تخریب اگزرژی اواپراتور در این سیستم زیاد است و علت آن را می‌توان مربوط به این دانست که به‌دلیل اختلاف دمای محرک و سیال عامل در سیستم می‌باشد. همچنین باید گفت که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، باعث افزایش دمای گاز اتلافی خروجی از اواپراتور سیکل ارگانیک رانکین می‌شود، که با ثابت ماندن دمای گاز ورودی، کاهش نرخ گرمایی ورودی به اواپراتور و در نتیجه کاهش دبی سیال در سیکل را در پی خواهد داشت. این مورد با ثابت ماندن بقیه موارد در سیکل رانکین، باعث کاهش میزان کار خروجی سیکل می‌شود. پس در انتها باید گفت که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، تاثیر منفی بر روی عملکرد سیستم دارد.



الف. تاثیر دمای پینچ پوینت اواپراتور بر روی تولید توان



ب. تاثیر دمای پینچ پوینت اواپراتور بر روی بازده اگزرژی و نرخ هزینه سیستم



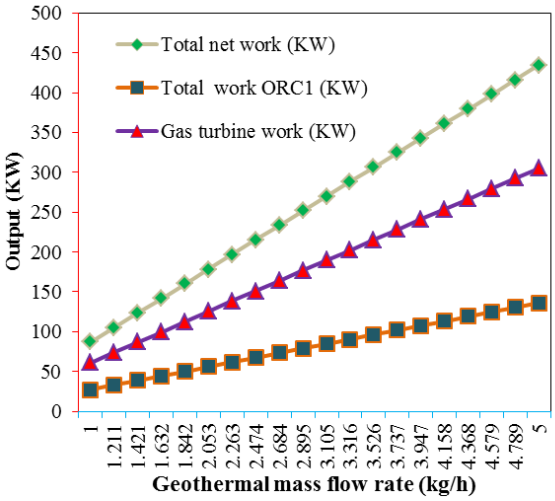
ج. تاثیر دمای پینچ پوینت اواپراتور بر روی تولید سرمایش و آب گرم

شکل ۴- بررسی تاثیر تغییرات دمای پینچ پوینت اواپراتور (PP_{Eva}) بر روی عملکرد سیستم

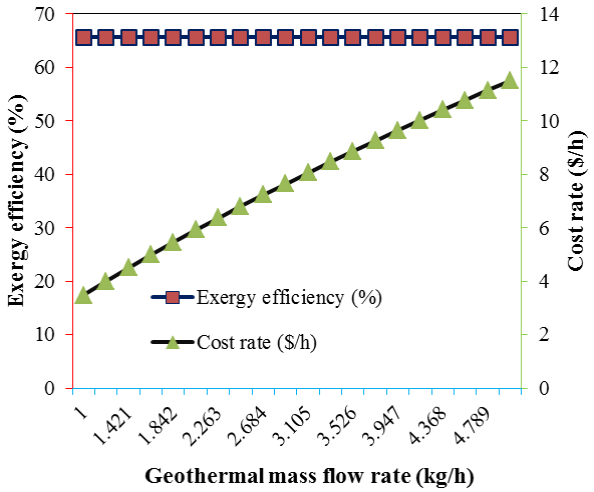
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

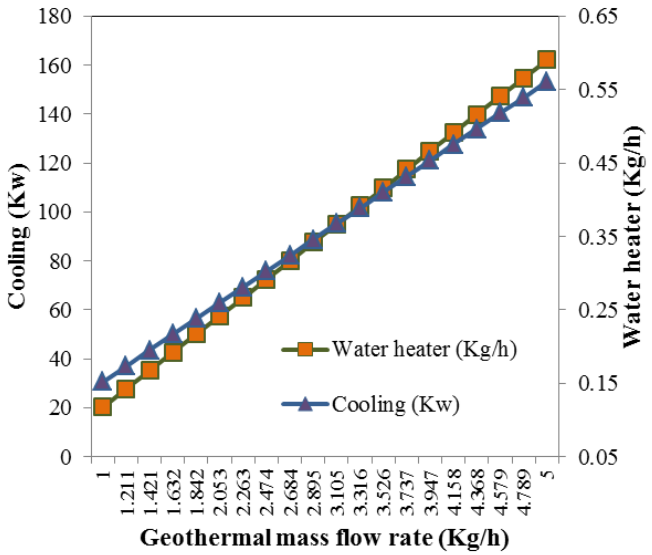
در شکل ۴ ج، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، میزان تولید سرمایش سیستم از مقدار ۴۵,۹۶ کیلووات به ۴۶,۱۸ کیلوات افزایش یافته است ولی تولید آب‌گرم سیستم از مقدار ۰,۱۸۳۴ کیلوگرم بر ساعت به ۰,۱۶۱۴ کیلوگرم بر ساعت کاهش یافته است.



الف. تاثیر دبی جرمی زمین گرمایی بر روی تولید توان



ب. تاثیر دبی جرمی زمین گرمایی بر روی بازده اگزرژی و نرخ هزینه سیستم



ج. تاثیر دبی جرمی زمین‌گرمایی بر روی تولید سرمایش و آب گرم

شکل ۵- بررسی تاثیر تغییرات نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی بر روی عملکرد سیستم

همان‌طور که در شکل ۵ الف، مشاهده می‌شود، در می‌یابیم که افزایش نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی با همان دبی ورودی به اواپراتور، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. به‌عبارتی با افزایش نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی، توان تولیدی کل سیستم از ۸۶,۹ کیلووات ۴۳۴,۵ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۲۷,۲۵ کیلووات به ۱۳۶,۲ کیلووات بر ساعت و

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

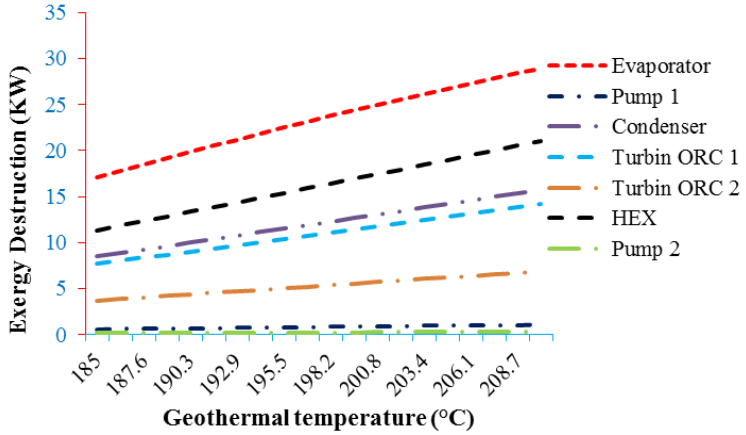
توان تولیدی ORC1 از ۶۱,۰۶ کیلووات به ۳۰۵,۳ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. همانطور که در شکل ۵ ب، مشاهده می‌شود افزایش نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی، تاثیر بر روی بازده ERTE سیستم، نداشته است و مقدار آن با ۶۵,۵۷ درصد و با روند ثابت بیشنه‌ی بدون تغییر مانده است. ولی از طرفی با افزایش نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی، نرخ هزینه‌ی سیستم افزایش یافته است. در شکل ۵ ج، مشاهده می‌شود که با افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، میزان تولید سرمایش سیستم از مقدار ۳۰,۶۸ کیلووات به ۱۵۳,۴ کیلوات، افزایش یافته است همچنین تولید آب‌گرم سیستم نیز از مقدار ۰,۱۱۸ کیلوگرم بر ساعت به ۰,۵۹ کیلوگرم بر ساعت افزایش یافته است. پس در انتها باید گفت که افزایش نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی، تاثیر مثبت بر روی عملکرد سیستم دارد.

نتایج این بررسی‌ها نشان داد که، افزایش پارامترهای دمای زمین‌گرمایی، نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی و دمای ورودی به توربین باعث افزایش عملکرد سیستم می‌شود و افزایش پارامتر دمای پینچ پوینت اواپراتور تاثیر منفی بر روی عملکرد سیستم داشته است.

۳-۳- تخریب اگزرژی

در تحلیل تخریب اگزرژی، بیشترین مقدار تخریب اگزرژی برای سیستم زمین‌گرمایی کار حاضر، مربوط به اواپراتور است. همچنین کمترین میزان تخریب اگزرژی در این سیستم، مربوط به پمپ‌ها بوده است. همچنین باید گفت که از دلایل بالای میزان تخریب اگزرژی در اواپراتور، مربوط به آن است که اواپراتور وظیفه‌ی تبخیر سیال را دارد و با توجه به اینکه عمل تبخیر سیال ارگانیک در سیکل رانکین یک فرآیندی بازگشت‌ناپذیر است و مقدار بازگشت‌ناپذیری در آن نسبت به سایر فرآیند اجزاء سیستم، بیشتر است، بنابراین تخریب اگزرژی در اواپراتور، زیادتر از سایر اجزاء است. همچنین از دلایل تخریب اگزرژی کم در پمپ، این است که پمپ تنها وظیفه پمپاژ سیال را بر عهده دارد و فرآیندی بازگشت‌ناپذیر در آن انجام نمی‌شود و مقدار بازگشت‌ناپذیری در آن نسبت به سایر فرآیندها بسیار کم است، بنابراین تخریب اگزرژی در ان بسیار پایین است.

در شکل ۶ به بررسی تاثیر تغییرات پارامتر دمای زمین‌گرمایی، در محدوده ۱۸۵ تا ۲۱۰ درجه سانتی‌گراد، بر میزان تخریب اگزرژی اجزاء سیستم بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد، میزان تخریب اگزرژی اواپراتور از سایر اجزاء سیستم بیشتر است و با افزایش دمای زمین‌گرمایی، میزان تخریب اگزرژی اواپراتور از ۱۷,۱۱ کیلووات به ۲۸.۹۲ کیلووات افزایش یافته است. بعد از آن بیشترین تخریب اگزرژی سیستم مربوط به مبدل حرارتی (HEX) است که با افزایش دمای زمین‌گرمایی، میزان تخریب اگزرژی آن از ۱۱,۳۴ کیلووات به ۲۱,۰۳ کیلووات افزایش یافته است. بعد از HEX، بیشترین میزان تخریب اگزرژی مربوط به کندانسور است که مقدار آن با افزایش دمای زمین‌گرمایی، از ۸,۴۸ کیلووات به ۱۴,۲۴ کیلووات افزایش یافته است. تخریب اگزرژی توربین سیکل رانکین شماره ۱ و توربین سیکل رانکین شماره ۲ در ردیف بعدی قرار دارند و کمترین میزان تخریب اگزرژی سیستم به ترتیب مربوط به پمپ سیکل رانکین ۲ و پمپ ۱ است.

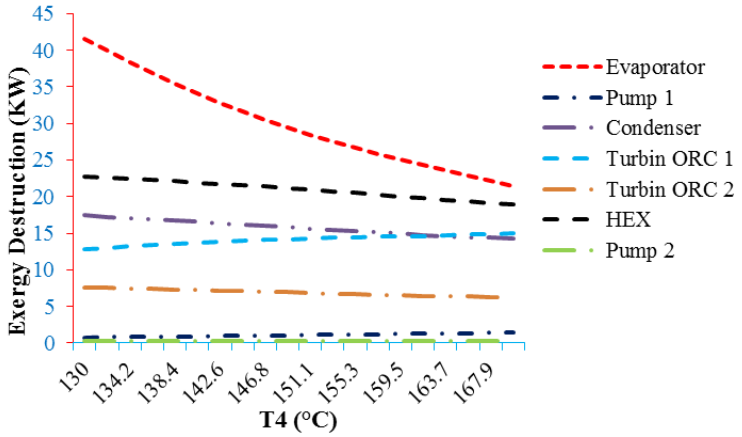


شکل ۶- بررسی تاثیر تغییرات دمای زمین گرمایی (T_1) بر میزان تخریب اگزرژی اجزاء سیستم

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

در شکل ۷ به بررسی تاثیر تغییرات پارامتر دمای ورودی به توربین، در محدوده ۱۳۰ تا ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد، بر میزان تخریب اگزرژی اجزاء سیستم بررسی شده است. نتایج نشان می دهد میزان تخریب اگزرژی اواپراتور از سایر اجزاء سیستم بیشتر است و با افزایش دمای ورودی به توربین، میزان تخریب اگزرژی اواپراتور از ۴۱,۶ کیلووات به ۲۱,۴۳ کیلووات کاهش یافته است. بعد از آن بیشترین تخریب اگزرژی سیستم مربوط به مبدل حرارتی (HEX) است که با افزایش دمای ورودی به توربین، میزان تخریب اگزرژی آن از ۲۲,۷۵ کیلووات به ۱۸,۹۸ کیلووات کاهش یافته است. بعد از HEX، بیشترین میزان تخریب اگزرژی مربوط به کندانسور است که مقدار آن با افزایش دمای ورودی به توربین از ۱۷,۴۳ کیلووات به ۱۴,۳۳ کیلووات افزایش یافته است. تخریب اگزرژی توربین سیکل رانکین شماره ۱ و توربین سیکل رانکین شماره ۲ در ردیف بعدی قرار دارند و کمترین میزان تخریب اگزرژی سیستم به ترتیب مربوط به پمپ سیکل رانکین ۲ و پمپ ۱ است.



شکل ۷- بررسی تاثیر تغییرات دمای ورودی به توربین (T_4) بر میزان تخریب اگزرژی اجزا سیستم

۳-۴- بهینه‌سازی

در پژوهش حاضر بهینه‌سازی توابع هدف با افزایش بازده اگزرژی و کاهش نرخ هزینه صورت گرفته است. در این بهینه‌سازی به بررسی پارامترهای تاثیرگذار در طراحی و مدلسازی شامل نرخ دبی جرمی نقطه‌ی شماره ۱ (زمین‌گرمایی)، دمای زمین‌گرمایی، دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک شماره ۱، پینچ پوینت اواپراتور، نسبت فشار مخزن ، فشار نقطه‌ی شماره ۲۸ در بهینه‌سازی و بررسی تغییرات آن‌ها بر روی توابع هدف این پایان‌نامه که بازده اگزرژی (ERTE) و نرخ هزینه است، پرداخته شد. در جدول ۶ میزان محدوده مجاز برای هر متغییر آورده شده است.

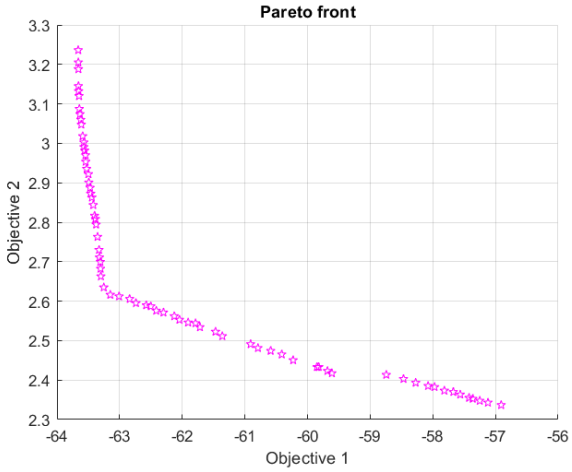
جدول ۶- متغیرهای طراحی و رنج تغییرات آن‌ها

Parameter	Lower bound	Upper bound
$\dot{m}_1$	1	5
T[1]	185	210
T[4]	100	130
pp_{eva}	3	10
Rp-Tank	2	4
P[28]	4000	8000

در شکل ۸ مرز پارتو آورده شده است. همانطور که بیان شد تمام نقاط جواب بهینه هستند. اما برای انتخاب بهترین نقطه از یک روش ساده هندسی استفاده شده است.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]



شکل ۸- مرز پارتو از نقاط بهینه سیستم پیشنهادی

اطلاعات بیشتر در مورد نقطه بهینه و پارامترهای بهینه‌سازی در جداول ۷ و ۸ آورده شده است.

جدول ۸- توابع هدف بهینه

تابع هدف	ارزش
بازده اگزرژی (٪)	63.009
هزینه($/h)	2.612

جدول ۹- پارامترهای بهینه‌سازی

Parameter	amount
$\dot{m}_1$	1.0044
T[1]	185.22
T[4]	126.46
pp_{eva}	3.33
Rp-Tank	2.34
P[28]	6146.98

۴- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به مدلسازی و بهینه‌سازی یک سیستم تولید چندگانه بر مبنای انرژی زمین‌گرمایی با استفاده از سیکل‌های مختلف ارگانیک رانکین و ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده پرداخته شد. سیستم مورد بررسی متشکل از زیرسیستم‌های زمین گرمایی، سیکل ارگانیک رانکین، چیلر جذبی و سیستم ذخیره‌ساز انرژی با هوای فشرده است. سیال مورد استفاده در سیکل ارگانیک رانکین شامل مبرد R123 و سیال ارگانیک آمونیاک است. جهت مدلسازی سیستم مورد بررسی و همچنین به‌دست آوردن نتایج حاصل از تحلیل سیستم از نرم‌افزار ترمودینامیکی حل معادلات مهندسی EES استفاده شده است. طبق بررسی‌های به عمل آمده از پارامترهای تاثیرگذار بر روی خروجی‌های سیستم می‌توان از دمای زمین‌گرمایی، نرخ دبی جرمی زمین‌گرمایی و دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین نام برد. طبق بررسی تخریب اگزرژی سیستم، به ترتیب اواپراتور، مبدل حرارتی (HEX) و کندانسور دارای بیشترین تخریب اگزرژی است و کمترین تخریب اگزرژی مربوط به پمپ است. برای بهینه‌سازی توابع هدف سیستم طراحی شده از الگوریتم چندهدفه ژنتیک NSGA-II استفاده شده است. دو تابع هدف متضاد مورد بررسی در این پایان‌نامه افزایش بازده اگزرژی و کاهش نرخ هزینه تعیین شد. شکل پارتو به‌منظور

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

تعیین بهترین مقادیر برای توابع هدف مسئله که بازده اگزرژی سیستم و نرخ هزینه سیستم است، به‌دست آورده شد. در نهایت بهینه‌ترین ارزش بازده اگزرژی ۶۳,۰۰۹ درصد و نرخ هزینه ۲,۶۱۲ دلار بر ساعت به‌دست آمد.

مراجع

۱- ظهوریان‌مهر، محمد جلال.، کبیری، کوروش.، ۱۳۹۰، جایگزینی اسلوبمند منابع فسیلی با زیست توده: یک ضرورت راهبردی، فصلنامه پژوهشی- آموزشی، سال اول، شماره ۱، صفحه ۳۶ -۲۱.

۲- معینی، سام.، دهقان منشادی، محسن.، ۱۳۸۹، انرژی‌های تجدیدپذیر و جایگاه آن‌ها در تأمین انرژی، مدیریت انرژی، سال چهارم، شماره ۴.

3- Sotoodeh, A. F., Parhizkar, T., Mehrgoo, M., Ghazi, M., Amidpour, M., 2019, Aging based design and operation optimization of organic rankine cycle systems, Energy Conversion and Management, Volume 199, 111892.

4- Razmi, A. R., Janbaz, M., 2020, Exergoeconomic assessment with reliability consideration of a green cogeneration system based on compressed air energy storage (CAES), Energy Convers. Manag., vol. 204, no. October, p. 112320.

5- Razmi, A. R., Soltani, M., Torabi, M., 2019, Investigation of an efficient and environmentally-friendly CCHP system based on CAES, ORC and compression-absorption refrigeration cycle: Energy and exergy analysis, Energy Conversion and Management, Volume 195, Pages 1199-1211.

6- Alirahmi, S. M., Bashiri Mousavi, S., Razmi, A. R., Ahmadi, P., 2021a, A comprehensive techno-economic analysis and multi-criteria optimization of a compressed air energy storage (CAES) hybridized with solar and desalination units, Energy Conversion and Management, Volume 236, 114053.

7- Razmi, A. R., Soltani, Aghanajafi, C., M., Torabi, M., 2019, Thermodynamic and economic investigation of a novel integration of the absorption-recompression refrigeration system with compressed air energy storage (CAES), Energy Conversion and Management, Volume 187, Pages 262-273.

8- Razmi, A., Janbaz, M., 2020, Exergoeconomic assessment with reliability consideration of a green cogeneration system based on compressed air energy storage (CAES), Energy Conversion and Management, Volume 204, 112320.

9- Alirahmi, S. M., Mousavi, S. F., Ahmadi, P., Arabkoohsar, A., 2021b, Soft computing analysis of a compressed air energy storage and SOFC system via different artificial neural network architecture and tri-objective grey wolf optimization, Energy, Volume 236, 121412.

10- Assareh, E., Mohammadi Bouri, F., Azizimehr, B., Moltames, 2021, Simulation and Optimization of a Solar Based Trigeneration System Incorporating PEM Electrolyzer and Fuel Cell, R., Journal of Solar Energy Research Volume 6, 664-677.

11- Assareh, E., Alirahmi, S. M., Ahmadi, P., 2021, A Sustainable model for the integration of solar and geothermal energy boosted with thermoelectric generators (TEGs) for electricity, cooling and desalination purpose, Geothermics 92, 102042.

12- Moltames, R., Azizimehr, B., Assareh, E., Energy and Exergy Efficiency Improvement of a Solar Driven Trigeneration System Using Particle Swarm Optimization Algorithm, Journal of Solar Energy Research, Vol 4 No 1, 31-39.

13- Alirahmi S. M., Assareh E., 2020, Energy, exergy, and exergoeconomics (3E) analysis and multi-objective optimization of a multigeneration energy system for day and night time power generation-Case study: Dezful city, International Journal of Hydrogen Energy, Volume 45, Issue 56, Pages 31555-31573.

۱۴- دژدار، علی.، عصاره، احسان‌اله.، ۱۳۹۹، مدلسازی، بهینه‌سازی و بررسی اگزرژواکونومیک یک سیستم تولید چندگانه انرژی برای تولید برق بر مبنای انرژی خورشیدی، باد و انرژی حرارتی اقیانوسی در مناطق ساحلی ، مجله علمی- تخصصی مهندسی مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، جلد ۷ شماره ۳ صفحات ۸۱-۹۴.

۱۵- گلشن‌زاده، مسعود.، عصاره، احسان‌اله.، ۱۳۹۹، تحلیل اگزرژی، انرژی، مدلسازی و بررسی پارامترهای اقتصادی و زیست محیطی یک سیستم تولید چند گانه همراه با تولید برق پاک و آب شیرین، مجله علمی- تخصصی مهندسی مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه آزاد اسلامی واحد دزفول، جلد ۷ شماره ۴ صفحات ۲۲-۳۶.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

16- Mehrpooya M, Raeesi M, Pourfayaz F, Delpisheh M. Investigation of a hybrid solar thermochemical water-splitting hydrogen production cycle and coal-fueled molten carbonate fuel cell power plant. Sustain Energy Technol Assessments 2021;47:101458.
17- Delpisheh M, Haghghi MA, Athari H, Mehrpooya M. Desalinated water and hydrogen generation from seawater via a desalination unit and a low temperature electrolysis using a novel solar-based setup. Int J Hydrogen Energy 2021;46:7211–29
18- Lopez, J. C., Escobar, A., Cárdenas, D. A., 2021, Parabolic trough or linear fresnel solar collectors An exergy comparison of a solar-assisted sugarcane cogeneration power plant, Renewable Energy, Volume 165, Part 1, March 2021, Pages 139-150.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]

چکیده انگلیسی

Exergy and economic analysis of a geothermal system using different organic Rankin cycles and Compressed air energy storage (CAES)

Seyed Ehsan Seyed Ahmadi, Ehsanollah Assareh*

Department of Mechanical Engineering, Islamic Azad University Dezful Branch, Dezful, Iran.

Received: September 2021 Accepted: February 2022

Abstract

In this research, a multiple generation system based on geothermal energy was modeled and optimized using different Rankin organic cycles and energy storage with compressed air. The system under study consists of geothermal subsystems, Rankin organic cycle, absorption chiller and compressed air energy storage system. The fluid used in the Rankin organic cycle includes refrigerant R123 and organic ammonia. EES software has been used to model the system and extract the results. According to the results, the effective parameters on the system outputs are geothermal temperature, geothermal mass flow rate and inlet temperature to Rankin 1 organic cycle turbine. Exergy degradation system results show that the evaporator has the most exergy degradation and the lowest exergy degradation is related to the pump. The NSGA-II genetic multi-objective algorithm is used to optimize the objective functions of the designed system. The two opposite objective functions studied in this study were to increase the exergy efficiency and to reduce the cost rate. The Pareto chart was obtained to determine the best values for the objective functions of the problem. Finally, the optimal value of exergy efficiency was 63.009% and the cost rate was $ 2 per hour. Also in this study by selecting four regions in the north, south, center and east of Iran, which included the cities of Zanjan, Bandar Abbas, Isfahan and Mashhad, were selected for a case study and the system performance results in relation to changes in ambient temperature of cities were examined. The best performance of the system was obtained in the climatic conditions of Zanjan.

Key words: Geothermal energy, Multiple energy production system, 2 compressed air energy storage, Exergy efficiency, Cost rate.

*corresponding author: assareh@iaud.ac.ir

Cite this article as: Seyed Ehsan Seyed Ahmadi, Ehsanollah Assareh. Exergy and economic analysis of a geothermal system using different organic Rankin cycles and Compressed air energy storage (CAES). Journal of Energy Conversion, 2022, 9 (1), 17-34.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1401.9.1.5.6]