

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

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 ^{۲ و*}

۱-کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، e.seyedahmadi@yahoo.com ۲۰- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، واحد دزفول، دانشگاه آزاد اسلامی، دزفول، ایران، assareh@iaud.ac.ir

دریافت: ۱۴۰۰/۰۹/۱۰، بازنگری: ۱۴۰۰/۱۱/۲۰، پذیرش: ۱۴۰۰/۱۲/۰۵

چکیدہ

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 هـدف متضاد مـورد بررسی در این پژوهش افزایش بازده اگزرژی و کاهش نرخ هزینه عنوان شد. شکل پارتو به منظور تعیین بهترین میار میرو به ورد برای توابع هدف منظاری در این

* عهدهدار مکاتبات: assareh@iaud.ac.ir

کلمات کلیدی: انرژی زمین گرمایی، 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. ۱۴۰۱ز ۹ (۱) : ۳۴–۱۷.

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 به کارگیری 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]. علی حمی 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 می شود. 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]. علی رحمی 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 CO2 در بهترین نقطه بهینه خود به ترتیب در ۴۵٫۷ درصد، ۳۴٫۲ دلار بر ساعت و ۰٫۲۲ کیلوگرم بر کیلووات ساعت به-دست 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^۱ 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 می یابد [۱۰]. عصاره و همکاران در سال ۲۰۲۱، بر روی یک سیستم تجدیدپذیر بر مبنای استفاده از انرژی خورشیدی و زمین گرمایی 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

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 اگزرژی یک سیستم تولید انرژی بر مبنای انرژی خورشیدی و بهینهسازی این سیستم با استفاده از الگوریتم بهینهسازی چندهدفه از ات (PSO)^۱ کار کردند [۱۲]. علی رحمی و عصاره در سال ۲۰۲۰، به تجزیه و تحلیل انرژی، اگزرژی و بهینهسازی چندهدفه و آنالیز اقتصادی برای یک سیستم با ستفاده از الگوریتم بهینهسازی چندهدفه ار 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 ۲۱٫۶۶ درصد و نرخ کل واحد J۹٫۹/ گزارش شد [۱۳]. دژدار و عصاره در سال ۲۱۹۹، بر روی مدلسازی، بهینهسازی و بررسی اگزرژواکونومیک یک سیستم تولید چندگانه انرژی برای تولید برق، هدروژن، آب شیرین، سرمایش و انرژی برای تولید برق برای یک سیستم ۲۱٫۹۶ درصد و نرخ کل واحد J۹٫۹/ گزارش شد [۱۳]. دژدار و عصاره در سال ۲۱۹۹، 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، ۳۱٫۳۵ درصد و نرخ هزینه (۱/\$) ۹٫۸۸ گزارش شد [۱۴]. گلشنزاده و عصاره در سال ۱۹۹۹، بر روی تحلیل اگزرژی، انرژی، مدلسازی و بررسی پارامترهای اقتصادی و زیستمحیطی یک سیستم سازی سیستم در نهایت بهینهترین مقدار بازده اگزرژی، مدلیزی و بررسی پارامترهای اقتصادی و زیستمحیطی یک سیستم خورشیدی به عنوان منبع تامین انرژی استفاده شد. نتایج پژوهش نشان داد که با توجه به افزایش شدت تابش خورشیدی و خورشیدی به منوان دارژی ایش می بروی و باین پروه می بادی و ورشیدی و خورشیدی و خورشیدی و خروجیهای ساز کردند که محصولات این سیستم تولید برسی پارامترهای اقتصادی و زیستمحیطی یک ورشیدی و خورشیدی به در این پروه می نان داد که با توجه به افزایش خورجیهای سیستم خورشیدی و نرژی بادی ر روی میزان اگزرژی کرا، کار خروجی، تولید آب شین داد که با توجه بو افزایش خوره می سیستم خورشیدی و می برزی ایزای خورهی کرای خروجی، تولید آب دار که وروی می میزان اگزرژی کرای کرا خر





¹ Particle Swarm Optimization

این سیستم که بر پایه انرژی زمین گرمایی است، متشکل از زیرسیستمهای چاه زمین گرمایی، سیکل ارگانیک رانکین ۱ و ۲ که سیال ارگانیک این دو سیکل مبرد R123 و آمونیاک است، چیلر جذبی و یک سیستم ذخیره یا نرژی 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 زمین گرمایی است که از مخزن زمین گرما استخراج شده و وارد اولپراتور شده و از این طریق حرارت را به سیکل میدهد و در مرحله آخر دوباره به زمین تزریق میشود. دمای سیالی که از چاه زمین گرمایی به اولپراتور سیکل ارگانیک تزریق میشود، ۲۱۰ درجه سانتی گراد 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 اولپراتور 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

مقدار	معرفى پارامتر	داده	رديف	
1.5 [kg/s]	دبی جرمی ورودی به اواپراتور	\dot{m}_1	١	
210°C	دمای ورودی به اواپراتور	T_1	۲	
150°C	دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین ۱	T_4	٣	
70°C	دمای ورودی به پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۱	T_6	۴	
0.85	بازده توربين	$\eta_{\scriptscriptstyle turbin}$	۵	
0.8	بازده پمپ	${\eta}_{\scriptscriptstyle pump}$	۶	
5°C	اواپراتور پينچ پوينت	pp_{Eva}	۷	
5°C	پينچ پوينت كندانسور	pp_{Cond}	٨	
60°C	دمای ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین ۲	T ₈	٩	
0.86	بازده کمپرسور	$\eta_{ m Compressor}$	۱۰	
0.86	بازده توربين گاز	$\eta_{\scriptscriptstyle turbin,Gas}$	11	
0.85	بازده اينتركولر	$\eta_{ ext{Intercooler}}$	١٢	
0.85	بازده افتركولر	$\eta_{ m Aftercooler}$	١٣	
5000 [kpa]	فشار ورودی به سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده	P28	14	
		20		

جدول ۱- مقدار دادههای ورودی

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

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum_{i} \dot{m}_{i} \left(h_{i} + \frac{v_{i}^{2}}{2} + gZ_{i} \right) - \sum_{e} \dot{m}_{e} \left(h_{e} + \frac{v_{e}^{2}}{2} + gZ_{e} \right) = \frac{dE_{ev}}{dt}$$
(1)

جدول ۲- بالانس انرژی سیستم				
تخريب اگزرژی	بالانس انرژی	اجزاء سيستم		
$\dot{\mathbf{E}}_{\text{Turbine 1}} = \mathbf{E}\mathbf{x}_4 - \mathbf{E}\mathbf{x}_5 - \mathbf{W}_{\text{turbine 1}}$	$\dot{W}_{turbine 1} = \dot{m}_4 \times (h_4 - h_5)$	توربین سیکل ارگانیک رانکین ۱		
$\dot{E}_{\text{Turbine }2} = Ex_8 - Ex_9 - W_{\text{turbine }2}$	$\dot{W}_{turbine 2} = \dot{m}_8 \times (h_8 - h_9)$	توربین سیکل ارگانیک رانکین ۲		
$\dot{E}_{pump1} = \mathrm{Ex}_{6} + \dot{\mathrm{W}}_{pump1} - \mathrm{Ex}_{7}$	$\dot{W}_{pump1} = \dot{m}_6 \times (h_7 - h_6)$	پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۱		
$\dot{E}_{pump2} = \mathrm{E}\mathrm{x}_{10} + \dot{\mathrm{W}}_{pump2} - \mathrm{E}\mathrm{x}_{11}$	$\dot{W}_{pump2} = \dot{m}_{10} \times (h_{11} - h_{10})$	پمپ سیکل ارگانیک رانکین ۲		
$\dot{E}_{Eva} = Ex_1 + Ex_7 - Ex_2 - Ex_4$	$\mathbf{Q}_{Evaporator} = \dot{\mathbf{m}}_1 \times (\mathbf{h}_1 - \mathbf{h}_2)$	اواپراتور		
$\dot{E}_{cond} = Ex_9 + Ex_{12} - Ex_{10} - Ex_{13}$	$\mathbf{Q}_{condenser} = \dot{\mathbf{m}}_9 \times (\mathbf{h}_9 - \mathbf{h}_{10})$	كندانسور		
$\dot{E}_{HEX} = Ex_5 + Ex_{11} - Ex_8 - Ex_6$	$\mathbf{Q}_{HEX} = \dot{\mathbf{m}}_5 \times (\mathbf{h}_5 - \mathbf{h}_6)$	مبدل حرارتی		

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{net,steam} + \dot{W}_{net,ORC}$$

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

رابطه	اجزاء سيستم
$\dot{W}_{\text{Comp 1}} = \dot{m}_{24} \times (h_{25} - h_{24})$	کمپرسور ۱
$\dot{W}_{\text{Comp 2}} = \dot{m}_{26} \times (h_{27} - h_{26})$	کمپرسور ۲
$\dot{\mathbf{W}}_{CAES} = \dot{\mathbf{W}}_{\text{Comp 1}} + \dot{\mathbf{W}}_{\text{Comp 2}}$	سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده
$\dot{W}_{GT} = \dot{m}_{33} \times (h_{33} - h_{34})$	توربين گازى
$Q_{heater} = \dot{m}_{32} \times (h_{33} - h_{32})$	هيتر'

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

¹ heater

در این پژوهش سیستم از نوع زمین گرمایی با دمای سیال خروجی ۲۱۰ درجه سانتی گراد 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 می شود.

میزان انرژی حرارتی زمین گرمایی از رابطه ۳ محاسبه میشود: (۳) (۳) در این رابطه $Cp2 \times (T_2 - T_3)$ در این رابطه Cp2، ظرفیت گرمایی^۱ است که از رابطهی زیر محاسبه میشود: (۴) (۴)

$$-\pi - \pi$$
- آنالیز اگزرژی
میزان بازده ی اگزرژی سیستم از رابطه ی ۵ محاسبه می شود:
 $\eta_{ex} = (W_{net} + Q_{cooling}) imes 100 / (Ex_1)$

Exergy round trip efficiency (ERTE) (بطهی ERTE =
$$(\dot{W}_{net} \times 24 + Q_{cooling} \times 24 + \dot{W}_{GT} \times T_{discharge}) \times$$
 (۶)

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

۴–۲– آنالیز اقتصادی

فاکتور بازیابی سرمایه از رابطه ۲ محاسبه می شود [۱۸]:

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

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^۲ و نرخ بهره^۳ بهدست آورده میشود، که این عمل باعث میشود هزینهی سیستم بهتر ارزیابی شود. نرخ هزینه هر مؤلفه از رابطه ۳ محاسبه میشود [۱۸]:

$$\dot{Z}_{k} = \frac{Z_{k} \times CRF \times \varphi}{N} \tag{(A)}$$

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

رابطه	اجزاء سيستم	رديف
$Z_{\text{Turbine 1}} = 4750 \times (\left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{0.75}\right) + 60 \times \left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{0.95}\right))$	توربین ۱	٢
$Z_{\text{Turbine 2}} = 4750 \times (\left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{0.75}\right) + 60 \times \left(\dot{W}_{\text{turbine}}^{0.95}\right))$	توربين ۲	٣
$Z_{\text{Pumpl}} = 3500 \times (\dot{W}_{\text{Pumpl}}^{0.41})$	پمپ شماره ۱	۵
$Z_{Pump2} = 3500 \times (\dot{W}_{Pump2}^{0.41})$	پمپ شماره ۲	۶
$Z_{Cond} = 1773 \times \dot{m}_9$	كندانسور	٨
$\mathbf{Z}_{\mathrm{Evap}} = 276 \times \left(A_{\mathrm{Evap 1}}^{0.88}\right)$	اواپراتور	۱٠
$Z_{HEX} = 12000 \times (A_{HX} / 100)^{0.88}$	مبدل حرارتی	١٢
$Z_{Intc} = 12000 \times (A_{Intc} / 100)^{0.6}$	اينتركولر	۱۳
$Z_{Aftc} = 12000 \times (A_{Aftc} / 100)^{0.6}$	افتر کولر	14
$Z_{Comp1} = ((71.1 \times \dot{m}_{24}) / (0.9 - \eta_{Compressor}) \times ((P_{25} / P_{24}) \times \ln(P_{25} / P_{24})))$	کمپرسور ۱	۱۵
$Z_{Comp2} = ((71.1 \times \dot{m}_{26}) / (0.9 - \eta_{Compressor}) \times ((P_{27} / P_{26}) \times \ln(P_{27} / P_{26})))$	کمپرسور ۲	18
$Z_{Gas,Turbin} = ((1536 \times \dot{m}_{32}) / (0.92 - \eta_{Gas,Turbin}) \times \ln(P_{33} / P_{34}) \times (1 + \exp(0.036 \times T_{32} - 54.4))$	توربین گازی	١٧
$Z_{CAES_tank} = ((1.218 \times exp(2.3631 + 1.3673 \times (ln(V_{Storage}))) - 0.00000000000000000000000000000000$	CAES	۱۸
$0.06309 \times (\ln(V_{\text{Storage}}))^2))$		
$Z_{Chiller} = 1144.3 \times (Q_{COOLING}^{0.67})$	چیلر جذبی	۱۹

جدول ۴- بالانس هزينه

۳- نتایج و بحث

۱–۳- اعتبارسنجی

به منظور اعتبار سنجی نتایج و اعتبار بخشیدن به کار انجام شده، نتایج کار حاضر با نتایج کار آقای رمزی و همکاران (۲۰۱۹) [۷] مقایسه و اعتبار سنجی خواهد شد. با توجه به اینکه سیستم معرفی شده یک سیستم جدید و تازه طراحی شده است، در نتیجه برای اعتبار سنجی این پژوهش به برر سی زیر سیستم ذخیره ساز انرژی با هوای فشرده (CASE)، جهت اعتبار سنجی انتخاب شد. همان گونه از نتایج مشخص است، کار از اعتبار خوبی بر خوردار است. در جدول ۵ نتایج اعتبار سنجی پژوهش حاضر ارائه شده است. همان گونه از نتایج مشخص است، این پژوهش از اعتبار خوبی بر خوردار است.

۲-۳- نتایج پارامتریک

یکی از مهمترین اجزاء سیستمهای زمین گرمایی، استفاده از اواپراتور در سیکل رانکین است، زیرا دمای انرژی زمین گرمایی 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 زمین گرمایی، توان تولیدی کل سیستم از گرمایی، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. به عبارتی با افزایش دمای زمین گرمایی، توان تولیدی کل سیستم از مربیدی ۲۰٫۲۸ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۲۲٫۰۳ کیلووات به ۲۰٫۵۹ کیلووات بر ساعت و توان تولیدی ORC1 از ۸۴٫۳۸ کیلووات به ۹۱٫۵۹ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. باید گفت که با افزایش دمای اواپراتور، آنتالپی ورودی به توربین سیکل ارگانیک رانکین افزایش یافته است و در نتیجه کار کل سیستم نیز با افزایش آنتالپی، افزایش مییابد.

ارور	رمزی و همکاران [۷]	کار حاضر	پارامتر	رديف
0	20	20	Maximum pressure of CAES (bar)	١
0	6.667	6.667	Minimum pressure of CAES (bar)	۲
0	1300	1300	Inlet temperature of air turbine (K)	٣
0.56	281.4	279.8	Power consumption of second compressor (kW)	۴
0.60	281.8	280.1	Power consumption of third compressor (kW)	۵
0.03	2280	2279.3	Output power of air turbine (Kw)	۶

جدول ۵- نتایج اعتبارسنجی پژوهش حاضر



شکل ۲- بررسی تاثیر تغییرات دمای زمینگرمایی (T1) بر روی عملکرد سیستم

همانطور که در شکل ۲ب، مشاهده میشود افزایش دمای زمین گرمایی، 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. همان طور که در شکل ۲ ب، مشاهده میشود، در مییابیم که افزایش دمای زمین گرمایی، باعث افزایش نرخ هزینهی سیستم شده است. بهعبارتی با افزایش دمای زمین گرمایی، 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 زمین گرمایی، تاثیر مثبت بر روی عملکرد سیستم دارد. در شکل ۲ ج، مشاهده میشود که با افزایش دمای زمین گرمایی، میزان تولید سرمایش سیستم از مقدار ۴۶٬۴۹ کیلووات به ۴۶٬۰۲ کیلوات و در حدود ۱ درصد کاهش یافته است ولی تولید آب گرم سیستم از مقدار ۲٫۰۰ کیلوگرم بر ساعت به ۱۱٫۹۵ کیلوگرم بر ساعت است.

همان طور که در شکل ۳ الف، مشاهده می شود، در می یابیم که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی گراد به ۲۱۰ درجه سانتی گراد، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. به عبارتی با افزایش دمای ورودی به توربین، توان تولیدی کل سیستم از ۱۲۹٫۸ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۳۹٫۴۸ کیلووات به توربین، توان تولیدی کل سیستم از ۱۲۹٫۹ کیلووات به ۲۹٫۹۵ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی کل سیستم از ۲۹٫۴۸ کیلووات به ۲۹٫۹۵ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۳۹٫۴۸ کیلووات به ۲۹٫۹۵ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. با افزایش دمای ورودی به توربین، اختلاف آنتالپی در توربین سیکل ارگانیک رانکین افزایش می یاد، که اثر این افزایش اختلاف آنتالپی باعث افزایش توان تولیدی سیستم می شود. همانطور که در شکل ۳ ب، مشاهده می شود افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی گراد، به طور کلی باعث افزایش حستم شده است، که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی گراد، به مور کلی باعث افزایش می باعث افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی گراد، به مور کلی باعث افزایش کات سیستم شده است، که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی گراد به مان درجه سانتی گراد، به طور کلی باعث افزایش ERTE سیستم شده است، که افزایش ERTE سیستم شده است، که افزایش درد. این عربین می در مای ۲۰۱ درجه سانتی گراد تا دمای ۱۹۰ درجه سانتی گراد از ۲۵٫۶۵ درصد به ۲٫۶۵ درصد افزایش درد. باید گفت که عربی در مای ۱۹۰ درجه سانتی گراد تا دمای ۱۹۰ درجه سانتی گراد تا بازده ۶۳٫۹۹ درمد می نوان گفت که دمای درمد به سانتی گراد تا دمای ۱۹۶ درجه سانتی گراد تا بازده وردی به درمای ۱۹۰ درجه سانتی گراد تا دمای ۱۹۶ درجه سانتی گراد تا بازده وردی در مای ۱۹۰ درجه سانتی گراد تا دمای ۱۹۶ درجه سانتی گراد تا بازده وردی بی در مان مای درمی درمان این در باین این درمد مانتی گراد تا ۲۰٫۹۶ درجه سانتی گراد تا بازده ور بی درمد یا درمای ۱۹۰ درجه سانتی گراد تا بازده ورمی باین درمان کاه درمان کاه درجه سانتی گراد است.

همان طور که در شکل ۳ ب، مشاهده می شود، در می یابیم که افزایش دمای ورودی به توربین، از ۱۳۰ درجه سانتی-گراد به ۱۷۰ درجه سانتی گراد، باعث افزایش نرخ هزینهی سیستم شده است. به عبارتی 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 می یابد، 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 می شود که، افزایش دمای ورودی به توربین تاثیر مثبتی بر روی تولید سرمایش و آب گرم داشته است. میزان تولید سرمایش سیستم با افزایش دمای ورودی به توربین تاثیر مثبتی بر روی تولید سرمایش و آب گرم داشته است. سرمایش سیستم با افزایش دمای ورودی به توربین تاثیر مثبتی بر روی تولید سرمایش و آب گرم داشته است. میزان تولید از دمای ۱۳۰ تا ۱۵۵ درجه سانتی گراد رشد قابل توجهی کرده است و تولید آب گرم از مقدار ۱۷۵۰ در بر ساعت تا مقدار ۱۳۷۱ کیلوگرم بر ساعت افزایش داشته است ولی بعد از دمای ۱۵۵ درجه سانتی گراد تا مقدار به ۱۷۶۴ کیلوگرم بر ساعت کاهش یافته است.



ج. تاثیر دمای ورودی به توربین بر روی تولید سرمایش و آب گرم شکل ۳- بررسی تاثیر تغییرات دمای ورودی به توربین (T4) بر روی عملکرد سیستم

بر اساس شکل ۴ الف در مییابیم که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور از ۳ به ۱۰ درجه سانتی گراد، باعث کاهش توان تولیدی سیستم شده است. به عبارتی با افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، توان تولیدی کل سیستم از ۱۳۵ کیلووات ۱۱۸۸۸ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۴۲٬۳۲ کیلووات 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 عمکلرد سیستم خواهد گذاشت.

در شکل ۴ ب، مشاهده می شود افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، از ۳ درجه سانتی گراد به ۱۰ درجه سانتی گراد، باعث کاهش ERTE سیستم، از میزان ۶۵٫۷۶ درصد به ۶۹٫۷۹ درصد شده است، که کاهش میزان ERTE را می توان مربوط به این دانست که بازده اگزرژی و کار کل سیستم، با هم رابطه مستقیم دارد. همان طور که در شکل ۴ ب، مشاهده می شود، در -می یابیم که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، از ۳ درجه سانتی گراد به ۱۰ درجه سانتی گراد، باعث کاهش نزخ هزینه ی سیستم شده است. به عبارتی 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 رابطه ی مستقیم دارد. یعنی با کاهش توان تولیدی سیستم، نیاز به تعمیرات و نگهداری سیستم و همچنین نیاز به تجهیزات بزرگتر نیز کاهش می یابد، پس نتایج حاکی از کاهش نرخ هزینه ی 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 می دهد و با کاهش انتقال حرارت از اواپراتور به سیکل رانکین ارگانیک، میزان توان تولیدی سیستم، نیز کاهش می یابد، پس در نتیجه می توان گفت که افزایش یا کاهش میزان انتقال حرارت با کار کل سیستم، رابطهی مستقیم دارد. از علت کاهش بازده اگزرژی می توان یفت که افزایش تخریب اگزرژی سیستم برای اواپراتور اشاره کرد. طبق نتایج می توان گفت که تخریب اگزرژی اواپراتور در این سیستم زیاد است و علت آن را می توان مربوط به این دانست که به دلیل اختلاف دمای محرک و سیال عامل در سیستم می باشد. همچنین باید گفت که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، باعث افزایش دمای گاز اتلافی خروجی از اواپراتور سیکل ارگانیک رانکین می شود، 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 می شود. پس در انتها باید گفت که افزایش دمای گاز ورودی، تو پوینت اواپراتور، تا مقرار در سیکل رانکین، باعث کاهش میزان کار 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 می شود. پس در انتها باید گفت که افزایش دمای پینچ پوینت اواپراتور، تا واپراتور، تاثیر منفی بر روی عملکرد سیستم دارد.



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

در شکل ۴ ج، مشاهده می شود 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.



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

همان طور که در شکل ۵ الف، مشاهده می شود، در می یابیم که افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی بـا همـان دبـی ورودی به اواپراتور، باعث افزایش توان تولیدی سیستم شده است. بهعبارتی با افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، توان تولیـدی کـل سیستم از ۸۶٫۹ کیلووات به ۱۳۶٫۲ کیلووات بر ساعت، توان تولیدی توربین گاز از ۲۷٫۲۵ کیلووات به ۱۳۶٫۲ کیلووات بر ساعت و توان تولیدی ORC1 از ۶۱٬۰۶ کیلووات به ۳۰۵٬۳ کیلووات بر ساعت افزایش یافته است. همانطور که در شکل ۵ ب، مشاهده می شود افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، تاثیر بر روی بازده ERTE سیستم، نداشته است و مقدار آن با ۶۵٬۵۷ درصد و با روند ثابت بیشنه ی بدون تغییر مانده است. ولی از طرفی با افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، نرخ هزینه ی سیستم افزایش یافته است. در شکل ۵ ج، مشاهده می شود که با افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، میزان تولید سرمایش سیستم از مقدار به ۲۰٫۶۸ کیلووات به ۱۵۳٫۴ کیلوات، افزایش یافته است همچنین تولید آب گرم سیستم نیز از مقدار ۸۰٫۱۸ کیلوگرم بر ساعت به ۵٫۹۰ کیلوگرم بر ساعت افزایش یافته است. پس در انتها باید گفت که افزایش نرخ دبی جرمی زمین گرمایی، تاثیر مثبت بر روی عملکرد سیستم دارد.

نتایج این بررسیها نشان داد که، افزایش پارامترهای دمای زمین گرمایی، نرخ دبی جرمی زمین گرمایی 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 زمین گرمایی 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 زمین گرمایی، در محدوده ۱۸۵ تا ۲۱۰ درجه سانتی گراد، 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 زمین گرمایی، 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 زمین گرمایی، میزان تخریب اگزرژی آن از ۲۱٫۳۴ کیلووات به ۲۱٫۰۳ کیلووات افزایش یافته است. بعد از TA:۹۲ بیشترین میزان تخریب اگزرژی مربوط به کندانسور است که مقدار آن با افزایش دمای زمین گرمایی، 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 ۲۰ و پمپ ۱ است.





در شکل ۷ به بررسی تاثیر تغییرات پارامتر دمای ورودی به توربین، در محدوده ۱۳۰ تا ۱۷۰ درجه سانتی گراد، 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 آن 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 شماره ۲ در ردیف بعدی



شکل ۷- بررسی تاثیر تغییرات دمای ورودی به توربین (T4) 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 (زمین گرمایی)، دمای زمین گرمایی، 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.

نھا	ی ۶- متغیرهای طراحی و رنج تغییرات آ	جدول
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.



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

جدول ۸- توابع هدف بهينه		
ارزش	تابع هدف	
63.009	بازده اگزرژی (٪)	
2.612	(h)\$هزينه)	

ارزش	تابع هدف
63.009	بازده اگزرژی (٪)
2.612	(h)\$ھزينه)

جدول ۹- پارامترهای بهینهسازی			
Parameter	amount		
\dot{m}_1	1.0044		
T[1]	185.22		
T[4]	126.46		
ppeva	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 زمین گرمایی، نرخ دبی جرمی زمین گرمایی 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

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.

- 16- Mehrpooya M, Raeesi M, Pourfayaz F, Delpisheh M. Investigation of a hybrid solar thermochemical watersplitting 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.

چکیدہ 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.