

تحلیل انرژی و انرژی - اقتصادی سیکل رانکین آلی با محرک انرژی خورشیدی با استفاده از مواد تغییر فاز در مخزن ذخیره سازی

ولی اله موسوی

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

محمود فرزانه گرد

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

محمدحسین احمدی⁺*

دانشکده مهندسی مکانیک و مکاترونیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

چکیده: چرخه رانکین آلی فناوری مناسب برای تبدیل منابع گرمایی با کیفیت پایین به الکتریسیته است. در این پژوهش سیکل رانکین آلی با محرک کلکتور لوله خلاء خورشیدی شبیه سازی و از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار گرفت سپس موردهای گوناگون از جمله دما و فشار ورودی به توربین، اختلاف دمای پینچ تبخیر کننده سیکل آلی و شار خورشیدی ارزیابی شد. نتیجه ها نشان می دهد که بازده انرژی و انرژی و انرژی - اقتصادی به ترتیب ۴۵٫۲ و ۹٫۷ و مقدار کار خروجی و بازگشت ناپذیری نیز ۵۱٫۵ و ۱۲۹۱٫۸ کیلووات می باشد. کلکتور خورشیدی و مخزن ذخیره به دلیل بالا بودن نرخ هزینه ابتدایی و تخریب، مهم ترین اجزا از منظر انرژی اقتصادی می باشند. نتیجه های تحلیلی بیانگر آن است که با افزایش دمای تبخیر کننده تأثیر مثبت بر عملکرد سیکل داشته و افزایش دمای پینچ تأثیر منفی بر عملکرد سامانه دارد در بحث اقتصادی، افزایش دمای تبخیر کننده و دمای پینچ منجر به کاهش نرخ هزینه کلی می شود. همچنین تغییر شار انرژی خورشیدی، موجب بهبود عملکرد سامانه از دیدگاه انرژی - اقتصادی شده و افزایش بازده انرژی و انرژی را در پی دارد.

واژه های کلیدی: انرژی - اقتصادی، سیکل رانکین آلی، تحلیل پارامتری مخزن ذخیره سازی، کلکتور خورشیدی، انرژی تجدید پذیر.

KEYWORDS: Exergo-economic, Organic Rankine cycle, Parametric study, Thermal Storage, Solar collector, Renewable energy

مقدمه

مانند SGGC آمریکا با ظرفیت ۳۵۴ MW نصب و ساخته شده اند. باور غالب استفاده از سامانه خورشیدی بزرگ و دامبالا برای افزایش بازده

نصب و راه اندازی نیروگاه های تولید انرژی گرمایی خورشیدی بسیار موفقیت آمیز بوده و در ۲۰ سال گذشته بسیاری از نیروگاه های خورشیدی

* E-mail: mohammadhosein.ahmadi@gmail.com

* عهده دار مکاتبات

توسط *لی* و همکاران تجزیه و تحلیل و بهینه شده است [۴]. ORC پایه و بازیاب در پژوهش‌های آن‌ها مورد مطالعه قرار گرفته است. بر این اساس، R1234ze بهترین عملکرد را نشان داد. *رایگان* و *تائو* [۵] یک روش شناسی برای پیدا کردن مایع‌های کارآمد مناسب در ORC خورشیدی را معرفی کردند. آن‌ها نشان دادند که ۱۱ سیال برای کاربرد گرمای کم خورشیدی مناسب هستند. *وانگ* و همکاران [۶] مطالعه‌هایی در زمینه سیکل ORC همراه با کلکتور خورشیدی شامل یک سامانه ذخیره‌ی گرمایی در طول روز را انجام دادند یک سامانه خنک‌کننده با ORC با سیال‌ها کاری متفاوت توسط مک ماهان طراحی و بهینه‌سازی شد [۷]. یک روش بهینه‌سازی و اندازه‌گیری برای یک مبدل گرمایی در یک ORC خورشیدی کوچک توسط *کوئیلین* و همکاران [۸] با استفاده از پینچ و افت فشار ارایه شد. آن‌ها همچنین بر اساس فشار ورودی توربین و دمای تبخیرکننده، سامانه را بهینه کردند. مایع‌های آلی گوناگون توسط *فرارا* و همکاران [۹] در یک نیروگاه خورشیدی ۲۰ کیلووات مقایسه شد. آن‌ها استون را به‌عنوان بهترین مایع موجود با فشار بحرانی انتخاب کردند. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی و اقتصادی توسط *لی* و همکاران [۱۰] برای ORC زیر بحرانی قرار گرفتند که از مایع‌های کاری ژئوتروپیک و آب در دمای 150°C استفاده شد. در این مطالعه بهترین عملکرد آگزرژیک و کم‌ترین هزینه برق توسط پنتان نشان داده شده است. افزون بر این، مخلوط مایع کاری با کم‌ترین دمای شیب منجر به بیشینه رساندن بازده آگزرژی می‌شود. همچنین، عملکرد ترمودینامیکی بالاتر با مایع‌های خالص ORC برای به بیشینه رساندن بازده آگزرژی به‌دست آمده است. *پاکدل* و همکاران [۱۱] به شبیه‌سازی و بررسی پارامتری کلکتور سهموی خورشیدی و چرخه‌ی آلی رانکین برای تولید توان الکتریکی پرداختند که تأثیر تغییرهای دمای محیط برای تابستان و زمستان در آن، مورد بررسی قرار گرفت. *کرمی* و همکاران [۱۲] به بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک چرخه‌ی رانکین آلی پرداختند؛ که نشان دادند بهترین بازده مربوط به سیال آلی R123 به‌منظور بازیافت گرمایی از منابع دما متوسط می‌باشد. بهینه‌سازی چند هدفه از ORC با توجه به گرمای جایگزین توسط *وانگ* و همکاران [۱۳] انجام شد. آن‌ها بازده بهره‌وری و هزینه‌های کلی سامانه را به‌عنوان اهداف بهینه‌سازی، تعیین کردند. در فرایند بهینه‌سازی، درجه گرمای ورودی توربین، فشار ورودی توربین، نقطه پینچ مبدل گرمایی به‌عنوان پارامترهای اصلی سامانه انتخاب شدند. یک تحلیل آگزرژی از یک کلکتور خورشیدی سهموی خطی بر روی یک سلول رانکین بخار و یک چرخه ORC به‌عنوان کندانسور توسط *السلامین* [۱۴] ارایه شد. در این پژوهش نخست سیکل رانکین آلی با محرک انرژی خورشیدی در روز و هیتر کمکی در شب با استفاده از نرم‌افزار EES و TRNSYS شبیه‌سازی شده است و

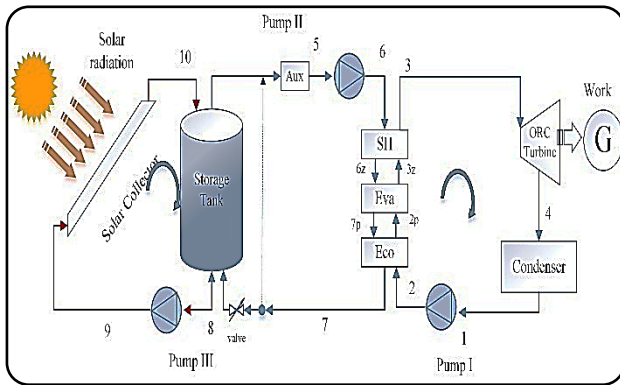
اقتصادی و انرژی است که از جمله آن می‌توان به ترکیب کلکتور سهمی خطی و سیکل رانکین آب اشاره کرد. عیب اصلی استفاده از سیال عامل آب در سیکل رانکین، این است که به دمای بسیار بالا (حدود 600°C) در مرحله بیش گرمایش نیاز دارد و از سوی دیگر بازده سیکل رانکین آب - بخار با محرک خورشیدی دمای کم است و در نتیجه برای دست‌یابی به دمای بالا برای سیکل رانکین آب - بخار به کلکتورهای تمرکزی با ضریب تمرکز بالا نیاز است این نوع سامانه‌ها عیب‌های اصلی به شرح زیر دارند:

۱- نیاز به سامانه‌های ردیاب خورشید دارند.

۲- قادر به دریافت تشعشع پراکنده خورشید نیستند.

۳- فناوری ذخیره‌کننده انرژی دمابالای تجاری موجود نیست.

یکی از برتری‌های اصلی سیکل رانکین آلی، استفاده از انرژی دمایی خورشیدی می‌باشد که در این صورت بیش‌تر عیب‌های باد شده برطرف می‌شود. سیکل رانکین آلی یکی از نویددهنده‌ترین فناوری تبدیل این انرژی دمایی به انرژی الکتریکی است بنابراین توجه بسیاری از پژوهشگران به این فناوری جلب شده است و پژوهش‌های بسیاری درباره‌ی انتخاب سیال آلی و بهینه‌سازی پارامتری آن انجام شده است [۱]. انرژی خورشید، یک منبع انرژی مطمئن می‌باشد چون فراوان، رایگان و یک انرژی پاک است. ولی مصرف گسترده آن متأثر پارامترهای نامتناوب آن می‌باشد. یک سامانه ذخیره‌ساز گرمایی مطمئن و بهینه، راه‌حل مناسبی برای محدودیت زمانی این انرژی می‌باشد. انرژی گرمایی می‌تواند به‌صورت تغییرهای درونی مواد به‌عنوان گرمای محسوس، گرمای نهان و ترموشیمیایی یا ترکیبی از آن‌ها ذخیره شود. در مقایسه با روش‌های ذخیره‌ساز گرمایی دیگر، ذخیره‌سازی گرمایی نهان برتری‌هایی مانند ظرفیت ذخیره‌سازی بالا در شکل گرمای نهان و تغییرهای دمایی کم در طی ذخیره و آزادسازی دارد؛ که پژوهش‌هایی در این مورد در سال‌های اخیر صورت گرفته است [۲]. سیکل رانکین آلی خورشیدی تنها برای تولید برق در مقیاس کیلووات تا چند مگاوات کاربرد دارند همچنین آن‌ها قابلیت اطمینان برای مناطق روستایی و یا مکان‌های نزدیک به کارخانه‌ها به علت دوری از اتصال شبکه‌ای و جلوگیری از هزینه اضافی مناسب هستند. همان‌گونه که پیش‌تر توضیح داده شد، ORC‌های مایع‌های آلی بر اساس هیدروکربن‌ها و برخی مبردها طراحی شده‌اند؛ که در میان آن‌ها برخی از سیال‌ها داری شیب مثبت در نمودار T-S در قسمت بخار اشباع هستند. این برتری برای محافظت از توربین به دلیل عدم گرم شدن بیش‌ازحد با استفاده از برخی از مایع‌های آلی کمک می‌کند. [۳] همان‌گونه که گفته شد در گذشته پژوهش‌هایی درباره سیکل رانکین آلی انجام شده است برای نمونه، یک سیکل ORC فوق بحرانی بر پایه درجه گرمای کم



شکل ۱ شمای سیکل رانکین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره ساز

در دسترس نیست و با جذب انرژی در زمانی که انرژی خورشیدی بیش از نیاز باشد به متعادل نگه داشتن دمای مخزن کمک می کند و بازده عملکرد سیکل را بهبود می بخشد. در نقطه ۷، آب وارد تانک ذخیره شده، پس از دریافت گرما و افزایش فشار، وارد مبدل های بیش گرم کن، تبخیر کننده و اکونومایزر می شود تا گرمای مورد نیاز، به سیال آلی برای راه اندازی سیکل ORC انتقال یابد. افزون بر این برای شبیه سازی سیکل مورد نظر فرضیات زیر در نظر گرفته شده است.

- سامانه در حالت پایا کار می کند.
- از تغییرهای انرژی جنبشی و پتانسیل صرف نظر می شود.
- افت فشار ثابت برای اجزای گوناگون چرخه برابر ۵٪ می باشد.
- اجزای گوناگون چرخه به غیر از مخزن ذخیره و کلکتور خورشیدی آدیاباتیکی است.
- سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع است.
- پمپ و توربین بازده آیزنتروپیک مشخص دارند.
- در تحلیل انرژی دما و فشار محیط به عنوان دما و فشار مرجع است.
- بدون افت چشمگیری در کلکتور خورشیدی.

توازن جرم، انرژی و انرژی

به منظور تحلیل ترمودینامیکی سامانه، معادله های توازن جرم، انرژی و انرژی برای اجزای گوناگون مطابق رابطه های (۱) تا (۳) نوشته می شود.

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

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

$$Ex_Q + \sum \dot{m}_i ex_i = Ex_W + \sum \dot{m}_e ex_e + Ex_D \quad (3)$$

عملکرد سیکل در حالت ورودی پایه از منظر انرژی و انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار گرفته، سپس تأثیر تغییر پارامترهای گوناگون از جمله تغییر دمای تبخیر کننده و اختلاف دمای پیچ تبخیر کننده به روی بازده انرژی و انرژی، کار خروجی، برگشتناپذیری کلی و پارامترهای انرژی - اقتصادی بررسی می شود.

بخش نظری

شرح سامانه

در شکل ۱ شمای سامانه ORC رانکین آلی با محرک خورشیدی و ذخیره ساز گرمایی نشان داده شده است. سامانه پیشنهادی دارای سه حلقه می باشد. حلقه اول شامل آب به عنوان سیال کاری با دریافت انرژی تابشی خورشیدی در کلکتور و انتقال آن به مخزن ذخیره در نظر گرفته شده است. حلقه دوم، قسمت ذخیره گرما در تانک عایق شده و انتقال آن به مبدل های سیکل ORC است؛ بنابراین انرژی ذخیره شده می تواند در طول زمانی که تابش خورشید در دسترس یا به اندازه ای مناسب برای ORC نیست مورد استفاده قرار گیرد. این حلقه شامل، تانک ذخیره برای گرما دادن به مواد تغییر فاز کرووی، مبدل های گرمایی که با حلقه ی ORC تعامل دارند و یک پمپ برای انتقال گرمای تانک به مبدل و یک بویلر کمکی می باشد. حلقه ی سوم شامل اجزاء سیکل ORC و تولید الکتریسیته می باشد.

مطابق شکل ۱ در حلقه ی سیکل آلی، سیال آلی در نقطه ی ۱ با دمای 35°C وارد پمپ شده تا به فشار مورد نظر برسد (نقطه ی ۲) پس از آن سیال آلی وارد اکونومایزر شده و پس از رسیدن به دمای 95°C در نقطه ی ۲p وارد مبدل تبخیر کننده شده تا به حالت بخار تبدیل شود. سیال آلی در نقطه ی 3z وارد مبدل بیش گرم کن می شود و پس از تبدیل شدن به بخار بیش گرم در دمای 105°C ، وارد توربین شده و قدرت تولید می کند. بخار خروجی توربین، در نقطه ۴ وارد کندانسور شده و با ازدست دادن دمای خود، به مایع اشباع تبدیل می شود. دفع گرما در کندانسور سبب افزایش دمای آب از محیط تا 35°C می شود؛ و بدین ترتیب سیکل آلی تکمیل می شود. در این مطالعه، از سیال آلی R123 استفاده شده است. این سیال دارای ویژگی های زیست محیطی بسیار مناسب و یک سیال خشک است [۱۲]. در نقطه ی ۸، آب وارد پمپ III شده و پس از افزایش فشار آن در نقطه ی ۹ وارد کلکتور لوله خلاء می شود. آب در این دما به علت تحت فشار بودن به صورت مایع می باشد. مخزن ذخیره شامل PCM کپسوله کرووی می باشد که به وسیله ی آب خروجی از کلکتور لوله خلاء با دمای 150°C شارژ می شود. کلکتور لوله خلاء به دلیل ارزان تر بودن نسبت به کلکتور تمرکزی با ردیاب خورشیدی، انتخاب شده است. [۱۵] PCM کپسوله با آزادسازی انرژی در زمانی که انرژی خورشیدی کافی

جدول ۱: پارامترهای سامانه ORC

مقدار	توضیح	نماد
۱۵	دمای محیط	$T_{amb} (^{\circ}C)$
۱۱	فشار محیط	$P_{amb} (kPa)$
۴۵	دمای کندانسور سیکل آلی	$T_1 (^{\circ}C)$
۱۱۷۱	فشار کندانسور سیکل آلی	$P_1 (kPa)$
۹۵	دمای خروجی از اكونومايزر	$T_2 (^{\circ}C)$
۳۶۳۶	فشار ورودی به اكونومايزر	$P_2 (kPa)$
۱۰۵	دمای ورودی به توربین	$T_3 (^{\circ}C)$
۱۱۷۱	فشار خروجی از توربین	$P_3 (kPa)$
۵۰	قدرت تولیدی توربین	$\dot{W}_t (kW)$
۰٫۹۳	بازده الکتریکی ژنراتور	η_{eg}
۰٫۸۵	بازده گرمایی توربین	η_t
۰٫۸۵	بازده گرمایی پمپ	η_p
۰٫۹۵	بازده الکتریکی پمپ	η_{ep}
۴۵	دمای آب خروجی کندانسور	$T_1 (^{\circ}C)$
۰٫۲۵	ضریب انتقال گرمای کندانسور	$U_{cond} (kW/m^2K)$
۲٫۹	شدت جریان پمپ	$\dot{m}_{pk} (kg/s)$

مبدل گرمایی پوسته و لوله

برای به دست آوردن هزینه‌ی تخمینی، همه‌ی مبدل‌ها پوسته و لوله فرض شده‌اند [۳] در مبدل گرمایی مورد استفاده سیال آلی در سمت لوله و آب در سمت پوسته جریان دارد. نرخ انتقال گرما از رابطه‌ی (۱۱) به دست می‌آید.

$$Q = FUA \Delta T_{LMTD} \quad (11)$$

که در آن A مساحت ΔT_{LMTD} اختلاف دمای لگاریتمی، F ضریب تصحیح برابر ۰٫۹ و U ضریب کلی انتقال گرمای مبدل گرمایی می‌باشد که در جدول (۱) آورده شده است.

مخزن ذخیره

یک مخزن اختلاط که شامل مواد تغییر فاز کپسوله‌ی کرووی و آب می‌باشد برای مدل کردن مخزن ذخیره انتخاب شده است در فرایندها انرژی مفید از کلکتور وارد تانک ذخیره شده و سپس به سمت سامانه قدرت جریان می‌یابد بنابراین مقداری انرژی از تانک به محیط داده می‌شود. فرض می‌کنیم در یک محدوده‌ی دمایی تعریف شده دمای تانک ثابت و برابر با دمای تغییر فاز PCM یعنی $117^{\circ}C$ باشد همچنین از آنجا که داده‌های تابش در یک ساعت در دسترس بوده بازه‌ی زمانی در این مطالعه یک ساعت در نظر گرفته شده است.

$\dot{E}x_D$ و $\dot{E}x_Q$ و $\dot{E}x_W$ انرژی متناظر با تخریب، انتقال گرما، کار و انرژی فیزیکی هر جریان بوده و مطابق رابطه‌های (۴) الی (۶) به دست می‌آید.

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_k}) \dot{Q}_k \quad (4)$$

$$\dot{E}x_W = \dot{W} \quad (5)$$

$$ex = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (6)$$

که زیرنویس 0 مربوط به ویژگی‌ها در دما فشار محیط است. به منظور سنجش حقیقی کارایی جزء در سیکل، بازده انرژی طبق رابطه (۷) تعریف می‌شود.

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (7)$$

کلکتور خورشیدی

در این پژوهش به منظور شبیه‌سازی عملکرد کلکتور خورشیدی لوله خلأ از نتیجه‌های آزمون کلکتور مطابق رابطه‌های (۸) و (۹) استفاده شده است [۱۵].

$$\eta_{coll} = c_0 - c_1 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right) - c_2 \left(\frac{T_{col} - T_{amb}}{G_{tot}} \right)^2 \quad (8)$$

$$c_0 = 0.746, c_1 = 0.399W / m^2 K \quad (9)$$

$$c_2 = 0.0067W / m^2 K^2$$

که در آن c_0 بازده اپتیکی و c_1 و c_2 ضرایب کلکتور هستند G_{tot} مجموع تابش مستقیم و پراکنده روی سطح شیب‌دار که با زاویه‌ی 36.4° نسبت به افق (برابر با عرض جغرافیایی شاهرود) می‌باشد. تابش خورشید در این پژوهش برابر با $1115 W/m^2$ در نظر گرفته شده است که تابش بیشینه مربوط به روز ۱۵ ژوئیه می‌باشد که از نرم‌افزار ترنسیس با توجه به الگوی تابش شاهرود استخراج شده است. از سوی دیگر بازده کلکتور از رابطه‌ی (۱۰) به دست می‌آید.

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{Q}_{col}}{G_{tot} A_{col}} \quad (10)$$

که در رابطه (۱۰)، \dot{Q}_{col} نرخ انتقال گرما در کلکتور و A_{col} مساحت موردنیاز کلکتور خورشیدی می‌باشد.

جدول ۲: پامترهای مخزن ذخیره گرمایی

مقدار	توضیح	نماد
۱۱۷	دمای آب داغ خروجی از بویلر کمکی	$T_5 (^{\circ}C)$
۱۱	فشار سیال خورشید ورودی	$P_9 (kPa)$
۴۵	دمای سیال خورشیدی خروجی	$T_{10} (^{\circ}C)$
۰/۲۵	ضریب انتقال گرمای اکنومایزر	$U_{eco} (kW/m^2K)$
۰/۲	ضریب انتقال گرمای تبخیرکننده	$U_{eva} (kW/m^2K)$
۰/۱۳	ضریب انتقال گرمای بیش گرم کن	$U_{sh} (kW/m^2K)$
۵	اختلاف دمای پینچ	$\Delta T_{pinch} (^{\circ}C)$
۴/۱۵	دبی پمپ ۲	$\dot{m}_{p2} (kg/s)$
۰/۰۳	ضریب تلفات گرمایی مخزن	$U_l (kW/m^2K)$
۰/۲	قطر کپسوله کروی	$d(m)$
۱۱۷	دمای ذوب pcm	$T_m (^{\circ}C)$
۳۳۰	گرمای نهان pcm	$h_{vp} (kJ/kg)$
۱۴۸۰	چگالی مایع pcm	$\rho_l (kg/m^3)$
۱۴۸۰	چگالی جامد pcm	$\rho_s (kg/m^3)$
۱/۳۸	گرمای مخصوص جامد pcm	$C_{ps} (kJ/kg.K)$
۲/۷۶	گرمای مخصوص مایع pcm	$C_{pl} (kJ/kg.K)$
۳	قطر داخلی تانک ذخیره	$D(m)$
۸	طول تانک ذخیره	$L(m)$

جدول ۳: رابطه های قیمت ابتدایی تجهیزات

جزء	
کلکتور	$C_{col} = 125 \times A_{col}$
توربین	$\dot{C}_{t=10} = \left[2.6259 + 1.4398 \times \log \dot{W}_t - 0.1776 \times \left(\log \dot{W}_t \right)^2 \right]$
پمپ ۱	$\dot{C}_{p1} = 1120 \times \log \dot{W}_{p1}^{0.8}$
پمپ ۲	$\dot{C}_{p2} = 1120 \times \log \dot{W}_{p2}^{0.8}$
پمپ ۳	$\dot{C}_{p3} = 1120 \times \log \dot{W}_{p3}^{0.8}$
کندانسور	$\dot{C}_{cond} = 1773 \times \dot{m}_{w,cond}$
اکنومایزر	$C_{eco} = 45.7 \times A_{eco}$
تبخیر کننده	$C_{eva} = 34.9 \times A_{eva}$
بیش گرم کن	$C_{sh} = 96.29 \times A_{sh}$
مخزن ذخیره	$\dot{C}_{aux} = 35 \$ / kWh$
ژنراتور	$\dot{C}_{gen} = 60 \times \dot{W}_{gen}^{0.95}$
گرم کن کمکی	$\dot{C}_{aux} = 28 \$ / kWh$

انتقال گرما در مواد تغییر فاز از رابطه (۱۲) به دست می آید.

$$\dot{Q}_{st} = \dot{Q}_{col} - \dot{Q}_l - \dot{Q}_T \quad (12)$$

که در آن \dot{Q}_{col} گرمای گرفته شده از کلکتور و \dot{Q}_T نرخ گرمای ورودی به سیکل رنکین آلی و \dot{Q}_l تلفات گرمایی تانک بوده که از رابطه (۱۳) محاسبه می شود

$$\dot{Q}_l = U_{st} A_{st} (T_{st} - T_{amb}) \quad (13)$$

U_{st} و A_{st} مربوط به ضریب انتقال گرمای تانک که بستگی به ابعاد تانک و جنس مواد به کاررفته دارد. T_{amb} و T_{st} به ترتیب دمای مخزن و دمای محیط می باشد. سایر پارامترها در جدول ۲ آورده شده است.

تحلیل انرژی - اقتصادی

معادله ی موازنه هزینه طبق رابطه (۱۴) و (۱۵) می باشد [۳].

$$\dot{C}_Q + \sum \dot{C}_i + \dot{Z} = \dot{C}_W + \sum \dot{C}_o \quad (14)$$

$$\dot{C} = c Ex \quad (15)$$

که C هزینه ی واحد انرژی و Z_k نرخ هزینه برای جزء k ام می باشد که از رابطه (۱۶) به دست می آید [۱۶].

$$Z_k = \frac{C_k \cdot CRF \cdot \phi}{H} \quad (16)$$

که Z_k هزینه ی ابتدای خریداری جزء، ϕ ضریب مربوط به هزینه عملکرد و نگهداری جزء، N تعداد ساعات عملکرد سالانه جزء و CRF ضریب بازگشت سرمایه است و از رابطه (۱۷) به دست می آید.

$$CRF = \frac{i(1+i)}{(1+i)^n - 1} \quad (17)$$

که i نرخ سود و برابر با ۱۰ درصد، n عمر مفید برابر با ۲۰ سال، $\phi = 1.06$ و $N = 7300$ ساعت است [۳]. و قیمت ابتدایی تجهیزات طبق جدول ۳ به دست می آید. رابطه های بالانس نرخ هزینه در اجزای گوناگون همراه با معادله های کمکی با استفاده از روش SPECO در جدول ۴ آمده است [۳]. هزینه ی متوسط واحد سوخت و فرآورده از رابطه (۱۸) و (۱۹) به دست می آید.

$$C_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{Ex_{F,k}} \quad (18)$$

$$C_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{Ex_{P,k}} \quad (19)$$

جدول ۴: توازن هزینه و معادله‌های کمکی به منظور تحلیل انرژی - اقتصادی

معادله‌ی کمکی	معادله‌ی اصلی	جزء
$S_{sun} = 0$	$\dot{C}_9 + c_{sun} \dot{E} x_{f,col} + \dot{Z}_{col} = \dot{C}_{10}$	کلکتور
$C_9 = C_{10}$	$\dot{C}_3 + \dot{Z}_{tur} = \dot{C}_4 + c_1 \dot{W}_1$	توربین
$C_1 = C_2$	$\dot{C}_1 + c_{w,p1} \dot{W}_{p1} + \dot{Z}_{p1} = \dot{C}_2$	پمپ ۱
$C_5 = C_6$	$\dot{C}_5 + c_{w,p2} \dot{W}_{p2} + \dot{Z}_{p2} = \dot{C}_6$	پمپ ۲
$C_8 = C_9$	$\dot{C}_8 + c_{w,p3} \dot{W}_{p3} + \dot{Z}_{p3} = \dot{C}_9$	پمپ ۳
$C_{11} = 0$	$\dot{C}_4 + \dot{C}_{11} + \dot{Z}_{cond} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{12}$	کندانسور
$C_4 = C_1$	$\dot{C}_2 + \dot{C}_{7p} + \dot{Z}_{eco} = \dot{C}_{2p} + \dot{C}_7$	اکونومایزر
$C_{7p} = C_7$	$\dot{C}_{6z} + \dot{C}_{2p} + \dot{Z}_{eva} = \dot{C}_{7p} + \dot{C}_{3z}$	تبخیرکننده
$C_{6z} = C_{7p}$	$\dot{C}_{3z} + \dot{C}_6 + \dot{Z}_{sh} = \dot{C}_{6z} + \dot{C}_3$	بیش گرم کن
$C_6 = C_{6z}$	$\dot{C}_{10} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_{tank} + \dot{Z}_{pcm} = \dot{C}_5 + \dot{C}_8 + \dot{C}_{pcm} + \dot{C}_1$	مخزن ذخیره
	$c_1 \dot{W}_1 + \dot{Z}_{gen} = c_g \dot{W}_{gen}$	ژنراتور

جدول ۵: صحت سنجی نتیجه‌های شبیه‌سازی حاضر

مرجع [۱۸]	تحقیق حاضر	پارامتر مورد نظر
۱,۷۷	۲,۱	دبی سیال آلی، kg/s
۰,۲۵	۰,۲۵	ضریب انتقال گرمای اکونومایزر، kW/m ² °C
۰,۲	۰,۲	ضریب انتقال گرمای تبخیرکننده، kW/m ² °C
۰,۱۲۵	۰,۱۲۵	ضریب انتقال گرمای سوپرهیت، kW/m ² °C
۳۸۲	۴۰۰	انتقال گرمای کندانسور، kW
۵۳۹	۵۰۶	انتقال گرمای منبع گرم، kW
۵۰	۵۰	توان خروجی سیکل، kW
۹,۱	۹,۳۳	بازده سیکل آلی %

نتیجه‌ها و بحث

همه معادله‌های پایستگی جرم و انرژی و رابطه‌های برگشت‌ناپذیری، همچنین رابطه‌های مربوط به تحلیل انرژی - اقتصادی در اجزای گوناگون سیکل به‌وسیله‌ی نرم‌افزار EES شبیه‌سازی می‌شود. این نرم‌افزار یک زیرمجموعه از ویژگی‌ها سیال‌ها متفاوت در بخش‌های گوناگون، برای شبیه‌سازی سیکل موردنظر سودمند خواهد بود.

نتیجه‌های حالت پایه

برای شبیه‌سازی سیکل با ذخیره‌سازی گرمایی موارد ابتدایی ورودی سیکل در حالت پایه مطابق جدول ۱ می‌باشد. با استفاده از موارد ورودی و معادله‌های توازن جرم و انرژی و رابطه‌های مربوط به انرژی، مقدارهای خروجی به نرخ انرژی و انرژی اجزای

هزینه‌ی تخریب انرژی و فاکتور انرژی - اقتصادی از رابطه‌های (۲۰) و (۲۱) به‌دست می‌آید [۱۶].

$$C_{D,k} = c_{F,k} \cdot \dot{E} x_{D,k} \quad (20)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_D} \quad (21)$$

پارامترهای خروجی

بازده انرژی، انرژی و همچنین نرخ هزینه کلی برای سیکل موردنظر از رابطه‌های (۲۲) الی (۲۴) به‌دست می‌آید [۱۷].

$$\eta_{en,sys} = \frac{\dot{W}_g - \sum_i \dot{W}_{Pi} + \dot{Q}_{St}}{A_{col} G_t + \dot{Q}_{aux}} \quad (22)$$

$$\eta_{en,sys} = \frac{\dot{W}_g - \sum_i \dot{W}_{Pi} + \dot{Q}_{St}}{A_{col} G_t + \dot{Q}_{aux}} \quad (23)$$

$$\dot{C}_{tot} = \sum \dot{Z}_k + \sum \dot{C}_D \quad (24)$$

که در آن \dot{W}_g کار خروجی ژنراتور و \dot{Q}_{St} نرخ گرمای ذخیره‌شده در مواد تغییر فاز می‌باشد و جریان انرژی ورودی به کلکتور خورشیدی از رابطه‌ی (۲۵) به‌دست می‌آید.

$$\dot{E} x_{sun} = G_{tot} A_{col} \left[1 - \frac{T_{amb}}{T_{sun}} \right] \quad (25)$$

که T_{sun} در آن برابر با ۰,۷۵ دمای تعادلی جسم سیاه در برابر خورشید می‌باشد [۱۸].

صحت‌سنجی

در این قسمت به منظور صحت‌سنجی نتیجه‌های حاصله، سیکل رانکین آلی شبیه‌سازی‌شده در پژوهش حاضر با سیکل رانکین آلی مرجع [۱۸] با موارد ورودی همانند مقایسه می‌شود. نتیجه‌های صحت‌سنجی در جدول ۵ ارائه شده است. همان گونه که می‌بینید تطابق خوبی بین نتیجه‌های به دست آمده و نتیجه‌های یادشده وجود دارد.

جدول ۶: نتیجه‌های انرژی و انرژی سیکل

درصد تخریب	$\eta_{ex} (\%)$	$\dot{E}_{x_d} (kw)$	$\dot{E}_{x_p} (kw)$	$\dot{E}_{x_f} (kw)$	$\dot{Q}_{or} \dot{W} (kw)$	دستگاه
۸۸٫۴۸	۲۰٫۱	۱۱۴۳٫۱	۲۸۶٫۹	۱۴۳۰	۹۸۲٫۵	کلکتور
۰٫۵۹	۸۷٫۹	۷٫۶۳	۵۵٫۴۱	۶۳٫۰۴	۵۵٫۴۱	توربین
۰٫۰۲	۸۱٫۳	۰٫۱۹۸	۰٫۸۵۹	۱٫۰۵۷	۱٫۰۵۷	پمپ ۱
۰٫۰۰۲	۸۰٫۹	۰٫۰۲۵	۰٫۱۰۶	۰٫۱۳۱	۰٫۱۳۱	پمپ ۲
۰٫۰۰۴	۸۰٫۲	۰٫۰۵۱	۰٫۲۰۷	۰٫۲۵۸	۰٫۲۵۸	پمپ ۳
۰٫۴۸	۴۱٫۳	۶٫۱۶	۴٫۳۳	۱۰٫۴۹	۴۰۰٫۹	کندانسور
۰٫۸۹	۵۷٫۷	۱۱٫۵۶	۱۵٫۷۴	۲۷٫۳	۱۴۱٫۵	اکنونمایزر
۱٫۱۲	۷۸٫۷	۱۴٫۴۲	۵۳٫۱۸	۶۷٫۶	۲۹۵	تبخیرکننده
۰٫۱۰	۷۴٫۷	۱٫۲۴	۳٫۶۷	۴٫۹۱	۱۹٫۲	بیش گرم کن
۸٫۰۲	۶۳٫۹	۱۰۳٫۶	۱۸۳٫۵	۲۸۷٫۱	۴۵۲٫۵	مخزن ذخیره
۰٫۳۰	۹۳٫۰	۳٫۸۸	۵۱٫۵۳	۵۵٫۴۱	۵۱٫۵۳	ژنراتور
۱۰۰	۹۶٫۶	۱۲۹۱٫۸۶	۱۳۸٫۱۴			سامانه

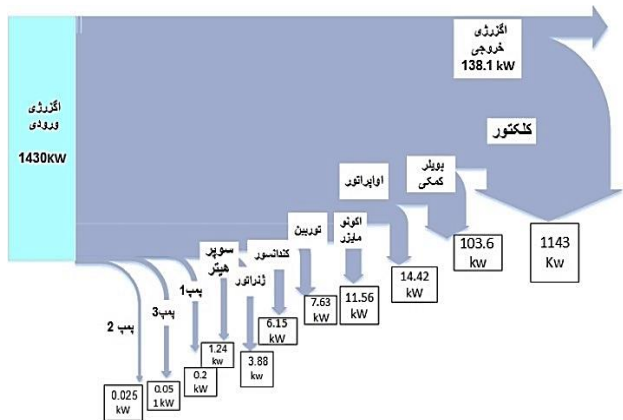
جدول ۷: نتیجه‌های انرژی - اقتصادی سیکل

دستگاه	$c_f (\$/G_j)$	$c_p (\$/G_j)$	$\dot{C}_d (\$/G_j)$	$\dot{Z} (\$/h)$	$\dot{Z} + \dot{C}_d (\$/h)$	$f (\%)$
کلکتور	۰٫۱۰	۲۶۳٫۶	۰	۲۷۲٫۳	۲۷۲٫۳۰	۱۰۰
توربین	۱۳۲۵٫۹	۱۷۹۵٫۷	۴۹٫۳۷	۵۷٫۲۳	۱۰۶٫۷۰	۵۳٫۷۳
پمپ ۱	۶۳۰٫۷	۱۳۲۵٫۸	۰٫۴۵	۱٫۷۰۱	۲٫۱۵	۷۹٫۰۸
پمپ ۲	۵۳۰٫۱	۹۱۷٫۲	۰٫۰۴۷	۰٫۳۲	۰٫۳۷	۸۷٫۱۹
پمپ ۳	۱۵۱	۲۶۸٫۴	۰٫۰۰۳	۰٫۱۹۳	۰٫۲۰	۹۸٫۴۷
کندانسور	۱۳۲۶٫۱	۵۷۲۶٫۸	۲۹٫۴۳	۳۹٫۲	۶۸٫۶۳	۵۷٫۱۲
اکنونمایزر	۹۳۱٫۰	۱۶۶۵٫۱	۳۸٫۷۷	۲٫۸۵۱	۴۱٫۶۲	۶٫۸۵
تبخیرکننده	۹۳۰٫۷	۱۲۲۹٫۶	۴۸٫۳۱	۸٫۸۸	۵۷٫۱۹	۱۵٫۵۳
بیش گرم کن	۹۳۰٫۶	۱۲۹۵٫۸	۳٫۸۳	۰٫۶۷۱	۴٫۵۰	۱۴٫۹۱
مخزن ذخیره	۲۶۳٫۷	۶۴۱٫۵	۹۸٫۳۴	۱۵۱٫۳۶	۲۴۹٫۷۰	۶۰٫۶۲
ژنراتور	۱۷۹۵٫۷	۱۹۵۰٫۹	۲۵٫۰۷	۳٫۶۹	۲۸٫۷۶	۱۲٫۸۳
سامانه	۸۶۷۹٫۶۹	۱۷۰۸۰٫۴۴	۲۹۳٫۶۲	۵۳۸٫۵۰	۸۳۲٫۱۲	۶۴٫۷۱

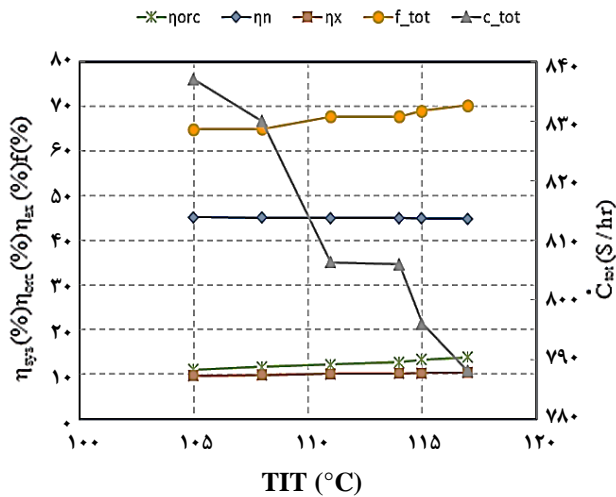
گوناگون سیکل و همچنین بازده انرژی اجزای گوناگون در جدول ۶ آمده است. همان گونه که در نمودار شکل ۲ دیده می‌شود بیشترین تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی و سپس در کندانسور می‌باشد. مقدار زیاد تخریب انرژی کلکتور به دلیل مقدار بالای اتلاف گرمایی و مقدار بالای تخریب کندانسور به دلیل ثابت بودن دمای تغییر فاز سیال عامل تک‌جزیی در این مبدل گرمایی می‌باشد. همچنین بیشترین و کمترین مقدار بازده انرژی در سیکل به ترتیب متعلق به ژنراتور و کلکتور خورشیدی می‌باشد در حالت پایه بازده انرژی و انرژی کلی سامانه به ترتیب ۴۵/۱۷ و ۹/۶۶ و بازده انرژی و انرژی الکتریکی آن به ترتیب ۵/۱ و ۳/۴۳ بوده، همچنین مقدار کار خروجی و بازگشت‌ناپذیری کلی نیز به ترتیب ۵۱/۵۳ و ۱۲۹۱/۸۶ کیلووات می‌باشد. همان گونه که دیده می‌شود بازده سیکل با ذخیره‌ساز در مقایسه با حالتی که سیکل بدون ذخیره‌ساز باشد به میزان چشمگیری افزایش پیدا نموده است. جدول ۷ نشان‌دهنده نتیجه‌های انرژی - اقتصادی برای سیکل رنگین آلی است. کلکتور خورشیدی باید بیش‌تر از سایر اجزاء از منظر انرژی - اقتصادی مورد بررسی قرار بگیرد چون بیشترین مقدار $\dot{Z}_k + \dot{C}_{des,k}$ را داراست. پمپ ۳ و پمپ ۲ کمترین مقدار فاکتور انرژی - اقتصادی را دارند. در مورد اجزایی مانند کلکتور خورشیدی و مخزن ذخیره که نسبت به سایر اجزای فاکتور انرژی - اقتصادی بالاتری دارند، کاهش قیمت ابتدایی توصیه می‌شود. سرانجام شایان‌ذکر است که مقدار کلی فاکتور انرژی برای این سامانه ۶۴/۷۱ درصد است که ۳۵/۲۹ درصد هزینه سامانه، هزینه متناظر با تخریب انرژی می‌باشد در نتیجه به کار بردن اجزای با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب انرژی و افزایش هزینه ابتدای سامانه می‌شود. عملکرد سامانه را از منظر انرژی - اقتصادی بهبود می‌بخشد.

تحلیل پارامتری

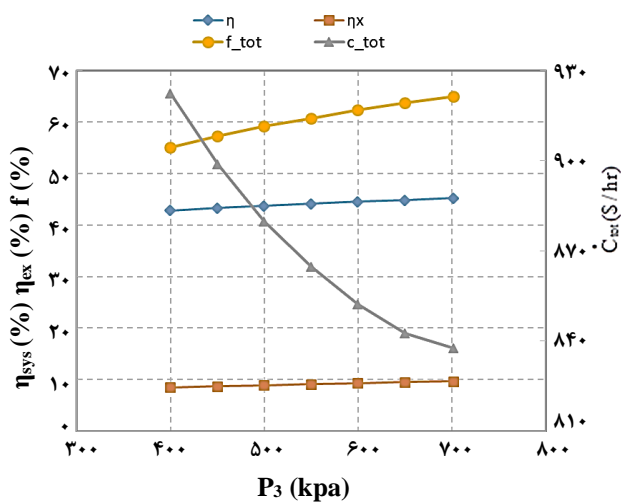
در این قسمت اثر تغییرهای دما و فشار ورودی به توربین، اختلاف دمای پینچ تبخیرکننده، فشار کندانسور سیکل آلی بر روی عملکرد سامانه از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی بررسی می‌کنیم. همچنین تغییر شار خورشیدی در طول ساعات روز ۱۵ جولای بر روی بازده انرژی، انرژی و پارامترهای انرژی - اقتصادی بررسی می‌شود. توجه شود که به منظور تحلیل پارامتری، تنها پارامتر مورد نظر در بازه‌ی در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی سیکل مطابق جدول ۱ ثابت می‌مانند.



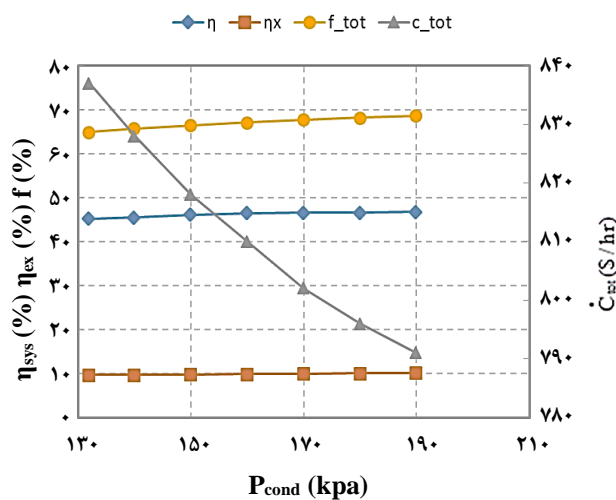
شکل ۲: نمودار انرژی سیکل



شکل ۳: اثر دمای ورودی به توربین بر بازده سیکل و پارامترهای انرژی - اقتصادی



شکل ۴: اثر فشار ورودی به توربین بر بازده سیکل و پارامترهای انرژی - اقتصادی



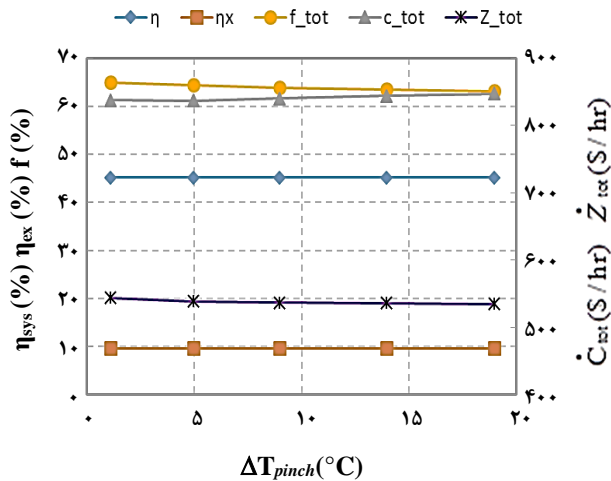
شکل ۵: اثر فشار کندانسور بر بازده سیکل و پارامترهای انرژی - اقتصادی

شکل ۳ تأثیر افزایش دما ورودی به توربین بر روی بازده انرژی، انرژی، پارامتر اقتصادی و نرخ هزینه کلی را نشان می‌دهد. مشخص است که با افزایش کار توربین در نتیجه افزایش آنتالپی ورودی، محتوای انرژی بهبود یافته علاوه بر این با بهبود در هزینه‌ی تخریب انرژی سبب کاهش نرخ هزینه می‌شود. همچنین این افزایش دما، سبب کاهش هزینه کلی سامانه می‌شود که علت آن کاهش تخریب انرژی کل سامانه می‌باشد. هزینه تخریب انرژی پارامتر مؤثری در هزینه کلی سامانه می‌باشد بنابراین افزایش دمای ورودی توربین از دید ترمودینامیکی و ترمو - اقتصادی مطلوب می‌باشد چون باعث افزایش هزینه‌ی کلی نشده است.

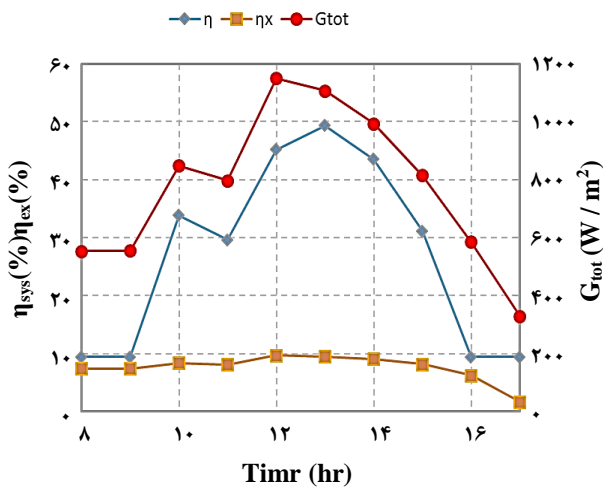
شکل ۴ تأثیر افزایش فشار ورودی به توربین را بر بازده‌ها و پارامترهای اقتصادی نشان می‌دهد همان گونه که می‌بینید. افزایش فشار، سبب افزایش دما و افزایش کیفیت بخار شده و کار توربین و در نتیجه بازده انرژی افزایش می‌یابد. همچنین موجب کاهش بازگشت‌ناپذیری شده و بازده انرژی هم افزایش پیدا می‌کند. از سویی با افزایش فشار ورودی توربین، افزایش هزینه‌ی کلی سامانه را شاهد هستیم که به دلیل کاهش جزیی تخریب انرژی و هزینه‌ی مربوط به آن می‌باشد بنابراین نرخ کاهشی هزینه تخریب انرژی بر سایر هزینه‌ها غلبه دارد.

شکل ۵ تأثیر افزایش فشار کندانسور بر روی بازده انرژی، انرژی، پارامتر اقتصادی و نرخ هزینه کلی سامانه را نشان می‌دهد. افزایش فشار کندانسور، سبب کاهش کار پمپ سیکل آلی و از طرفی آنتالپی پشت توربین کاهش یافته و سبب اختلاف آنتالپی بیش‌تر و افزایش کار خروجی سیکل آلی می‌شود بنابراین بازده الکتریکی نهایی سامانه افزایش می‌یابد. از سویی با افزایش فشار کندانسور، بازگشت‌ناپذیری کلی کاهش یافته و موجب افزایش بازده انرژی می‌شود. با افزایش فشار کندانسور مساحت مورد نیاز مبدل کندانس که متناسب با بار گرمایی است، کاهش می‌یابد و از سویی این کاهش فشار بر روی تبادل‌های مبدل‌های تبخیرکننده تأثیر گذاشته و سبب کاهش نرخ هزینه می‌شود. بنابراین این تغییرها در بازه ۱۳۰ تا ۲۱۰ کیلوپاسکال سبب افزایش پارامتر اقتصادی f شده و از دیدگاه ترمودینامیکی و اقتصادی دلخواهی می‌باشد.

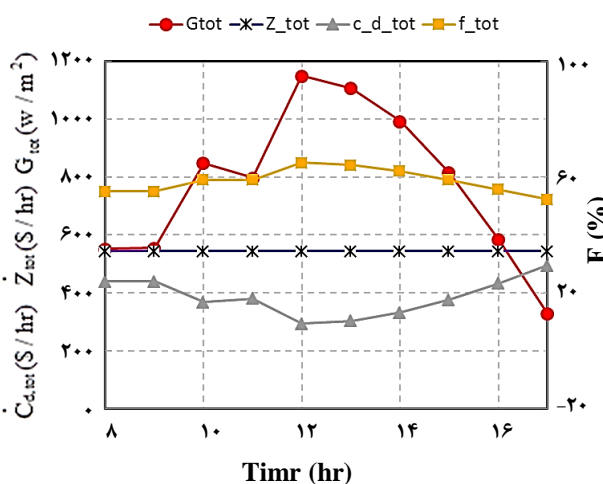
شکل ۶ تأثیر افزایش اختلاف دمای پینچ بر روی بازده انرژی، انرژی، پارامتر اقتصادی و نرخ هزینه کلی را نشان می‌دهد. در این حالت افزایش دمای پینچ باعث کاهش اندک بازده انرژی و انرژی می‌شود زیرا با ثابت ماندن کار خروجی و اختلاف آنتالپی توربین شدت جریان سیال آلی در سیکل بدون تغییر می‌ماند. همچنین با افزایش دمای پینچ شاهد ثابت بودن نرخ هزینه‌ها هستیم در این حالت با افزایش دمای پینچ شدت جریان سیال خورشیدی افزایش می‌یابد ولی به علت ثابت بودن نرخ انتقال گرما و ثابت بودن مساحت



شکل ۶: اثر اختلاف دمای پینچ تبخیر کننده بر بازده سیکل و پارامترهای انرژی - اقتصادی



شکل ۷: اثر تغییر شار خورشیدی در روز ۱۵ ژوئیه بر بازده سیکل



شکل ۸: اثر تغییر شار خورشیدی در روز ۱۵ ژوئیه بر پارامترهای انرژی - اقتصادی

کلکتور، نرخ هزینه ثابت است همچنین با کاهش نرخ هزینه سرمایه گذاری به علت کاهش ضریب های مبدل ها و افزایش نرخ هزینه تخریب انرژی در اثر افزایش بازگشت ناپذیری ها، هزینه کلی افزایش جزئی داشته و به تقریب ثابت مانده است. هزینه تخریب انرژی، مانع از دلخواه بودن افزایش نقطه پینچ در این سامانه می شود.

شکل ۷ تأثیر تغییرهای شار خورشیدی بر روی بازده انرژی، انرژی را نشان می دهد. همان گونه که دیده می شود با افزایش شار تا ظاهر خورشیدی سبب افزایش بازده انرژی و انرژی شده چون با افزایش شار مقدار انرژی ذخیره شده در مخزن افزایش می یابد و پتانسیل بالاتری برای تولید کار در سامانه تزریق می شود. از آنجا که سامانه ذخیره ساز و تعداد به دست آمده کلکتورها با توجه به بیشترین تابش طراحی شده؛ بنابراین در تابش بیشینه، بیشترین کارایی را داشته و شاهد تخریب انرژی کمتری هستیم که سبب افزایش راندمان انرژی می شود.

شکل ۸ تأثیر تغییر شار خورشیدی بر روی پارامتر اقتصادی و نرخ هزینه فرآورده ها را نشان می دهد؛ که دیده می شود با افزایش شار خورشیدی، تخریب انرژی و هزینه مربوط به آن کاهش یافته و نرخ هزینه سرمایه گذاری به تقریب ثابت مانده است؛ بنابراین باعث افزایش پارامتر انرژی - اقتصادی شده است. علت ثابت ماندن هزینه سرمایه گذاری، ثابت بودن تعداد کلکتورها و همچنین مواد تغییر فاز مخزن ذخیره می باشد. همچنین با افزایش شار خورشیدی، سهم مواد تغییر فاز هم از انرژی مازاد در ساعات پیک بیش تر شده و موجب می شود سامانه از نظر اقتصادی نسبت به هزینه سوخت بویلر پیشی گیرد و فاکتور انرژی اکتونومیک افزایش یابد.

نتیجه گیری

در این پژوهش نخست سیکل رنگین آلی با محرک خورشیدی شبیه سازی و سپس تأثیر پارامترهای گوناگون بر روی عملکرد سامانه از منظر انرژی، انرژی و انرژی - اقتصادی بررسی شد. در حالت اولیه بازده انرژی و انرژی کل سامانه به ترتیب ۴۷/۲ و ۹/۷ بوده، همچنین مقدار کار خروجی و بازگشت ناپذیری کلی نیز به ترتیب ۵۱/۵۳ و ۱۲۹۱/۸ کیلووات می باشد. مقدار کلی فاکتور انرژی - اقتصادی برای این سیکل ۶۴/۷ درصد می باشد و در نتیجه به کار بردن اجزا با قیمت بالاتر که منجر به کاهش هزینه تخریب انرژی و افزایش هزینه ابتدایی سامانه شود توصیه می گردد. نتیجه های تحلیل پارامتری حاکی از این است که افزایش دما و فشار ورودی و همچنین فشار کندانسور سیکل آلی باعث افزایش بازده انرژی سیکل آلی و انرژی سامانه شده و همچنین سبب کاهش بازگشت ناپذیری کلی و کاهش نرخ هزینه تخریب انرژی و هزینه کلی را نیز در بر دارد.

\dot{W} توان (kW)
 Z هزینه ابتدایی خریداری (\$)

نمادهای یونانی

η بازده (%)
 ρ چگالی (kg/m^3)
 φ ضریب هزینه عملکرد و نگهداری
 Δ تغییرهای در متغیر

زیرنویسها

aux بویلر کمکی
 amb شرایط محیط
 D تخریب انرژی
 e حالت خروجی
 en انرژی
 ex انرژی
 F سوخت
 g ژنراتور
 i حالت ورودی
 l تلفات
 St مخزن ذخیره
 t توربین

افزایش دمای پینچ بر روی بازده انرژی و انرژی، موجب کاهش اندک آن شده اما بازگشت ناپذیری کلی را افزایش می‌دهد. همچنین باعث کاهش اندک نرخ تخریب انرژی و هزینه کلی می‌گردد. افزایش شار خورشیدی به نفع سامانه بوده و موجب افزایش راندمان انرژی و انرژی می‌شود از سویی موجب کاهش هزینه‌ی تخریب انرژی شده و در نتیجه با ثابت ماندن نرخ هزینه‌ی ابتدایی، افزایش پارامتر انرژی - اقتصادی را به همراه دارد. در کل افزایش شار خورشیدی، عملکرد سیکل را از منظر انرژی - اقتصادی بهبود می‌بخشد.

فهرست نمادها**نمادهای انگلیسی**

A مساحت (m^2)
 \dot{C} نرخ هزینه (\$/h)
 C_p ظرفیت ویژه گرمایی
 CRF ضریب بازگشت سرمایه
 \dot{E}_x انرژی (kJ)
 f فاکتور انرژی اقتصادی (%)
 G تابش لحظه‌ای (kW)
 H ساعات کارکرد در یک سال
 h آنتالپی مخصوص (kJ/kg)
 \dot{m} شدت جریان جرمی (kg/s)
 p فشار (kPa)
 \dot{Q} نرخ انتقال گرما (kW)
 s آنتروپی مخصوص (kJ/kg.K)
 T دما (درجه سلسیوس)
 U ضریب انتقال گرما ($\text{W/m}^2\text{C}$)

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۰/۰۶ ، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۷/۱۲/۲۰

مراجع

- [1] Gang Pei, Jing Li, Jie Ji , [Analysis of Low-Temperature Solar Thermal Electric Generation Using Regenerative Organic Rankine Cycle](#), *Applied Thermal Engineering*, **30**(8-9): 998-1004 (2010).
- [2] Jaffal H.M., [Theoretical Analysis on Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials Capsules for Solar Organic Rankine Cycle Power Generation System](#), **17**(1): 15-35 (2014).
- [3] Milad Ashouri, Mohammad H. Ahmadi, S. Mohsen Pourkiaei, Fatemeh Razi Astarai, Roghaye Ghasempour, Tingzhen Ming, Javid Haj Hemati, [Exergy and Exergo-Economic Analysis and Optimization of a Solar Double Pressure Organic Rankine Cycle](#), *Thermal Science and Engineering Progress*, **6**: 72-86 (2018).

- [4] Feidt, M., Kheiri, A., Pelloux-Prayer, S., [Performance Optimization of Low-Temperature Power Generation by Supercritical ORCs \(Organic Rankine Cycles\) using Low GWP \(Global Warming Potential\) Working Fluids](#). *Energy*; **67**: 513-26. (2014).
- [5] Rayegan R., Tao Y.X., [A Procedure to Select Working Fluids for Solar Organic Rankine Cycles \(ORCs\)](#). *Renew. Energ.*; **36**: 659-70 (2011).
- [6] Wang, J., Yan, Z., Zhao, P., Dai, [Off-Design Performance Analysis of a Solar Powered Organic Rankine Cycle](#). *Energ. Convers. Manage.*, **80**: 150-157 (2014)
- [7] McMahan A.C., ["Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar Thermal Power Plants"](#). MSc Thesis, (2006).
- [8] Quoilin S, Orosz M, Hemond H, Lemort V., [Performance and Design Optimization of a Low-Cost Solar Organic Rankine Cycle for Remote Power Generation](#). *Sol. Energ.* **85**: 955-66 (2011)
- [9] Ferrara F., Gimelli A., Luongo A., [Small-Scaled Concentrated Solar Power \(CSP\) Plant :ORC's Comparison for Different Organic Fluids](#), *Energy Procedia.*; **45**: 217-26 (2014).
- [10] Kheiri A, Feidt M, Pelloux-Prayer S., [Thermodynamic and Economic Optimizations of a Waste Heat to Power Plant Driven by a Subcritical ORC \(Organic Rankine Cycle\) using Pure or Zeotropic Working Fluid](#), *Energy*; **76**: 622-638 (2014).
- [۱۱] پاکدل، علی؛ جعفری نصر، محمدرضا؛ شبیه‌سازی و بررسی پارامتری چرخه تجمعی متمرکزکننده‌های سهموی خورشیدی و چرخه آلی رانکین برای تولید توان الکتریکی، *نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران*، (۳) ۳۳: ۶۵ تا ۸۳ (۱۳۹۳).
- [۱۲] کرمی، احسان؛ جعفری نصر، محمدرضا؛ پرخیال، سهیل، [بهینه‌سازی ترمودینامیکی و ترموآکونومیک چرخه‌ی رانکین آلی برای بازیافت گرمایی از کارخانه‌های سیمان](#)، *نشریه شیمی و مهندسی شیمی ایران*، (۱) ۳۷: ۲۱۹ تا ۲۳۵ (۱۳۹۷).
- [13] Wang J, Yan Z, Wang M, Li M, Dai Y., [Multi-Objective Optimization of an Organic Rankine Cycle \(ORC\) for Low-Grade Waste Heat Recovery Using Evolutionary Algorithm](#). *Energ. Convers. Manage.*; **71**: 146-58 (2013).
- [14] Al-Sulaiman F.A., [Exergy Analysis of Parabolic Trough Solar Collectors Integrated with Combined Steam and Organic Rankine Cycles](#), *Energy Convers. Manage.*; **77**: 441-9 (2014).
- [15] Cagri Kutlu, Jing Li, Yuehong Su, Gang Pei, Saffa Riffat, [Off-Design Performance Modelling of a Solar Organic Rankine Cycle Integrated with Pressurized Hot Water Storage Unit for Community-Level Application](#), *Energy Conversion and Management*, **166**: 132-145(2018).
- [16] Saeid Mohammadzadeh Bina, Saeid Jalilinasrabad, Hikari Fujii, [Thermo-Economic Evaluation of Various Bottoming ORCs for Geothermal Power Plant, Determination of Optimum Cycle for Sabalan Powerplant Exhaust](#), *Geothermics*, **70**: 181-191(2017).
- [17] Fateme Ahmadi Boyaghchi, Parisa Heidarnejad, [Thermoeconomic Assessment and Multi-Objective Optimization of a Solar Micro CCHP Based on Organic Rankine Cycle for Domestic Application](#), *Energy Conversion and Management*, **97**: 224-234 (2017).
- [18] Duccio Tempesti, Daniele Fiaschi, [Thermo-Economic Assessment of a Micro CHP System Fuelled by Geothermal and Solar Energy](#), *Energy*, **58**, 45-51(2013).