

تحلیل ترمودینامیکی یک سیستم تولید همزمان بر اساس یک چرخه برایتون فوق بحرانی دی اکسید کربن

مهران عبدالعلی پورعدل*
استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور دزفول، دزفول، ایران، m.abdolalipour@jsu.ac.ir

چکیده

امروزه مزایای اقتصادی، زیست محیطی و فنی به عنوان یک رویکرد مناسب برای سیستم‌های تولید همزمان بوده و رویکرد استفاده از گرمای اتلافی برای این سیستم‌ها ارزش خود را بیش از پیش نشان می‌دهد. در این مطالعه سیستم تولید همزمان متشکل از چرخه برایتون فوق بحرانی دی اکسید کربن، چرخه رانکین آلی، الکترولایزر غشاء پروتونی و واحد اسمز معکوس است. ابتدا تحلیل انرژی و انرژی‌های سیستم پیشنهادی انجام پذیرفته است، در ادامه روی این سیستم پیشنهادی مطالعه پارامتری انجام شده و در نهایت از دیدگاه بیشترین توان خالص چرخه، مورد بهینه‌سازی قرار گرفته است. نتایج بهینه‌سازی نشان می‌دهد که مقادیر توان خالص تولیدی، بازده‌های حرارتی و انرژی‌های هیدروژن تولیدی و آب شیرین‌شده به ترتیب ۲۵۲۳۶۶ کیلووات، ۴۳/۱ درصد، ۵۸/۳۷ درصد، ۱۲/۱۳ کیلوگرم بر ساعت و ۵۵/۵۲ کیلوگرم بر ثانیه می‌باشد. همچنین سیستم تولید همزمان پیشنهادی، دارای نتایج بهتری از دیدگاه بازده قانون اول نسبت به مطالعه پیشین می‌باشد.

واژه‌های کلیدی: چرخه فوق بحرانی دی اکسید کربن، تحلیل انرژی، تحلیل انرژی، سیستم تولید همزمان، آب شیرین، الکترولایزر.

Thermodynamic analysis of a multigeneration system based on a supercritical CO₂ Brayton

M. Abdolalipouradl

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, Jundi-Shapur University of Technology, Dezful, Iran

Abstract

Nowadays, the economic, environmental, and technical advantages are a suitable approach for multigeneration systems, and the approach of using waste heat for these systems shows its value more than ever. In this study, a multigeneration system consists of a supercritical carbon dioxide (S-CO₂) Brayton, Organic Rankine Cycle (ORC), Proton Exchange Membrane (PEM) electrolyzer, and Reverse Osmosis (RO) system. First, energy and exergy analysis has been done on the proposed system, then a parametric study has been performed on this proposed system and finally, it has been optimized from maximum output power viewpoint. The optimization results also show that 252366 kW, 43.1%, 58.37%, 12.13 kg/hr, and 55.52 kg/s, respectively, are calculated for the values of generated power, thermal and exergy efficiencies, hydrogen production, and produced fresh water. Moreover, the new multi-generation system that uses supercritical CO₂ in Bryton has better thermal efficiency compared to the previous study.

Keywords: Supercritical carbon dioxide cycle, energy analysis, exergy analysis, multigeneration system, desalinated water, electrolyzer.

می‌شود. دما و فشار بحرانی دی اکسید کربن به ترتیب ۳۰/۹۸ درجه سلسیوس و ۷/۳۸ مگاپاسکال بوده که باعث می‌شود این سیال رفتاری شبیه گاز تراکم‌ناپذیر از خود نشان داده و در نتیجه باعث کاهش توان مورد نیاز کمپرسور و در نتیجه بهبود عملکرد چرخه می‌شود. در نتیجه می‌توان از این خواص ترموفیزیکی دی اکسید کربن به عنوان یکی از دلایل برتری این سیال نسبت به سیالات دیگر نام برد. شایان ذکر است به دلیل فشار بالای چرخه فوق بحرانی، مبدل‌ها و توربوماشین‌های این چرخه حدود ۱۰ مرتبه کوچکتر از این اعضا در چرخه رانکین می‌باشد [۱، ۳].

چرخه برایتون فوق بحرانی دی اکسید کربن اولین بار توسط فهر مطرح گردید [۴]. مطالعات مختلفی روی این چرخه‌ها انجام گرفت. سرکار [۵]، تحلیل‌های انرژی و بهینه‌سازی چرخه تراکم مجدد S-CO₂ برای بررسی تأثیر پارامترهای عملکردی بر روی نسبت فشار بهینه، بازده انرژی و انرژی‌های هیدروژن را انجام داد. در مطالعه دیگری سرکار و باناچاریا [۶] یک سیستم برایتون فوق بحرانی دی اکسید کربن با تراکم مجدد و بازگرمایش مورد مطالعه قرار دادند. این آرایش با استفاده از عمل بازگرمایش و توربین فشار، بازده چرخه را

۱- مقدمه

امروزه با توجه به کمبود تامین انرژی، راندمان پایین استفاده از منابع انرژی و شرایط نامناسب محیط زیستی، نگرانی‌های گسترده‌ای را برانگیخته است، بنابراین حفاظت از محیط زیست و بهبود استفاده از منابع انرژی و همچنین افزایش تقاضای جهانی باعث شده است تا با استفاده از روش‌های جایگزین و یا استفاده از سیستم‌هایی با بازده بالاتر، شکاف بین عرضه و تقاضا را کاهش داد. کاهش هزینه تولید توان با استفاده از منابع انرژی تجدیدپذیر با گرمای اتلافی خروجی گامی مهم در جهت حفظ انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای در آینده می‌باشد و بهبود بهره‌وری انرژی راه حل دیگری برای حل مشکل فعلی می‌باشد [۱-۳].

بنابراین، جستجوی یک چرخه انرژی با راندمان بالاتر و در عین حال مصرف منبع انرژی کمتر، می‌تواند به عنوان یک حالت ایده‌آل در نظر گرفته شود. در این میان چرخه برایتون دی اکسید کربن فوق بحرانی به دلیل ایمنی بالاتر، سادگی، حجم کم و در نتیجه اشغال فضای کوچکتر به عنوان یک چرخه مناسب از لحاظ اقتصادی در نظر گرفته

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: m.abdolalipour@jsu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۲۰/۰۴/۲۷

تاریخ پذیرش: ۲۰/۰۶/۲۰

با افزایش ۳/۵ درصدی از خود نشان داد. یاری و سیروس آذر [۷] از چرخه رانکین آلی که از گرمای اتلافی یک چرخه برایتون فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن بهره می‌برده، با حالت عادی این چرخه مورد مقایسه قرار دادند و نشان دادند که بازده چرخه پیشنهادی حدود ۵-۲۶ درصد در مقایسه برایتون فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن ساده بیشتر است. یک آرایش تولید همزمان توان و سرمایش بر مبنای چرخه برایتون دی-اکسیدکربن فوق‌بحرانی توسط اکبری و محمودی [۸] پیشنهاد و مورد تحلیل اقتصادی قرار گرفت. نشان داده شد که در حالت تولید همزمان، حداقل هزینه کل واحد محصول در مورد طراحی بهینه هزینه، ۳/۵ درصد کمتر از حالت بهینه با بازده اگزرژی است. محمدی و فلاح [۹] به تحلیل اگزرژی پیشرفته شش آرایش دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی پرداختند. طبق نتایج حاصله بیشترین تأثیر چیدمان بر تخریب اگزرژی بیرونی مربوط به چرخه خنک‌کننده نسبی است. در ادامه طوسی و همکاران [۱۰] به بررسی آرایش‌های مختلف دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی و چرخه رانکین آلی پرداختند. طبق نتایج حاصله در بین چرخه‌های مورد بررسی، بالاترین راندمان حرارتی ۴۲/۹۵ درصد و اگزرژی ۵۹/۴ درصد مربوط به چرخه ترکیبی براتون فوق‌بحرانی دی‌اکسید کربن داخلی - رانکین آلی است.

وو و همکاران [۱۱] در ادامه برای دو آرایش (ترکیبی برایتون فوق‌بحرانی/فلش آلی و ترکیبی برایتون فوق‌بحرانی/رانکین آلی) مورد بررسی اگزرژی‌اکنونومی قرار دادند و نشان دادند که بازده قانون دوم و هزینه واحد محصول کل چرخه ترکیبی برایتون فوق‌بحرانی/فلش آلی به ترتیب تا ۶/۵۷ درصد بیشتر و تا ۳/۷۵ درصد کمتر از چرخه برایتون فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن می‌باشد. در مقایسه با چرخه ترکیبی برایتون فوق‌بحرانی/رانکین آلی، چرخه ترکیبی برایتون فوق‌بحرانی/فلش آلی می‌تواند بازده قانون دوم کمی بالاتر و هزینه کل محصول واحد قابل مقایسه یا کمی کمتر را دارا باشد. مهران‌پور و همکاران [۱۲] از یک سیستم ترکیبی جدید برای تولید توان و آب شیرین با استفاده از چرخه فوق‌بحرانی تراکم‌مجدد دی‌اکسیدکربن پرداختند. از قسمت برایتون برای تولید توان و از قسمت نمک‌زدایی رطوبت‌زنی-رطوبت‌زدایی جهت تولید آب شیرین استفاده کردند، در واقع از گرمای اتلافی چرخه فوق‌بحرانی (دارای یک توربین، دو بازایاب، دو کمپرسور و یک راکتور) برای شیرین‌سازی استفاده کردند.

امروزه مزایای اقتصادی، زیست محیطی و فنی به عنوان یک رویکرد مناسب برای سیستم‌های تولید همزمان بوده و رویکرد استفاده از گرمای اتلافی برای این حالت ارزش خود را بیش از پیش نشان می‌دهد. گنگ و ژاو [۱۳] سیستم تولید همزمان برای تولید توان، آب شیرین و سرمایش بر مبنای انرژی حرارتی اقیانوس پرداختند، نتایج نشان داد که راندمان حرارتی ۴۹/۳۲ درصد، راندمان اگزرژی ۵۰/۰۸ درصد و هزینه تولید توان ۲۱۵/۳۷ دلاربرگیگاژول محاسبه شد. مهاجر و همکاران [۱۴] به تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیستم تولید همزمان توان، سرما و گرمای یکپارچه شده با آب شیرین-کن آب دریا به روش اسمز معکوس و تقطیر چند مرحله‌ای و با استفاده از انرژی خورشیدی پرداختند و نشان دادند که راندمان اگزرژی و گرمایشی افزایش پیدا کرده است. صباغی و سفید [۱۵] به تحلیل انرژی، اگزرژی، اقتصادی و محیط زیستی یک چرخه رانکین آلی با هدف تولید همزمان توان، هیدروژن و آب شیرین با منبع انرژی ترکیبی زمین گرمایی و زیست

توده پرداختند. مقدار هیدروژن تولیدی و آب شیرین به ترتیب ۱/۵۸ لیتر بر ثانیه و ۴/۱۵ کیلوگرم بر ثانیه محاسبه شد. درآبادی و همکاران [۱۶] به ارزیابی ترمودینامیکی و ترمواقصدی تولید هیدروژن با استفاده از یک سیستم تولید همزمان کارآمد مبتنی بر احتراق سوخت غنی پرداختند. سیستم پیشنهادی آن‌ها عمدتاً شامل یک چرخه دی-اکسیدکربن فوق‌بحرانی، یک توربین گاز مجهز به یک محفظه احتراق با سوخت غنی، یک غشاء برای جداسازی هیدروژن و یک راکتور انتقال آب-گاز است. راندمان کلی انرژی ۷۵/۱ درصد، راندمان اگزرژی ۵۸/۹ درصد، نرخ تولید هیدروژن ۴۰/۶ کیلوگرم در ساعت، نرخ هزینه کل سیستم ۲۲۲ دلاردرساعت و هزینه توان تولیدی ۵۱ دلاردرمگاوات ساعت حاصل شد.

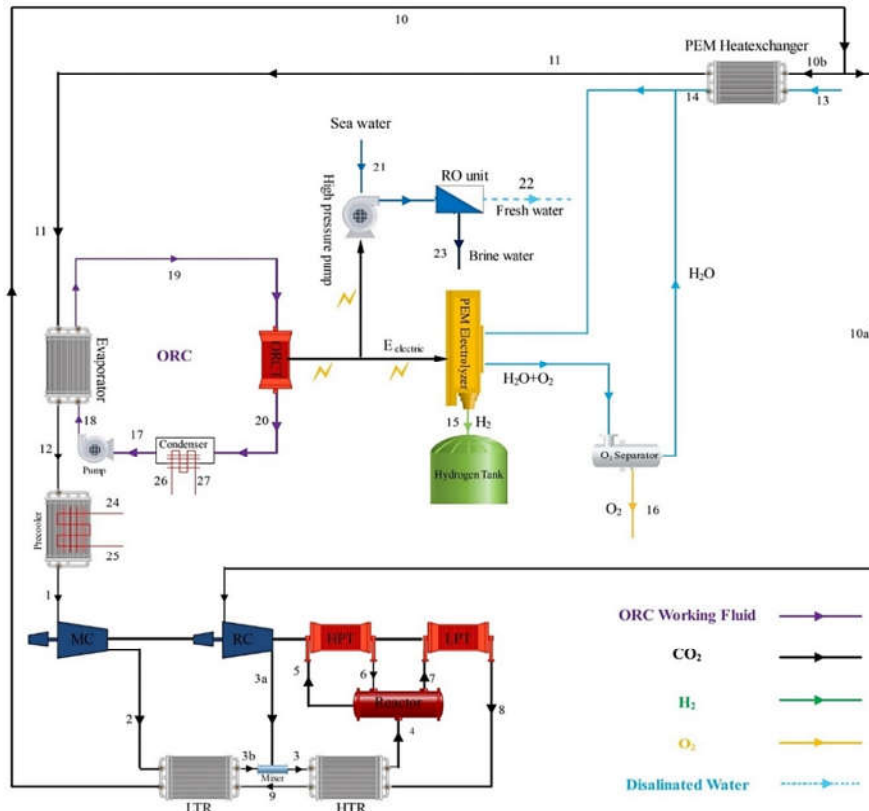
با توجه به مطالعات [۵، ۶] مشخص می‌شود که مقدار زیادی انرژی در قسمت پیش‌خنک‌کن چرخه دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی برایتون اتلاف می‌شود. از سوی دیگر با رویکرد افزایش بازده و استفاده-های مختلف از این انرژی اتلافی یک سیستم تولید همزمان جدید پیشنهاد و مورد تحلیل انرژی و اگزرژی قرار می‌گیرد. این سیستم پیشنهادی مبتنی بر چرخه دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی برایتون بوده و برای تولید توان، هیدروژن و آب شیرین استفاده می‌شود. اهداف کلی این بررسی به صورت زیر عنوان‌بندی می‌شود:

- ✓ استفاده از چرخه دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی برایتون به عنوان تامین‌کننده اصلی انرژی
- ✓ بهره‌بردن از چرخه رانکین آلی برای تولید توان بیشتر
- ✓ بهره‌بردن از واحد اسمز معکوس و الکترولیزر غشاء پروتونی برای تولید تولید آب شیرین و هیدروژن
- ✓ تحلیل قانون اول و دوم و بررسی پارامتریکی سیستم
- ✓ بهینه‌سازی سیستم پیشنهادی
- ✓ مقایسه با مطالعات مشابه قبلی

۲- توصیف سیستم و مدل‌سازی

۲-۱- توصیف سیستم

در شکل ۱ طرحواره سیستم تولید همزمان جهت تولید هیدروژن، اکسیژن، آب شیرین و توان به نمایش درآمده است. این سیستم از یک چرخه برایتون دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی تراکم‌مجدد بهره‌برده است. جریان دی‌اکسیدکربن خروجی از بازایاب دما بالا (نقطه ۴) وارد راکتور شده و به دمای بالای چرخه رسیده و سپس این جریان دما و فشار بالا وارد توربین فشار بالا شده و ضمن تولید توان به فشار میانی چرخه می‌رسد (نقطه ۶). سیال دی‌اکسیدکربن فرابحرانی خروجی توربین فشار بالا با عبور دوباره از راکتور (جریان ۶ تا ۷) به دمای بالای چرخه رسیده و در توربین فشار پایین توان تولید می‌کند. به دلیل بالا بودن دمای خروجی از توربین فشار پایین از جریان گرم دی‌اکسیدکربن در بازایاب دما بالا (جریان ۸ تا ۹) و دما پایین (جریان ۹ تا ۱۰) استفاده شده تا ضمن خنک‌سازی، گرمای این دو جریان به قسمت فشار بالای چرخه‌ها انتقال داده شود. جریان دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی خروجی از بازایاب دما پایین به دلیل دما بالا بودن (جریان ۱۰) نباید مستقیماً وارد کمپرسورها شود. X مقدار از کل دبی این سیال (۱۰a) وارد کمپرسور تراکم‌مجدد شده و باقیمانده این جریان یعنی (۱-X) از کل دبی به قسمتی که در انتها به کمپرسور تراکم اصلی ختم می‌شود



شکل ۱- چرخه پیشنهادی تولید همزمان بر مبنای چرخه برایتون فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن

هم جدا می‌شوند و آب جدا شده جهت الکترولیزر به چرخه برمی‌گردد.

۲-۲- فرضیات

فرض‌های زیر برای مدل‌سازی آرایش پیشنهادی استفاده شده است:

- ✓ کارکرد هر یک از اعضای سیستم پیشنهادی به صورت پایا می‌باشد.
- ✓ از افت فشار در اعضای سیستم صرف نظر شده است.
- ✓ سیال R123، R32، R141b و ایزوپنتان به علت سازگاری با لایه اوزون، دما و فشار بحرانی متوسط، عدم اسیدی بودن، تطابق خوب دمایی با منبع گرم و دمای جوش نرمال مناسب در چرخه رانکین آلی استفاده شده است [17].
- ✓ راندمان آیزنتروپیک توربین‌ها ۹۰٪، بازده کمپرسور اصلی و تراکم مجدد ۸۵٪، راندمان بازیاب دما بالا و پایین ۸۶٪ و پمپ رانکین ۹۰٪ فرض شده است [۵، ۶].
- ✓ ۲۵ درصد از توان چرخه رانکین آلی جهت اسمز معکوس و ۲۵ درصد دیگر جهت الکترولیزر مورد استفاده قرار گرفته است.
- ✓ فشار محیط ۱۰۰ کیلوپاسکال و دمای محیط ۲۵ درجه سلسیوس می‌باشد.
- ✓ دمای چگالنده ۴۰ درجه سلسیوس فرض شده است.
- ✓ مقدار انرژی ورودی به سیستم ۶۰۰ مگاوات، نسبت فشار کمپرسور ۲/۶، فشار بالای چرخه ۲۰۰ بار، ۵۰۰ درجه سلسیوس در نظر گرفته شده است [۵، ۶].
- ✓ پارامترهای ورودی برای کل چرخه در جدول ۱ بیان شده است.

جریان می‌یابد. به دلیل دما بالا بودن این جریان ابتدا از آن در مبدل الکترولیزر استفاده شده تا آب این مبدل به دمای ۸۰ درجه سلسیوس (دمای مورد نیاز برای الکترولیزر) برسد. سیال دی‌اکسیدکربن فوق-بحرانی خروجی وارد تبخیرکن (جریان ۱۱ تا ۱۲)، چرخه رانکین آلی می‌شود تا انرژی مورد نیاز برای تولید توان توسط سیال عامل آلی در توربین رانکین آلی را فراهم سازد. جریان دی‌اکسیدکربن خروجی از تبخیرکن وارد پیش‌خنک‌کن شده تا به دمای پایین چرخه برسد. جریان وارد شده به کمپرسور اصلی پس از رسیدن به فشار بالای چرخه (نقطه ۲) و عبور از بازیاب دما پایین (جریان ۳b) با جریان خروجی از کمپرسور تراکم مجدد (جریان ۳a) مخلوط شده و سپس وارد بازیاب دما بالا می‌شود. برای تولید آب شیرین از سیستم اسمز معکوس بهره برده شده است. فشار لازم برای عبور آب شور از غشاء توسط پمپ فشار بالا در سیستم اسمز معکوس فراهم می‌شود. آب شور با عبور از سیستم اسمز معکوس، به آب با غلظت نمک بسیار کم یا آب شیرین (جریان ۲۲) و به آب با غلظت نمک بیشتر (جریان ۲۳) تبدیل می‌شود. همچنین در این آرایش قسمتی از تولید توان توربین چرخه رانکین آلی برای استفاده در الکترولیزر غشاء پروتونی و اسمز معکوس به ترتیب برای تولید هیدروژن و اکسیژن و آب شیرین استفاده می‌شود. آب گرم شده در مبدل الکترولیزر، وارد الکترولیزر غشاء پروتونی شده و طی فرایند الکترولیزر، به دو جریان در کاتد (شامل هیدروژن) و آنود (جریان مخلوط آب و اکسیژن) تبدیل می‌شود. در انتها هیدروژن تولیدی در مخازن ذخیره می‌گردد. همچنین آب و اکسیژن در جداساز اکسیژن از

جدول ۱- پارامترهای ورودی برای چرخه (۱۸-۲۰)

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$T_{reactor} (^{\circ}C)$	۸۰۰	$T_{min, Bryton} (^{\circ}C)$	۳۲
$PR (-)$	۲/۶	$T_{max, Bryton} (^{\circ}C)$	۵۵۰
$\eta_{is, Comp} (\%)$	۸۵	$\eta_{is, Tur} (\%)$	۹۰
$\eta_{is, pump} (\%)$	۹۰	$\varepsilon (\%)$	۸۶
$T_{Cond} (^{\circ}C)$	۴۰	$T_{EV} (^{\circ}C)$	۷۰
$\eta_V (-)$	۴۲	$T_F (^{\circ}C)$	۲۵
$RR (-)$	۰/۳	$T_0 (^{\circ}C)$	۲۵
$X_f (PPM)$	۴۵۰۰۰	$A_e (m^2)$	۴/۳۵
$M_f (m^3/hr)$	۴۸۵/۹	$FF (-)$	۰/۸۵
$J_a^{ref} (A/m^2)$	۱۷۰۰۰۰	λ_c	۱۰
$J_c^{ref} (A/m^2)$	۴۶۰۰	λ_a	۱۴
$E_{act,a} (kJ/mol)$	۷۶	$D (\mu m)$	۵۰
$E_{act,c} (kJ/mol)$	۱۸	$F (C/mol)$	۹۶۴۸۶
$T_{PEM} (^{\circ}C)$	۸۰	$P_0 (bar)$	۱

بازده آیزنتروپیک کمپرسورهای اصلی و تراکم مجدد به ترتیب زیر ارائه می‌شوند [۵، ۶]:

$$\eta_{is,mc} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (11)$$

$$\eta_{is,rc} = \frac{(h_{3as} - h_{10a})}{(h_{3a} - h_{10a})} \quad (12)$$

توان مصرفی کمپرسورهای اصلی و تراکم مجدد به ترتیب زیر بیان می‌شوند [۵، ۶]:

$$\dot{W}_{mc} = \dot{m}(1-x)(h_2 - h_1) \quad (13)$$

$$\dot{W}_{rc} = \dot{m} \cdot x (h_{3a} - h_{10a}) \quad (14)$$

همچنین بازده آیزنتروپیک پمپ چرخه رانکین و توان مصرفی آن به صورت زیر بیان می‌شوند:

$$\eta_{pump} = \frac{v_{17}(P_{18} - P_{17})}{h_{18} - h_{17}} \quad (15)$$

$$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_{ORC}(h_{18} - h_{17}) \quad (16)$$

شایان ذکر است که روابط استفاده شده برای واحد الکترولایزر غشاء پروتونی و سیستم اسمز معکوس به ترتیب در جداول ۲ و ۳ بیان شده است.

جدول ۲- معادلات حاکم بر واحد الکترولایزر غشاء پروتونی [۱۹، ۲۰]

پارامتر	معادله
نرخ جریان آب باقی‌مانده	$\dot{N}_{H_2O,out} = \dot{N}_{H_2O,in} - \frac{J}{2F}$
نرخ جریان مولی اکسیژن	$\dot{N}_{O_2,out} = \frac{J}{4F}$
نرخ جریان مولی هیدروژن	$\dot{N}_{H_2,out} = \frac{J}{2F} = \dot{N}_{H_2O,reacted}$
پتانسیل اهمی	$V_{ohm} = JR_{PEM}, R_{PEM} = \int_0^D \frac{dx}{\sigma_{PEM}[\lambda(x)]}$ $\lambda(x) = \frac{\lambda_a - \lambda_c}{D}x + \lambda_c$ $\sigma_{PEM}[\lambda(x)] = [0.5139\lambda(x) - 0.326] \times \exp\left[1268\left(\frac{1}{303} - \frac{1}{T}\right)\right]$
پتانسیل فعال‌سازی آند	$V_{act,a} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1}\left(\frac{J}{2J_{0,a}}\right)$ $J_{0,a} = J_a^{ref} \exp\left(\frac{-E_{act,a}}{RT}\right)$
پتانسیل فعال‌سازی کاتد	$V_{act,c} = \frac{RT}{F} \sinh^{-1}\left(\frac{J}{2J_{0,c}}\right)$ $J_{0,c} = J_c^{ref} \exp\left(\frac{-E_{act,c}}{RT}\right)$
ولتاژ الکترولایزر	$V = V_0 + V_{act,c} + V_{act,a} + V_{ohm}$
پتانسیل برگشت‌پذیر	$V_0 = 1.229 - 0.00085(T_{PEM} - 298)$
توان مصرفی الکترولایزر	$\dot{E}_{electric} = JV, \dot{E}_{electric} = a \times \dot{W}_{ORCT}$

جدول ۳- معادلات حاکم بر واحد اسمز معکوس [۱۸]

پارامتر	معادله
نمک موجود در آب شور خروجی	$X_b = \frac{M_f \cdot X_f - M_d \cdot X_d}{M_b}$

۱-۲- تحلیل انرژی

برای بقای جرم و قانون اول انرژی به صورت زیر بیان می‌شود [۲۱، ۲۲]:

$$\sum_i \dot{m} = \sum_o \dot{m} \quad (1)$$

$$\sum_i \dot{m}h + \sum_j \dot{Q}_j = \sum_o \dot{m}h + \sum_k \dot{W}_k \quad (2)$$

که در رابطه بالا انتقال گرما از سطح حجم کنترل، \dot{W}_k کار انجام شده و h آنتالپی سیال، \dot{m} دبی جرمی، زیرنویس‌های i جریان ورودی و o جریان خروجی می‌باشند.

بازده مبدل‌های دما بالا و پایین به صورت زیر ارائه می‌شوند [۵، ۶]:

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{(T_8 - T_9)}{(T_8 - T_3)} \quad (3)$$

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{(T_9 - T_{10})}{(T_9 - T_2)} \quad (4)$$

بازده آیزنتروپیک توربین‌های فشار بالا و پایین و چرخه رانکین به ترتیب زیر بیان می‌شوند [۵، ۶]:

$$\eta_{is,HPT} = \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{6s})} \quad (5)$$

$$\eta_{is,LPT} = \frac{(h_7 - h_8)}{(h_7 - h_{8s})} \quad (6)$$

$$\eta_{is,ORCT} = \frac{(h_{19} - h_{20})}{(h_{19} - h_{20s})} \quad (7)$$

توان تولیدی هرکدام از توربین‌های فشار بالا و پایین و چرخه رانکین به ترتیب زیر ارائه می‌شوند [۵، ۶]:

$$\dot{W}_{HPT} = \dot{m}(h_5 - h_6) \quad (8)$$

$$\dot{W}_{LPT} = \dot{m}(h_7 - h_8) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{ORCT} = \dot{m}_{ORC}(h_{19} - h_{20}) \quad (10)$$

$$\dot{E}x_{Reactor} = \dot{Q}_r \left(1 - \frac{T_0}{T_r}\right) \quad (24)$$

که در رابطه بالا \dot{Q}_r گرمای حاصله در راکتور و T_r دمای پوسته راکتور می‌باشد.

در این بررسی با در نظر گرفتن فرضیات گفته شده و روابط حاکم گفته شده در قسمت‌های قبل برای سیستم پیشنهادی، حل معادلات به صورت همزمان در نرم افزار حل معادلات مهندسی (E.E.S) [۲۵] صورت پذیرفته است. شایان ذکر است سیستم بیان شده نسبت به تابع هدف توان خالص مورد بهینه‌سازی تک‌هدفه قرار گرفته است. روش استفاده شده جهت بهینه‌سازی تک‌هدفه، الگوریتم ژنتیک موجود در نرم افزار E.E.S می‌باشد.

قابل بیان است که در بهینه‌سازی محدوده متغیرهای مطابق زیر می‌باشند:

$$24 < PR(-) < 32 \quad (25)$$

$$5 < \Delta T_{PP, EV} (^{\circ}C) < 20 \quad (26)$$

$$50 < T_{EV} (^{\circ}C) < 70 \quad (27)$$

۲-۴- صحت سنجی

برای صحت‌سنجی بررسی حاضر، در سه بخش جداگانه، چرخه فوق-بحرانی دی‌اکسیدکربن تراکم مجدد، قسمت تولید هیدروژن و آب شیرین با نتایج مطالعات قبلی به ترتیب در جدول ۴ و ۵ و شکل ۲ سنجش و صحت‌سنجی شده است. نتایج حاصله از مدل‌سازی در این بررسی تطابق بسیار خوبی با نتایج تحقیقات قبلی دارا می‌باشد.

جدول ۴- نتایج شبیه‌سازی بخش چرخه فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن

تراکم مجدد

متغیرها	کار حاضر	[۶]	درصد خطا (%)
$r_{p,opt} (-)$	۲/۶۴۳	۲/۶۴	۰/۱۱
$x_{opt} (-)$	۰/۳۰۱۱	۰/۳۱۲	۳/۴۹
$\eta_{th} (%)$	۴۱/۷۴	۴۱/۹۰	۰/۳۸

جدول ۵- نتایج شبیه‌سازی بخش آب شیرین

متغیرها	کار حاضر	[۱۸]	درصد خطا (%)
$\Delta P (kPa)$	۶۸۳۲	۶۸۵۰	۰/۲۶
$\dot{W}_{HPP} (kW)$	۱۱۱۸	۱۱۳۱	۱/۱۶
$X_b (ppm)$	۶۴۱۸۰	۶۴۱۸۰	۰/۰
$X_d (ppm)$	۲۵۲	۲۵۰	۰/۸
$M_b (m^3/hr)$	۳۴۰/۱	۳۴۰/۱	۰/۰
$M_f (m^3/hr)$	۴۸۵/۹	۴۸۵/۹	۰/۰

نمک موجود در آب شیرین خروجی	$X_d = X_f (1 - SR)$
دبی آب شور	$M_b = M_f - M_d$
نسبت بازیابی	$RR = \frac{M_d}{M_f}$
دبی آب شور	$M_b = M_f - M_d$
اختلاف فشار خالص	$\Delta P = \left(\frac{M_d}{3600 \times TCF \times FF \times A_e \times n_e \times n_v \times k_w} \right) + \Delta \Pi$
فشار اسمزی خالص	$\Delta \Pi = \Pi_{ave} - \Pi_d$
متوسط فشار در سمت تغذیه	$\Pi_{ave} = 0.5 \times (\Pi_b + \Pi_f)$
فاکتور اصلاح دما	$TCF = \exp \left\{ 2700 \times \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{298} \right) \right\}$
نفوذپذیری غشا	$k_w = \frac{6.48 \times 10^{-8} \times (18.6865 - 0.177 X_b)}{T}$
توان پمپ فشار بالا	$\dot{W}_{HPP} = \left(\frac{1000 \times M_f \times \Delta P}{3600 \times \eta_p \times \rho_f} \right)$
توان مصرفی پمپ فشار بالا	$\dot{W}_{HPP} = b \times \dot{W}_{ORCT}$

۲-۲- تحلیل انرژی

مقدار انرژی یک عضو طبق رابطه زیر بدست می‌آید [۲۳، ۲۴]:

$$\dot{E}x_{tot} = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (17)$$

که در آن $\dot{E}x_{ch}$ انرژی شیمیایی و $\dot{E}x_{ph}$ انرژی شیمیایی می‌باشد. همچنین انرژی فیزیکی طبق معادله زیر حاصل می‌شود [۲۳، ۲۴]:

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m} [(h - h_0) - T_0 (s - s_0)] \quad (18)$$

همچنین مقدار تخریب انرژی طبق رابطه‌ی ۱۹ محاسبه می‌شود [۲۳، ۲۴]:

$$\dot{E}x_D = \dot{E}x_F - \dot{E}x_P \quad (19)$$

که در معادله بالا $\dot{E}x_F$ انرژی سوخت و $\dot{E}x_P$ انرژی محصول می‌باشند.

۲-۳- شاخصه‌های عملکردی

بازده حرارتی چرخه پیشنهادی مطابق با معادله‌ی زیر ارائه می‌شود:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{m}_{22} h_{22} + \dot{m}_{H_2} LHV_{H_2}}{\dot{Q}_{in}} \quad (20)$$

که در رابطه بالا انرژی ورودی به سیستم و مقدار توان خالص به ترتیب طبق رابطه‌ی (۲۱) و (۲۲) حاصل می‌گردد [۵، ۶]:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m} [(h_5 - h_4) + (h_7 - h_6)] \quad (21)$$

$$\dot{W}_{net} = (\dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT} + \dot{W}_{ORCT}) - (\dot{W}_{ORCP} + \dot{W}_{HPP} + \dot{E}_{electric} + \dot{W}_{MC} + \dot{W}_{RC}) \quad (22)$$

همچنین برای بازده قانون دوم (انرژی) خواهیم داشت:

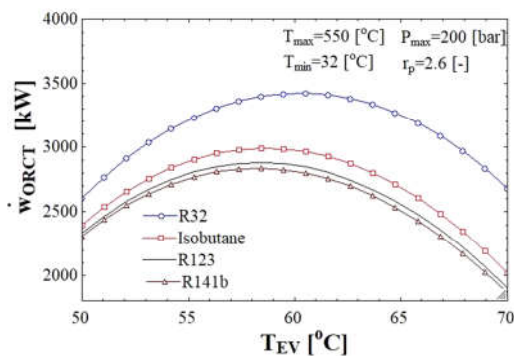
$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{22} + \dot{E}x_{15}}{\dot{E}x_{Reactor}} \quad (23)$$

رابطه بالا انرژی ورودی به سیستم با انرژی راکتور طبق رابطه زیر حاصل می‌گردد [۵، ۶]:

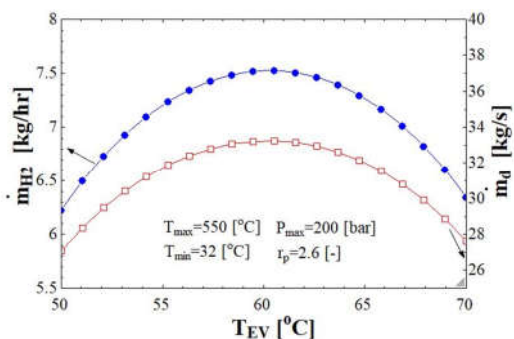
ازای دمای تبخیرکن به ازای هر چهار سیال عامل خواهد شد. همچنین بین چهار سیال عامل (R123، R32، R141b و ایزوبوتان) سیال R32 به دلیل تطابق خوب با منبع حرارتی نتایج بهتری را به لحاظ تولید توان توربین رانکین از خود نشان داد. در نتیجه این سیال به عنوان سیال پایه برای این بررسی انتخاب گردید.

در شکل ۵ اثر تغییرات دمای تبخیرکن روی تولید هیدروژن و آب شیرین شده به نمایش درآمده است. با توجه به شکل قبلی، با افزایش دمای تبخیرکن توان توربین حالت بهینه داشته است. با توجه به توان مورد نیاز به پمپ فشار بالا ($\dot{W}_{HPP} = b \times \dot{W}_{ORCT}$) و انرژی مورد نیاز الکترولایزر ($\dot{E}_{electric} = a \times \dot{W}_{ORCT}$) و معادلات حاکم در جدول ۲ و ۳، با افزایش دمای تبخیرکن مقدار هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده روندی شبیه به شکل ۴ خواهد داشت. شایان ذکر است که در یک دمای تبخیرکن، هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده به بیشینه مقدار خود خواهند رسید.

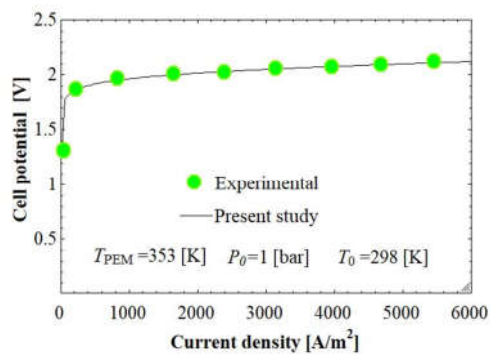
تأثیر دمای تبخیرکن روی بازده حرارتی و اگزرژی سیستم پیشنهادی در شکل ۶ ارائه گردیده است. با توجه به این شکل قابل مشاهده است که به ازای دو دمای تبخیرکن متفاوت بازده حرارتی (۴۲/۳ درصد) و بازده اگزرژی (۵۷/۷۹ درصد) به حالت بهینه خود رسیده‌اند. همانطور که ملاحظه گردید با بیشینه شدن هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده، پارامتر مرتبط با انرژی و اگزرژی آن‌ها نیز بیشینه شده و در نتیجه با توجه به معادلات ۲۰ و ۲۳، بازده حرارتی و بازده اگزرژی دارای مقدار بیشینه‌ای خواهد بود.



شکل ۴- توان خالص چرخه رانکین آلی بر حسب دمای تبخیرکن به ازای سیال‌های مختلف

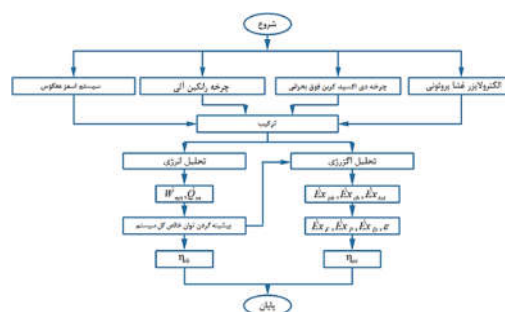


شکل ۵- دبی هیدروژن تولید شده و آب شیرین شده بر حسب دمای تبخیرکن



شکل ۲- نتایج شبیه‌سازی بخش تولید هیدروژن با مطالعه [۱۹]

و در نهایت در شکل ۳، فلوجارت خلاصه تحلیل سیستم پیشنهادی نشان داده شده است.



شکل ۳- فلوجارت خلاصه تحلیل سیستم پیشنهادی

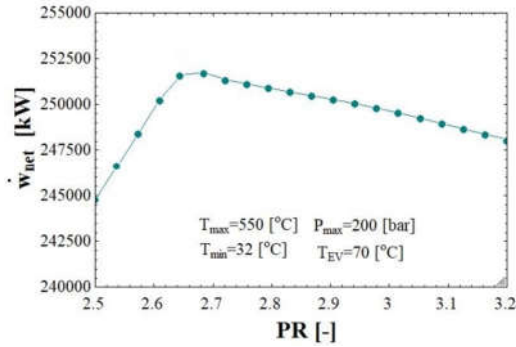
۳- نتایج و بحث

برای سیستم پیشنهادی حالت پایه و به ازای دمای تبخیرکن ۷۰ درجه سلسیوس، نسبت فشار چرخه برایتون ۲/۶، بیشینه فشار چرخه ۲۰۰ بار، کمینه و بیشینه دمای چرخه ۳۲ و ۵۵۰ درجه سلسیوس، دمای الکترولایزر ۸۰ درجه سلسیوس، انرژی ورودی به برایتون ۶۰۰ مگاوات و سیال چرخه رانکین آلی R32 در نظر گرفته شده است. با این فرضیات، توان خالص سیستم ۲۴۹۷۱۰ کیلووات، بازده حرارتی ۴۲/۱۴ درصد، بازده اگزرژی ۵۷/۶۹ درصد، آب شیرین تولید ۲۷/۶۴ کیلوگرم بر ثانیه، هیدروژن تولیدی ۶/۳۴۵ کیلوگرم بر ساعت، تخریب اگزرژی کل ۱۶۹۹۲۵ کیلووات و گرمای اتلافی در پیش‌خنک‌کن ۳۱۵۲۶۲ کیلووات محاسبه شده است.

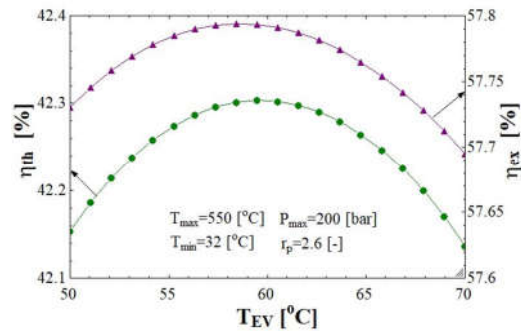
۳-۱- بررسی پارامتری

تجزیه و تحلیل پارامتری، که به‌عنوان تجزیه و تحلیل حساسیت شناخته می‌شود، مطالعه تأثیر پارامترهای هندسی یا فیزیکی موثر مختلف بر پارامترهای عملکردی سیستم پیشنهادی می‌باشد.

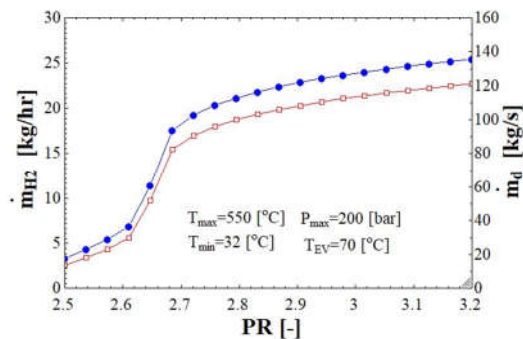
در شکل ۴ تأثیر دمای تبخیرکن به ازای سیال‌های مختلف روی توان توربین چرخه رانکین بیان شده است. با افزایش دمای تبخیرکن، آنتالپی ورودی توربین رانکین افزایش یافته در حالیکه دبی چرخه رانکین آلی کاهش می‌یابد. این روند متناقض باعث ایجاد نقطه بهینه به



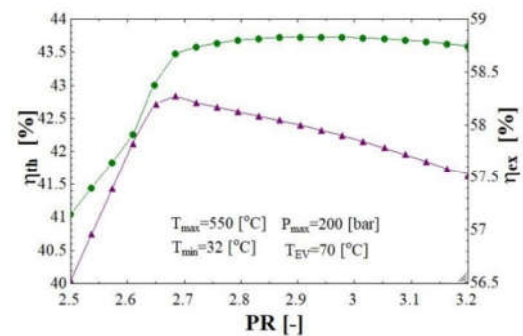
شکل ۷- توان خالص کل سیستم برحسب نسبت فشار چرخه



شکل ۶- بازده‌های حرارتی و اگزرژی برحسب دمای تبخیر کن



شکل ۸- دبی هیدروژن تولید شده و آب شیرین شده برحسب نسبت فشار چرخه

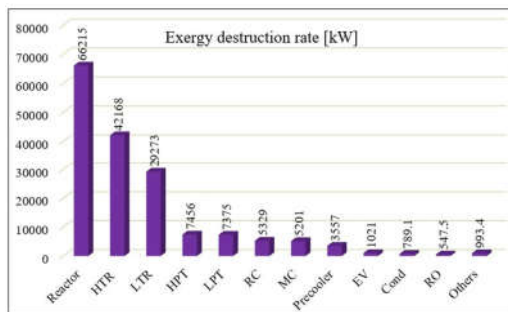


شکل ۹- بازده‌های حرارتی و اگزرژی برحسب نسبت فشار چرخه

در شکل ۷ تاثیر نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی روی توان خالص چرخه سیستم پیشنهادی ارائه شده است. با توجه به این شکل در نسبت فشار ۲/۶۴ توان خالص به بیشترین مقدار خود می‌رسد. با افزایش این مقدار و ثابت بودن فشار بیشینه چرخه (۲۰۰ بار)، مقدار کمینه فشار چرخه و به تبع آن آنتالپی خروجی اعضای مرتبط با آن کاهش می‌یابد. در نتیجه باعث می‌شود که توان تولیدی توربین فشار بالا و پایین افزایش یافته در حالیکه توان مصرفی کمپرسور اصلی و تراکم مجدد کاهش می‌یابد. بنابراین این روند متناقض باعث ایجاد نقطه بیشینه برای توان خالص شده است.

در شکل ۸ تاثیر نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی روی نرخ دبی هیدروژن تولید شده و آب شیرین شده ترسیم شده است. با افزایش نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی، مقدار دبی جریان (۱۰b) همواره افزایش می‌یابد، این افزایش باعث می‌شود طبق بقای انرژی، انرژی ورودی به چرخه رانکین آلی و به تبع آن توان تولیدی توربین چرخه رانکین آلی افزایش یابد. طبق معادلات حاکم در جدول ۲ و ۳، با افزایش توان توربین چرخه رانکین آلی، مقدار هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده افزایش خواهد یافت. شکل ۹ تأثیر تغییرات نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی بر روی بازده‌های حرارتی و اگزرژی سیستم تولید همزمان را نشان می‌دهد. با توجه به معادلات ۲۰ و ۲۳ بازده حرارتی و اگزرژی علاوه بر تولید توان خالص سیستم (یا همان اگزرژی محصول چرخه) به انرژی و اگزرژی هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده نیز وابسته است، اما تاثیر تولید توان خالص سیستم (یا همان اگزرژی محصول چرخه) که دارای نقطه بهینه مطابق شکل ۷ است بر روند افزایشی انرژی و اگزرژی هیدروژن تولیدی و آب شیرین شده غلبه کرده و باعث ایجاد بیشینه متفاوت برای بازده انرژی و اگزرژی شده است.

در شکل ۱۰ و ۱۱ به ترتیب تاثیر همزمان دمای تبخیرکن و نسبت فشار چرخه برایتون روی بازده حرارتی و اگزرژی نمایش داده شده است. طبق این شکل‌ها در حالت تاثیر همزمان، چرخه تولید چندگانه بازده حرارتی و بازده اگزرژی با افزایش دمای تبخیرکن و در نقطه بهینه نسبت به نسبت فشار چرخه برایتون، دارای مقدار بیشینه خواهد بود. با افزایش نسبت فشار تا یک نقطه مشخص، توان خالص افزایش می‌یابد، در حالیکه با افزایش نسبت فشار، توان چرخه رانکین و به تبع آن تولید هیدروژن و آب شیرین همواره افزایش می‌یابد. اما با توجه به زیاد بودن تاثیر مقدار توان خالص، با توجه به رابطه ۲۰، بازده حرارتی دارای یک مقدار بهینه خواهد بود. از طرفی در تاثیر همزمان توان توربین رانکین با دمای تبخیرکن افزایش یافته که در این حالت تولید هیدروژن و آب شیرین به مقدار بیشتر شده و در نتیجه با افزایش



شکل ۱۲- تخریب انرژی اعضای سیستم

نتایج بهینه‌سازی برای سیستم پیشنهادی بر مبنای برایتون فوق بحرانی، در جدول ۶ آورده شده است. برای نسبت فشار ۲/۶۵ چرخه، اختلاف دمای تنگش تبخیرکن ۵ درجه سلسیوس و دمای تبخیرکن ۶۷/۵ درجه سلسیوس، بیشترین مقدار توان خالص (۲۵۲۳۶۶) حاصل شده است. در این حالت، بازده حرارتی ۴۳/۱ درصد، بازده انرژی ۵۸/۳۷ درصد، هیدروژن تولیدی ۱۲/۱۳ کیلوگرم بر ساعت، آب شیرین‌شده ۵۵/۱۲ و گرمای اتلافی در پیش‌خنک‌کن ۲۴۸۴۴۸ کیلووات بدست آمده است.

در انتها با مقایسه نتایج حاصله از این بررسی با نتایج مطالعه سرکار و باتاچاریا [۶] در شرایط یکسان چرخه برایتون فوق بحرانی (نسبت فشار چرخه برایتون ۲/۶۴، بیشینه فشار چرخه، ۲۰۰ بار، کمینه و بیشینه دمای چرخه ۳۲ و ۵۵۰ درجه سلسیوس) که در جدول ۷ بیان شده است، قابل مشاهده است که بازده حرارتی چرخه تولید همزمان پیشنهادی ۲/۰۲ درصد بهبود از خود نشان می‌دهد.

جدول ۶- مقادیر پارامترهای متغیر و توابع عملکردی در حالت بهینه

مقادیر	پارامترها/ مقادیر بهینه
۶۷/۵	دمای تبخیرکن (°C)
۵	اختلاف دمای تنگش تبخیرکن (°C)
۲/۶۵	نسبت فشار چرخه برایتون (-)
۱۲/۱۳	هیدروژن تولید شده (kg/hr)
۵۵/۵۲	آب شیرین‌شده (kg/s)
۲۵۲۳۶۶	توان تولیدی خالص کل سیستم (kW)
۲۴۸۴۸۸	اتلاف حرارت در پیش‌گرم‌کن (kW)
۱۶۸۱۰۰	تخریب انرژی کل سیستم (kW)
۴۳/۱	بازده حرارتی (%)
۵۸/۳۷	بازده انرژی (%)

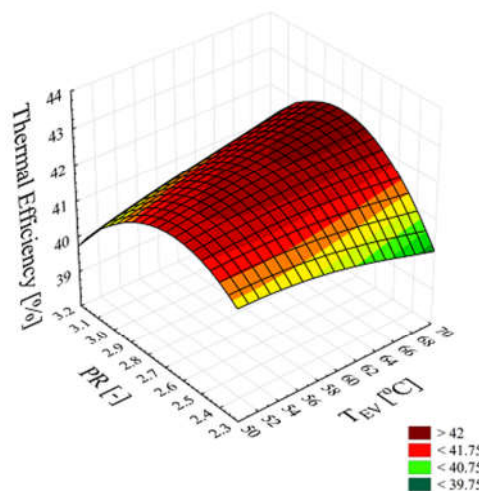
جدول ۷- عملکرد بازده حرارتی و مرجع [۶] در شرایط یکسان

مقادیر بهینه	مطالعه کنونی	[۶]
بازده حرارتی (%)	۴۲/۷۵	۴۱/۹۰
بهبود نسبت به مطالعه قبلی (%)	-	۲/۰۲

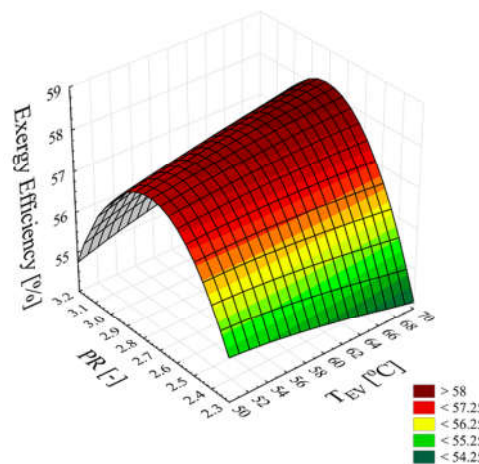
۴- نتیجه‌گیری

در این مطالعه یک سیستم تولید همزمان بر مبنای چرخه

دمای تبخیرکن بازده حرارتی به بیشینه خود می‌رسد. با توجه به این شکل مشخص می‌شود که نسبت فشار تاثیر بسیار بیشتری نسبت به توان تبخیرکن روی بازده حرارتی می‌گذارد. از طرفی این روند موجود در شکل ۱۰، در شکل ۱۱ نیز تکرار می‌شود، زیرا توان خالص، برابر با انرژی محصول بوده و از سوی دیگر هیدروژن تولیدی و آب شیرین‌شده مرتبط با انرژی نقاط ۱۵ و ۲۲ می‌باشد. در نتیجه طبق رابطه ۲۳، بازده انرژی در شکل ۱۱ روندی مشابه با شکل ۱۰ خواهد داشت. نرخ تخریب انرژی اعضای سیستم تولید همزمان بر مبنای چرخه برایتون فوق‌بحرانی در شکل ۱۲ نمایش داده شده است. بیشترین مقدار تخریب انرژی در بین اعضای سیستم تولید همزمان، به ترتیب متعلق به راکتور (۶۶۲۱۵ کیلووات)، مبدل بازیاب دما بالا (۴۲۱۶۸ کیلووات)، مبدل بازیاب دما پایین (۲۹۲۷۳ کیلووات) و توربین فشار بالا (۷۴۵۶ کیلووات) است. مقدار زیاد تخریب انرژی راکتور به علت فعل و انفعالات هسته‌ای و بازگشت‌ناپذیری زیاد بوده و همچنین بالا بودن نرخ تخریب انرژی مبدل بازیاب دما بالا و پایین نیز به علت دمای بالای ورودی به این مبدل‌ها می‌باشد.



شکل ۱۰- بازده حرارتی برحسب دمای تبخیرکن و نسبت فشار چرخه برایتون روی



شکل ۱۱- بازده انرژی برحسب دمای تبخیرکن و نسبت فشار چرخه برایتون

EV	تبخیرکن
HPP	پمپ فشار بالا
ORCT	توربین چرخه رانکین آلی
P	پمپ، انرژی محصول
PEM	الکترولایزر غشا پروتونی
T	توربین
علائم یونانی	
η_{ex}	بازده انرژی (%)
η_{th}	بازده حرارتی (%)
η_C	راندمان آیزنتروپیک کمپرسور (%)
η_P	راندمان آیزنتروپیک پمپ (%)
η_T	راندمان آیزنتروپیک توربین (%)

۶- مراجع

- [1] Rahbari H.R., Mando M., and Arabkoohsar A., A review study of various High-Temperature thermodynamic cycles for multigeneration applications, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 57, pp. 103286, 2023.
- [2] Mehdi khani V., Mirzaee, I., Khalilian M., and Abdolalipouradi M., Thermodynamic and exergoeconomic assessment of a new combined power, natural gas, and hydrogen system based on two geothermal wells, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 206, pp. 118116, 2022.
- [3] Mohammadi Z., Fallah M., and Mahmoudi S.S., Advanced exergy analysis of recompression supercritical CO2 cycle, *Energy*, Vol. 178, pp. 631-643, 2019.
- [4] Feher, E.G, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy conversion*, Vol. 8, No.2, pp. 85-90, 1968.
- [5] Sarkar J., Second law analysis of supercritical CO2 recompression Brayton cycle, *Energy*, Vol. 34, No.9, pp. 1172-1178, 2009.
- [6] Sarkar J., and Bhattacharyya S., Optimization of recompression S-CO2 power cycle with reheating, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, No. 8, pp. 1939-1945, 2009.
- [7] Yari M. and Sirousazar M., A novel recompression S-CO2 Brayton cycle with pre-cooler exergy utilization. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, *Journal of Power and Energy*, Vol. 224 No. 7, pp. 931-946, 2010.
- [8] Akbari A.D. and Mahmoudi S.M.S., Thermoeconomic performance and optimization of a novel cogeneration system using carbon dioxide as working fluid, *Energy conversion and management*, Vol. 145, pp. 265-277, 2017.
- [9] Mohammadi Z., and Fallah M., Comparative investigation of six layouts of S-CO2 cycles based on advanced exergy analysis, *Energy conversion and management*, Vol. 282, pp. 116720, 2023.
- [10] Toosi A., Fallah M., and Mosaffa A.H., Z., A comparative study on the integration of different types of supercritical CO2 with ORC using high-temperature heat source from energy, exergy, and exergoeconomic (3E) viewpoint, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 45, pp. 366, 2023.
- [11] Wu C., Wang S.S., and Li J., Exergoeconomic analysis and optimization of a combined supercritical carbon dioxide recompression Brayton/organic flash cycle for nuclear power plants, *Energy conversion and management*, Vol. 171, pp. 936-952, 2018.
- [12] Mehranpour M., Gaebi H., and Rahimi M., Energy and exergy analysis of a novel combined system for power and water production by combining the recompression supercritical carbon dioxide cycle and the humidification-dehumidification desalination cycle, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, No.4, pp. 19-28, 2022, (in persian).
- [13] Geng D., and Gao, X., Thermodynamic and exergoeconomic optimization of a novel cooling, desalination

برایتون دی‌اکسیدکربن فوق‌بحرانی تراکم مجدد پیشنهاد و از لحاظ قانون اول و دوم تحلیل شده و مورد بررسی پارامتری و بهینه‌سازی قرار گرفته است. نتایج کلی زیر حاصل این مطالعه است.

- برای حالت بهینه، توان خالص کل ۲۵۲۳۶۶ کیلووات، هیدروژن تولید شده ۱۲/۱۳ کیلوگرم بر ساعت، آب شیرین - شده ۵۵/۵۲ کیلوگرم بر ثانیه، بازده قانون اول ۴۳/۱ درصد، بازده انرژی ۵۸/۳۷ درصد و مقدار تخریب انرژی ۱۶۸۱۰۰ کیلووات محاسبه شده است.
- سیال R32 نتایج بهتری نسبت به سه سیال دیگر از خود نشان داد.
- تولید هیدروژن و آب شیرین‌شده، بازده حرارتی و انرژی دارای مقدار بهینه نسبت به دمای تبخیرکن می‌باشد.
- توان خالص کل، بازده حرارتی و انرژی دارای مقدار بهینه نسبت به نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی می‌باشد
- راکتور، بازیاب دما بالا و بازیاب دما پایین و توربین فشار بالا دارای بالاترین مقدار تخریب انرژی می‌باشند.
- با افزایش نسبت فشار چرخه فوق‌بحرانی، تولید هیدروژن و آب شیرین‌شده افزایش می‌یابند.
- بازده حرارتی این مطالعه ۴۲/۷۵ درصد محاسبه شد که نسبت به مطالعه قبلی ۲/۰۲ درصد بهبود یافته است که علاوه بر افزایش بازده حرارتی، سیستم پیشنهادی دارای هیدروژن تولید شده و آب شیرین شده نیز می‌باشد.

۵- نمادها

D	ضخامت غشاء (μm)
\dot{E}_x	نرخ تخریب انرژی (kW)
G	گازی
h	انتالپی مخصوص (kJ/kg)
HPT	توربین فشار بالا
HTR	بازیاب دما بالا
LPT	توربین فشار پایین
LTR	بازیاب دما پایین
MC	کمپرسور اصلی
ORC	چرخه رانکین آلی
P	فشار (kPa)
PEM	الکترولایزر غشاء پروتونی
PR	نسبت فشار چرخه برایتون (-)
RC	کمپرسور تراکم مجدد
RO	اسمز معکوس
s	آنتروپی مخصوص (kJ/kgK)
T	دما ($^{\circ}C$)
\dot{W}_{net}	توان خالص چرخه (kW)
x	عمق غشای اندازه‌گیری شده (kW)
	مخفف و زیرنویس‌ها
•	حالت محیط
D	تخریب انرژی

- and power multigeneration system based on ocean thermal energy, *Renewable Energy*, Vol. 202, pp. 17-39, 2023.
- [14] Mohajer M., Fallah M. Rahmanpour M., Energy and exergy evaluation of the new cycle of cogeneration power, heating, cooling and seawater desalination system by multi-effect distillation and reverse osmosis methods, *Mechanical Engineering*, Vol. 52, No.2, pp. 133-142, 2021, (in persian).
- [15] Sabbaghi M. A., Sefid M., Evaluation of a Modified Organic Rankine Cycle to Produce Power, Hydrogen and Desalinated water by Combining Geothermal and Biomass Energies from 4E viewpoints, *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 52, No.4, pp. 301-310, 2022, (in persian).
- [16] Darabadi Zare A. A., Yari M., and Mohammadkhani F., Thermodynamic and thermoeconomic assessment of hydrogen production employing an efficient multigeneration system based on rich fuel combustion, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 48, pp. 9861-9880, 2023.
- [17] Chen H., Goswami D.Y., and Stefanakos E.K., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, *Renewable and sustainable energy reviews*, Vol. 14, No. 9, pp. 3059-3067, 2010.
- [18] Nafey A.S., and Sharaf M.A., Combined solar organic Rankine cycle with reverse osmosis desalination process: energy, exergy, and cost evaluations, *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2571-2580, 2010.
- [19] Ni M., Leung M.K., and Leun, D.Y., Energy and exergy analysis of hydrogen production by a proton exchange membrane (PEM) electrolyzer plant, *Energy conversion and management*, Vol. 49, No. 10, pp. 2748-2756, 2008.
- [20] Abdolalipouradl M., Khalilarya S., and Mohammadkhani F., Hydrogen Production Using Proposed Cycle from Sabalan Geothermal Wells via Proton Exchange Membrane Electrolysis, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 20, No. 2, pp. 267-278, 2020, (in persian).
- [21] Abdolalipouradl M., Mohammadkhani F., Khalilarya S., and Jafarmadar S., Thermodynamic Analysis of New Cogeneration Cycle Based on Gaynarje Hotspring, *International Journal of Engineering*, Vol. 33, No. 6, pp. 1149-1155, 2020.
- [22] Abdolalipouradl M., Mousavi V., Mohammadkhani F., and Yari, M., Proposing new configurations of flash cycle for effective utilization of geothermal resources: thermodynamic and exergoeconomic assessments, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 44, No. 10, pp. 465, 2022.
- [23] Abdolalipouradl M., Mohammadkhani F., Khalilarya S., and Yari, M., Thermodynamic and exergoeconomic analysis of two novel tri-generation cycles for power, hydrogen and freshwater production from geothermal energy, *Energy conversion and management*, Vol. 226, pp. 113544, 2020.
- [24] Abdolalipouradl M., Mohammadkhani F., and Khalilarya S., A comparative analysis of novel combined flash-binary cycles for Sabalan geothermal wells: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints, *Energy*, Vol. 209, pp. 118235, 2020.
- [25] Klein S., and Alvarado F., EES—Engineering Equation Solver, F-Chart Software, 2020.