

بررسی انرژی-اقتصادی و انرژی یک سیکل ترکیبی تولید همزمان رانکین بخار و سیکل تبرید

اجکتوری با استفاده از انرژی خورشیدی

کوروش جواهرده^۱، شادی صفری ثابت^۲

۱- استاد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان

۲- دانشجوی دکتری تبدیل انرژی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه گیلان

پست الکترونیک نویسندگان:

۱- javaherdeh@guilan.ac.ir

۲- safary_shadi@yahoo.com

چکیده:

در این تحقیق سیکل تولید همزمان آبشاری رانکین بخار، سیکل جذبی و سیکل تراکمی اجکتوری با کلکتور خورشیدی سهموی خطی از دیدگاه انرژی، انرژی، اقتصادی و انرژی-اقتصادی بررسی شده است. نتایج شبیه سازی نشان می دهد که در حالت ورودی پایه، کارکلی ۳۵/۲۱ کیلووات، بازگشت ناپذیری کلی ۳۶۵/۸ کیلووات و بازده انرژی کلی ۱۲/۰۵ درصد می باشد. نتایج تحلیل انرژی-اقتصادی نیز بیان می کند نرخ هزینه کلی ۵۶/۸۶ دلار بر ساعت بوده و مقدار فاکتور انرژی-اقتصادی ۴۵/۰۲ درصد است که نشان دهنده ی توازن مطلوب بین نرخ هزینه ابتدایی و نرخ هزینه تخریب انرژی در سیستم است. همچنین بررسی کلکتور خورشیدی و توربین بخار، به دلیل بیشترین مقدار نرخ هزینه حائز اهمیت است. در نهایت یک تحلیل پارامتریک به منظور بررسی اثر تغییر دمای اواپراتور بخار، اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار، دمای کندانسور بخار و دمای ژنراتور جذبی بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی انجام شده است.

واژگان کلیدی:

انرژی خورشیدی، سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی، سیکل تراکمی اجکتوری، انرژی، انرژی-اقتصادی

Energy and Exergy-Economic Investigation of a Combined Cycle of Simultaneous Production of Rankine Steam and Ejector Refrigeration Cycle Using Solar Energy

Abstract:

In recent years, increasing usage of fossil fuels made many environmental problems. So, exploitation of clean and renewable sources of energies such as solar energy is considered more seriously among the scientific communities and Valuable research has been done about the possibility of this energy as source of different power, cooling and heating generation systems. In this research at first the cogeneration system comprise the cascade steam Rankine cycle, absorption cycle and vapor compression cycle with parabolic trough solar collector as heat source are simulated from energy, exergy, economic and exergoeconomic point of view. The simulation is in this manner: at first the mass, energy and exergy conservation equation are written and the with cost balance equation in different component of system, investment cost and exergy destruction cost rate are calculated. The result in basic input mode shows that total work output, total exergy destruction and net exergy efficiency are 35.21 KW, 356.8 KW and 12.5 % respectively. The exergoeconomic results show that total cost rate is 56.86 \$/hr and total exergoeconomic factor is 45.02 % that shows a good balance between initial and exergy destruction cost rates. also solar collector and steam turbine should be further considered from the exergoeconomic viewpoint since these components have the highest value of cost rate. At the end, a parametric analysis are done in order to the investigation of the effect of change steam evaporator temperature, pinch point temperature different, steam condenser temperature and generator temperature on system performance from energy, exergy and exergoeconomic point of view.

Keywords: Solar energy, Steam Rankine cycle, Absorption refrigeration cycle, Vapor compression cycle with ejector, Energy, Exergoeconomic.

همچنین تحلیل پارامتری به منظور تعیین اثر افزایش فشار ورودی توربین بخار و آلی، اختلاف دمای پینچ و دمای کندانسور آلی بر روی پارامترهای خروجی انجام گردید. در نهایت بهینه سازی دو هدفه بوسیله الگوریتم ژنتیک انجام شد و نتایج حاکی از آن بود که با سیال R152a می توان به بهترین نتیجه دست یافت. همچنین کاردرگر [۳]، در پژوهشی، یک سامانه انرژی یکپارچه خورشیدی-زمین گرمایی را ارائه داده است. این سامانه انرژی از یک محفظه تبخیر یک مرحله‌ای زمین گرمایی، سیکل تبرید جذبی تک اثره، سیکل پمپ حرارتی برای عملیات خشک کردن، سامانه ذخیره‌ساز انرژی خورشیدی، دو توربین بخار برای تولید توان، تولید سرمایش برای مصارف خانگی و سامانه گرمایشی برای مصارف صنعتی تشکیل شده است. نتایج نشان می دهد راندمان انرژی و انرژی کل این سامانه به ترتیب ۹۲٪ و ۵۷٪ است. در تحقیقی دیگر ژو و همکاران [۴]، عملکرد سیکل ترکیبی رانکین بخار و رانکین آلی را از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که استفاده از سیال عامل دوتایی در سیکل آلی زیرین باعث بهبود عملکرد سیکل شده و حداکثر تا ۱۴/۴ درصد بازده کلی را افزایش می دهد. دان وو و همکاران [۵]، سیکل ترکیبی رانکین آلی و پمپ حرارتی با محرک کلکتور خورشیدی را به منظور تولید قدرت و برودت، از منظر انرژی و اقتصادی شبیه سازی و مطالعه نموده و با معرفی توابع اقتصادی مربوطه عملکرد این سیکل ترکیبی را بهینه سازی کردند. پاتل و همکاران [۶]، تحلیل ترمو اقتصادی برای سیکل ترکیبی رانکین آلی و سیکل تراکمی-جذبی انجام دادند. در این تحقیق تحلیل انرژی، انرژی و اقتصادی برای سیکل انجام گردید. نتایج نشان از بهبود عملکرد انرژی و سرمایش دارد. لیزارت و همکاران [۷]، عملکرد سیکل ترکیبی رانکین و تراکمی بخار را از منظر انرژی و انرژی مورد مطالعه قرار دادند. در این تحقیق از تولوئن به عنوان سیال در سیکل آلی و از آمونیاک و دی اکسید کربن به عنوان سیال عامل سیکل تراکمی استفاده شد. نتایج این بررسی حاکی از ضریب بهینه ۰/۷۹ و بازده انرژی ۳۱/۶ درصد برای سیکل مذکور بود. در مطالعه ای دیگر، غائبی و همکارانش [۸]، یک سیکل تبرید ترکیبی جدید قدرت و اجکتور با ترکیب مناسب یک سیکل کالینا و یک سیکل تبرید اجکتور برای تولید توان خروجی و خروجی

در سال های گذشته مطالعات مختلفی در مورد استفاده از سیکل رانکین بخار، سیکل آبشاری و سیکل تبرید اجکتوری انجام شده است. در این تحقیقات خصوصیات ترمودینامیکی سیکل ها مورد بررسی قرار گرفته و بهینه سازی عملکرد آنها انجام شده است. اما تحقیقات در مورد امکان ترکیب سه سیکل فوق به منظور تولید همزمان قدرت و برودت انجام نشده است که این مورد انگیزه اصلی برای این تحقیق می باشد. روشی جدید ترکیبی از اتلاف انرژی و قیمت ابتدایی تجهیزات برای بهبود بخشیدن به بهینه سازی اقتصادی سیستم معرفی شده است. این روش ادعا می کند که اتلاف انرژی و نه اتلاف انرژی مفهوم مناسبی است که می توان آن را با پارامترهای اقتصادی ترکیب کرده و بوسیله آن عملکرد سیستم را بهبود بخشید. در تحقیق حاضر عملکرد یک سیستم جدید آبشاری متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی-اجکتوری با محرک انرژی خورشیدی معرفی و از منظر انرژی و انرژی-اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار می گیرد. عملکرد سیستم به این شکل بوده که از انرژی خورشیدی به عنوان محرک سیکل بخار، از دفع گرما در سیکل بخار به عنوان محرک سیکل جذبی استفاده شده و اوپراتور جذبی به عنوان کندانسور سیکل تراکمی عمل می کند. ساختار پیشنهادی تحقیق حاضر ساختار جدیدی بوده که مورد بررسی و تحلیل قرار گرفته است. تحقیقات انجام شده مدل هایی برای تحلیل انرژی و انرژی و اقتصادی این سیکل ها و همچنین نوآوری هایی درباره ابزارهای داخل آن را در بر می گیرد که در زیر به آنها اشاره شده است. بلوس و همکاران [۱]، عملکرد سیکل جذبی تک اثر لیتیم بروماید آب با محرک انرژی خورشیدی را از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که با انتخاب بازده انرژی خورشیدی به عنوان تابع هدف، کلکتور سهموی خطی بیشترین مقدار بازده خورشیدی و کمترین مقدار مورد نیاز مساحت کلکتور را دارا می باشد. ناظری و همکاران [۲]، عملکرد سیستم ترکیبی رانکین بخار و آلی با محرک گازهای اتلافی را از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار دادند. نتایج حاکی از آن بود که با استفاده از سیال R124 بالاترین مقدار بازده انرژی با مقدار ۵۷/۶۲ درصد را داراست.

خنک‌کننده به طور همزمان پیشنهاد دادند. نتایج بهینه‌سازی نشان داد که چرخه پیشنهادی در حالت بهینه بر اساس توابع هدف انتخاب شده، مطلوب عمل می‌کند. علاوه بر این، می‌توان راندمان حرارتی را برای چرخه پیشنهادی با توجه به فشار مولد بخار، دمای مولد بخار و دمای منبع گرما به حداکثر رساند. همچنین، نشان داده شده است که اجکتور سهم اصلی را در تلفات انرژی دارد که توسط کندانسور دنبال شده است. همچنین، مقیسه و همکاران [۹]، عملکرد یک پیکربندی جدید از یک سیکل ترکیبی سرمایش، گرمایش و برق که شامل یک سیکل برایتون، یک سیکل رانکین، یک سیکل تبرید اجکتوری و یک آبگرمکن خانگی با استفاده از انرژی مورد بررسی قرار گرفته دادند. تجزیه و تحلیل انرژی-اقتصادی نتایج نشان می‌دهد که چرخه تولید توان و تبرید در مقایسه با یک چرخه ساده برایتون دارای انرژی و بازده انرژی بیشتری است. با مقایسه چرخه تولید همزمان توان و قدرت با چرخه برایتون متناظر، مشخص شد که چرخه تولید همزمان نسبت به چرخه برایتون، بازده انرژی (۷٪) و بازده انرژی (۱۲٪) بالاتری دارد. لی و همکاران [۱۰]، عملکرد یک سیستم ترکیبی رانکین بخار و آلی را با محرک انرژی خورشیدی از منظر انرژی و انرژی مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق بخار به طور مستقیم در کلکتور خورشیدی تولید و به منبسط کننده اسکرو جهت تولید قدرت فرستاده شد. همچنین از دفع گرمای کندانسور سیکل بالایی به عنوان محرک سیکل پایینی استفاده گردید. نتایج حاکی از بازده در رنج ۱۳/۶۸ تا ۱۵/۶۲ درصد برای سیستم ترکیبی بود. بلوس و همکاران [۱۱] در تحقیق دیگری در سال ۲۰۱۸ عملکرد سیکل جذبی اجکتوری با محرک کلکتور سهموی خطی و تانک را از منظر انرژی و انرژی با سیکل جذبی ساده مورد مقایسه قرار دادند. نتایج حاکی از بهبود ۶۰/۹ درصدی بازده سیکل اجکتوری در دمای اواپراتور ۱۲/۵ درجه سلسیوس و دمای کندانسور ۳۰ درجه سلسیوس بود. در تحقیق حاضر عملکرد یک سیستم جدید آبشاری متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی-اجکتوری با محرک انرژی خورشیدی معرفی و از منظر انرژی و انرژی-اقتصادی مورد مطالعه و بررسی قرار می‌گیرد. عملکرد سیستم به این شکل بوده که از انرژی خورشیدی به عنوان محرک سیکل بخار، از دفع گرما

در سیکل بخار به عنوان محرک سیکل جذبی استفاده شده و اواپراتور جذبی به عنوان کندانسور سیکل تراکمی عمل می‌کند. آر جی سوزا و همکاران [۱۲]، یک سیستم تولید همزمان را برای دستیابی به نیازهای جزئی الکتریکی و حرارتی یک ساختمان در دانشگاه دولتی پیشنهاد کردند. این سیستم پیشنهادی شامل یک موتور احتراق داخلی (ICE)، یک چرخه رانکین آلی (ORC) و تجهیزاتی است که به عنوان سینک عمل می‌کنند. نتایج نشان داد که حالت ترکیبی می‌تواند از ۱۸،۹٪ تا ۳۷،۵٪ از تقاضای برق را برآورده کند، در حالی که حالت عادی می‌تواند از ۱۲،۴٪ تا ۲۴،۵٪ پاسخ دهد. تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی گزارش کرد که این ترکیب باعث افزایش ۳۳،۶ درصدی در تولید توان مکانیکی، افزایش بازده انرژی تقریباً از ۴،۵ درصد به ۳۴،۵ درصد و همچنین بازده انرژی حدود ۴۰ درصد و کاهش کل انرژی تخریب شده را می‌دهد. یازی وانگ و همکارانش [۱۳]، برای دستیابی به تامین برق و سرمایش برای کاربران، یک سیستم خنک کننده و قدرت ترکیبی جدید برای استفاده از منابع گرمایی با درجه پایین، مانند گرمای زباله صنعتی، انرژی خورشیدی و انرژی زمین گرمایی پیشنهاد دادند. برای افزایش کارایی سیستم ترکیبی قدرت و خنک‌کننده سنتی، یک سیستم جدید مبتنی بر چرخه توان جذبی (APC) و سیستم تبرید اجکتوری به کمک تقویت‌کننده طراحی شده است. نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی به کمک کمپرسور تقویت‌کننده، بازده انرژی بالاتری نسبت به چرخه سنتی APC دارد. نتایج مدل‌سازی نشان داد که سیستم پیشنهادی می‌تواند ظرفیت خنک‌کننده و توان خالص خروجی را با دریافت انرژی از منبع گرمایی درجه پایین فراهم کند. همچنین، اشرف و همکارانش [۱۴]، یک سیستم ادغامی تبرید و قدرت اجکتور دو فلاش را ارائه کردند. علاوه بر این، یک تحلیل پارامتری کامل نشان داد که بازده انرژی و انرژی را می‌توان با توجه به فشار توربین و فشار اجکتور بهینه کرد. علاوه بر این، نشان داده شده است که با افزایش فشار اجکتور، دمای اواپراتور و نسبت فشار کمپرسور، کارایی انرژی و ظرفیت خنک‌کننده بالاتری به دست می‌آید. گوجویی و همکارانش [۱۵]، با مقایسه عملکرد چهار سیستم یکپارچه خورشیدی جدید با کمک آنالیز انرژی و انرژی پرداختند. این سیستم‌ها از یک واحد یا دو واحد از یک سیستم

تبرید با جذب سه گانه برای تولید خنک کننده از طریق استفاده از آب گرم به دست آمده در خروجی کلکتور خورشیدی استفاده می کنند. چرخه های قدرت بر اساس چرخه های رانکین آلی و کالینا هستند. در آرایش متفاوت، زمانی که یک واحد از سیستم تبرید جذبی با سیکل رانکین آلی مبتنی بر ایزوپنتان جایگزین می شود، بدون شک خروجی خنک کننده کاهش یافته، اما توان خالص سیستم با یک سیکل رانکین آلی (بر اساس ایزوپنتان) و یک چرخه کالینا افزایش می یابد. ذوقی و همکارانش [۱۶]، به مطالعه بازیابی گرمای اتلافی از یک چرخه توربین گاز بازیاب، زمانی که توسط یک منبع حرارت ترکیبی متشکل از برج انرژی خورشیدی و تبدیل به گاز زیست توده هدایت می شود، پرداختند. این سیستم از زیرسیستم های برق، سرمایش، گرمایش و تولید هیدروژن تشکیل شده است. اگرچه افزایش تابش عادی مستقیم باعث کاهش جزئی در عملکرد ترمودینامیکی سیستم شده است، اما عملکرد سیستم را از نظر اقتصادی و زیست محیطی بهبود بخشیده است. کاو و همکارانش [۱۷]، دو سیستم تولید همزمان مختلف برای سرمایش و تولید برق پیشنهاد دادند. یک توربین گاز و یک سیکل تبرید اجکتوری در پیکربندی ها استفاده می شود که در آن چرخه توربین گاز از بیوگاز به عنوان سوخت مورد نیاز استفاده می کند. نتایج نشان داده است که هم بازده انرژی و هم بازده انرژی سیکل تبرید توربین گاز/اجکتور ترکیبی مرسوم می تواند به ترتیب تا ۴۴/۶٪ و ۳۳/۵۴٪ بهبود یابد. احمدی و همکاران [۱۸]، یک سیستم با ادغام چرخه توربین گاز، یک مولد بخار بازیابی حرارت با فشار دوگانه، یک واحد نمک زدایی چند اثره، یک سیکل رانکین آلی تبرید با یک اجکتور، و یک الکترولیز غشایی مبادله پروتون پیکربندی کردند. نتایج بهینه سازی های تک هدفه نشان داد که حداکثر بازده انرژی ممکن و نرخ تولید آب شیرین به ترتیب ۷۲٪ و ۱۳۵۴ متر مکعب در روز است و کمترین نرخ هزینه کل ۶۱۱ دلار در ساعت است. مطالعه پارامتریک مقایسه ای نشان داد که نتیجه بهینه سازی سه هدفه از نظر اهداف و قابلیت اطمینان مطلوب است. مصطفی و همکارانش [۱۹]، یک سیستم تبرید قدرت ترکیبی مبتنی بر زمین گرمایی و دوگانه اجکتور با استفاده از مخلوط ژئوتروپیک به عنوان سیال کاری با ترکیب قابل تنظیم ارائه، بررسی و از دیدگاه انرژی-اقتصادی ارائه

کردند. نتایج نشان داد که ترکیب مخلوط و فشار خروجی توربین بیشترین تأثیر را بر تخریب کل انرژی و توان خالص خروجی دارد، در حالی که دمای خروجی اواپراتور بیشترین تأثیر را بر ظرفیت تبرید دارد. نتایج بهینه سازی نشان داد که برای سیستم پیشنهادی، بازده انرژی و راندمان انرژی به ترتیب ۶٪ و ۱۱/۹٪ بهبود یافته است. دادپور و همکارانش [۲۰]، سیکل تبرید اجکتور با معادلات انرژی، انرژی و اجکتور با معادله گاز دینامیکی مدل سازی کردند. پس از مدل سازی، پارامترهای موثر یعنی دمای خروجی کندانسور، دما و فشار ورودی به نازل ثانویه و دمای ورودی به نازل اولیه با استفاده از روش بهینه سازی چند هدفه TOPSIS بهینه شده است. مشخص شد که چرخه تبرید اجکتور انرژی الکتریکی و هزینه سرمایه گذاری به ترتیب ۷۴۳/۰ کیلووات و ۰/۰۲۸ دلار در ساعت کاهش یافته و همچنین ضریب عملکرد را ۰/۹۱۷ در مقایسه با سیستم های تبرید معمولی در خودرو افزایش یافته است. محمد و همکارانش [۲۱]، با یک ادغام موثر بین چرخه نمک زدایی، رطوبت زدایی با آب و چرخه اجکتوری حلقه باز را برای تولید همزمان آب شیرین و انرژی خنک کننده برای خدمت به تعداد معینی از ساکنان پیشنهاد داد. علاوه بر این، یک تحلیل حساس برای تخمین تغییرات در عملکرد سیستم به دلیل عدم قطعیت شرایط عملیاتی انجام شد. این عملکرد بسیار بهتر از آثار منتشر شده قبلی بود و می تواند با افزایش حداکثر دمای آب دریا بیشتر بهبود یابد. یمئو جیانگ و همکارانش [۲۲]، یک سیستم بهره برداری مرحله ای از حرارت هدر رفته یک چرخه انرژی گوگرد-کربن دی اکسید با گرمایش جزئی و یک سیکل تبرید اجکتوری حرارتی را ترکیب کرد و برای بهبود عملکرد توربین گاز پیشنهاد داد. گرمای خروجی توربین گاز توسط دو بخاری گازی در چرخه قدرت و یک بخاری زباله استفاده شد. نتایج نشان داد که سیستم پیشنهادی می تواند بازده حرارتی و انرژی را به میزان ۲۸/۲۳ درصد و ۲/۶۵ درصد در مقایسه با چرخه عادی بهبود بخشد. و همچنین غفوریان و همکارانش [۲۳] به منظور بهینه سازی انرژی و بهبود هزینه های آن، یک روش جدید برای بهبود سیستم های تولید همزمان قدرت و گرما و سرما با محرکه موتور گاز سوز ارائه دادند. در تحقیقی دیگر قلی زاده و همکاران [۲۴]، یک مطالعه طراحی یک سیستم چند نسلی پیشرفته را ارائه کردند که از

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

۲-۳- تحلیل انرژی

تحلیل انرژی یک روش تحلیلی بر مبنای قانون دوم ترمودینامیک می باشد که به صورت ویژه میزان کارایی را در سیستم ارزیابی می نماید، معیارهایی برای دستیابی به کارکرد ایده آل سیستم معرفی کرده و به طور روشن تری دلایل و نقاط اتلاف ترمودینامیکی را معین می سازد. در نتیجه، تحلیل انرژی می تواند در بهبود عملکرد و بهینه سازی سیستم های انرژی مورد استفاده قرار گیرد. بازده انرژی معمولا گمراه کننده است زیرا معیاری برای عملکرد سیستم جهت رسیدن به حالت ایده آل را مشخص نمی نماید. علاوه بر آن، تلفات ترمودینامیکی که در یک سیستم رخ می دهد، معمولا با تحلیل انرژی نمی تواند به طور دقیق شناسایی و ارزیابی گردد. تحلیل انرژی امکان برطرف کردن بسیاری از نواقص و کمبودهای روش تحلیل انرژی را فراهم می سازد. تحلیل انرژی بر پایه قانون دوم ترمودینامیک استوار است و در شناسایی دلایل و نقاط اتلاف انرژی و مشخص کردن میزان ناکارایی سیستم ها بسیار مفید و کارآمد می باشد [۲۸].

۲-۴- تخریب انرژی

معمولا محاسبه تخریب انرژی هدف اصلی در تحلیل انرژی یک سیستم می باشد، زیرا این عامل باعث اتلاف منابع در سیستم های گرمایی-شیمیایی بوده و در تحلیل انرژی معمولا روش ها و متدهایی برای کاهش این اتلافات بررسی و ارائه می گردد. موازنه انرژی می تواند برای تعیین نوع و بزرگی اتلاف منبع انرژی در یک جز بکار رود و همچنین راهکارهایی برای استفاده موثرتر از منابع سوخت معرفی نماید. برای یک سیستم در حالت یکنواخت موازنه انرژی به صورت زیر نوشته میشود [۲۸]:

$$\dot{E}x_i + \dot{E}x_Q = \dot{E}x_e + \dot{E}x_w + \dot{E}x_D \quad (3)$$

بطوریکه $\dot{E}x_e$ و $\dot{E}x_i$ به ترتیب نرخ جریان انرژی خروجی از سیستم و ورودی به سیستم، $\dot{E}x_Q$ نرخ انرژی متناظر با انتقال

حرارت برای گرمای ورودی، $\dot{E}x_w$ نرخ انرژی متناظر با انتقال کار برای کار انجام شده توسط سیستم و $\dot{E}x_D$ برابر نرخ تخریب

پتانسیل یک توربین گازی همراه با فناوری دو تبخیرکننده دو حلقه اجکتوری، نمکزدایی اسمز معکوس، الکترولیز غشای تبادل پروتون و یک چرخه رانکین آلی تشکیل شده است. از طریق بهینه سازی دقیق، این سیستم به نتایج قابل توجهی از جمله تولید برق، ظرفیت سرمایه گذاری، ظرفیت گرمایش، تولید آب نمک زدا و بازده هیدروژن دست یافت که با ۹۵۷/۳ کیلووات، ۲۳۱/۴ کیلووات، ۲۷۲/۳ کیلووات، ۷/۳۳۶ کیلوگرم بر ثانیه، و ۰/۹۹ کیلوگرم در ساعت اندازه گیری شده است. از طریق ارزیابی دقیق، ایزوبوتن به عنوان انتخاب بهینه ظاهر شد و توان خروجی را به طور قابل توجهی در مقایسه با جایگزین ها بهبود بخشید. در تحقیق دیگری جواهرده و همکارانش [۲۵]، به شبیه سازی سیکل رانکین بخار و آلی از منظر انرژی اقتصادی با محرکه ی گاز های احتراقی پرداختند. نتایج حاکی از آن بود که در حالت پایه، بازده انرژی و انرژی سیکل ترکیبی به ترتیب ۰/۲۷۸۲ و ۰/۵۲۷۹ بوده و مقدار کار خروجی و بازگشت ناپذیری نیز به ترتیب ۷۱۴۰۱ کیلووات و ۴۳۶۱۶۰ کیلووات شده است.

۲- تحلیل ترمودینامیکی

تحلیل ترمودینامیکی از معادلات توازن جرم، انرژی، و انرژی تشکیل شده است که در ادامه به آنها اشاره می شود.

۲-۱- معادله ی توازن جرم

اصل پایستگی جرم یک اصل بنیادی در هر تحلیل ترمودینامیکی می باشد، این اصل برای حجم کنترل لی که در شکل مشاهده شده، به صورت معادله ی زیر است [۲۶ و ۲۷]:

$$\sum_k \dot{m}_i - \sum_k \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (1)$$

\dot{m} دبی جرمی، زیروندهای i و e به ترتیب معرف ورود و خروج به حجم کنترل و زیروند cv نشان دهنده ی حجم کنترل می باشند.

۲-۲- معادله ی توازن انرژی

معادله ی توازن انرژی یک حجم کنترل، با تمام انرژی های ورودی و خروجی آن مرتبط می باشد. قانون اول ترمودینامیک که قانون پایستگی انرژی نیز نام دارد، به شکل زیر تعریف می شود [۲۷ و ۲۸]:

اگرژی می باشد. برای هر کدام از اجزا معادله ی روابط زیر را خواهیم داشت [۲۹]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ex_i \quad (۴)$$

$$\dot{E}x_Q = (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (۵)$$

$$\dot{E}x_e = \dot{m}_e ex_e \quad (۶)$$

$$\dot{E}x_i = \dot{W} \quad (۷)$$

$$\dot{E}x_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (۸)$$

$$ex = ex_{ph} + ex_{ch} \quad (۹)$$

که T_0 دمای حالت مرده و \dot{S}_{gen} تولید آنتروپی در اثر بازگشت ناپذیری ها در سیستم می باشد. همچنین ex_{ph} و ex_{ch} به ترتیب، اگرژی فیزیکی و شیمیایی فرآیند هستند که به صورت زیر تعریف می گردند، لازم به ذکر است که اگرژی شیمیایی برای سوخت ها به صورت زیر بکار می رود [۳۰]:

$$(۱۰)$$

$$ex_{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

$$ex_{mix}^{ch} = (\sum_{i=1}^n x_i ex_i^{ch} + RT_0 \sum_{i=1}^n x_i \ln x_i) \quad (۱۱)$$

۲-۵- بازده اگرژی بازده قانون دوم

برای دقت نظر بیشتر نسبت به چگونگی توزیع اگرژی در یک فرآیند، تعریف نسبت های اگرژی مفید به نظر می آید. بازده اگرژی پارامتری برای ارزیابی نحوه کارکرد ترمودینامیکی است و سنجش حقیقی کارایی یک سیستم انرژی را از نقطه نظر ترمودینامیکی فراهم می سازد. در تعریف بازده اگرژی لازم است تا هر دو مفهوم محصول و سوخت اگرژی مرتبط به سیستم شناسایی گردد. باید در نظر داشت که برای برخی سیستم های ترمودینامیکی تعریف بازده اگرژی میسر نمی باشد یا حداقل هیچ مفهومی ندارد، زیرا سوخت یا محصول به وضوح شناخته شده نیستند. محصول اگرژی، جریان اگرژی مفید حاصل از یک سیستم یا دستگاه است که مربوط به محصول ترمودینامیکی دستگاه می باشد. در نهایت با تعریف سوخت و محصول دستگاه به وسیله مفهوم اگرژی بازده اگرژی سیستم به شکل کلی زیر تعریف می شود [۲۸]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_p}{\dot{E}x_F} = 1 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_F} \quad (۱۲)$$

در رابطه فوق $\dot{E}x_p$ و $\dot{E}x_F$ به ترتیب مربوط به جریان اگرژی محصول و سوخت سیستم می باشند.

۲-۶- تحلیل اگرژی-اقتصادی

تحلیل اگرژی اطلاعات مورد نیاز به منظور طراحی و بررسی عملکرد یک سیستم از دیدگاه ترمودینامیکی را در اختیار می گذارد ولی با این حال ما نیازمند هستیم که بدانیم تخریب و اتلاف اگرژی در اجزای سیستم چه مقدار هزینه در پی خواهد داشت. یافتن بینش نسبت به این هزینه در بهینه سازی یک سیستم به لحاظ کارایی اقتصادی بسیار مفید خواهد بود. در تحلیل اگرژی-اقتصادی از نرخ هزینه های مرتبط با هر جریان ماده یا انرژی برای محاسبه متغیرهای اگرژی-اقتصادی اجزای سیستم استفاده می گردد. این متغیرها با هزینه های سرمایه گذاری و هزینه های مرتبط با ناکارآمدی های ترمودینامیکی سروکار دارند.

۲-۶-۱- هزینه گذاری اگرژی

در فرآیند هزینه گذاری اگرژی به هر جریان یک هزینه نسبت داده می شود، نرخ هزینه مربوط به i امین جریان ماده به صورت \dot{C}_i دلار بر ساعت نمایش داده می شود و از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\dot{C}_i = c_i \dot{E}_i \quad (۱۳)$$

که \dot{E}_i (KW) نرخ اگرژی جریان و C_i (\$/Kw.hr) هزینه مربوط به ازای واحد اگرژی می باشد. همچنین به جریان اگرژی متناظر با انتقال حرارت و کار نیز یک هزینه نسبت داده می شود [۲۸]:

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q = c_q \dot{Q}_k (1 - \frac{T_0}{T_k}) \quad (۱۴)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{W} \quad (۱۵)$$

۲-۶-۲- موازنه هزینه

فرآیند هزینه گذاری اگرژی شامل معادلات موازنه هزینه ای می باشد که معمولاً برای هر یک از اجزای سیستم به صورت جداگانه نوشته می شود. یک موازنه هزینه که برای جزء k ام سیستم به کار می رود بیان می کند که هزینه کلی جریان های خروجی برابر است با هزینه کلی جریان های ورودی به اضافه هزینه های مرتبط

با سرمایه گذاری و هزینه عملکرد و نگهداری همان جزء که به صورت زیر نوشته می شود [۲۸]:

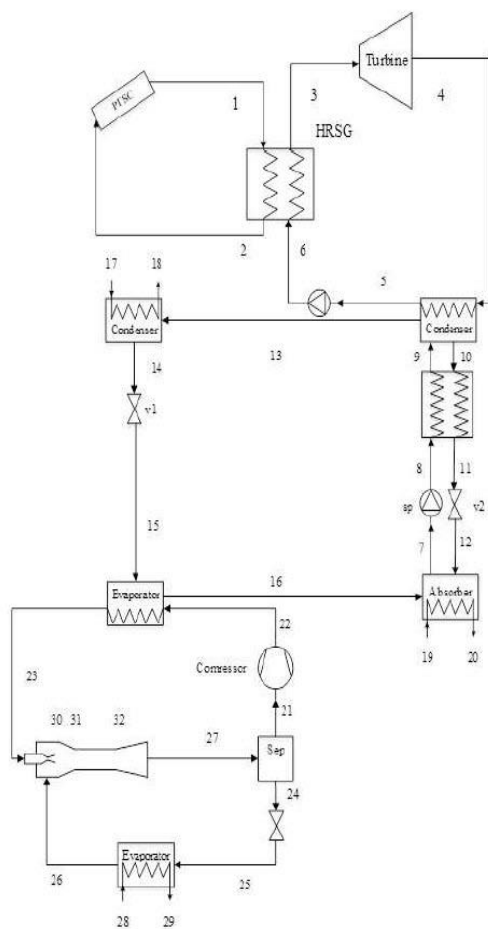
$$\sum (c_e \dot{E}_e)_k + c_{w,k} \dot{W}_k = c_{q,k} \dot{E}_{q,k} + \sum (c_i \dot{E}_i)_k + \dot{Z}_k \quad (۱۶)$$

در رابطه فوق \dot{Z}_k نرخ هزینه برای جز kام می باشد و از رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{Z}_k = \frac{Z_k CRF \cdot \phi}{N} \quad (۱۷)$$

۷-۲- بررسی عملکرد سیستم ترکیبی

طرح شماتیکی سیستم ترکیبی در شکل ۱ و طرح شماتیکی دما-نرخ انتقال حرارت اواپراتور در سیکل بخار به منظور بدست آوردن دماهای قسمت های مختلف مبدل حرارتی در شکل ۲ قابل مشاهده است. همانطور که در شکل مشاهده می شود روغن محرک خورشیدی در نقطه ۱ به عنوان محرک سیستم ترکیبی عمل می کند و بعد از کاهش دما در اواپراتور آلی به منظور افزایش دمای مجدد به کلکتور سهموی خطی باز می گردد. سیکل رانکین بخار نیز، سیکل چهار جزیی ساده بوده که در توربین تولید قدرت و در کندانسور دفع حرارت می کند. دفع گرمای کندانسور بخار منبع گرمایی مناسبی برای سیکل های ترمودینامیکی محرک دما پایین می باشد و در این تحقیق با افزایش دمای کندانسور بخار تا ۲۲ درجه سلسیوس از آن به عنوان محرک سیکل جذبی تک مرحله ای لیتییم بروماید-آب استفاده می گردد. همچنین همانطور که در شکل ملاحظه می شود از مبدل آبشاری به عنوان رابطه بین سیکل جذبی و تراکمی اجکتوری استفاده شده و برودت مطلوب خروجی در اواپراتور سیکل تراکمی اجکتوری با سیال به عنوان مبرد تولید می گردد. در سیکل تراکمی اجکتوری نیز بجای شیر فشار شکن متداول سیکل تراکمی، از اجکتور به منظور کاهش فشار سیال استفاده می گردد. سیال دو فازی خروجی از اجکتور نیز به وسیله جداساز به مایع و بخار اشباع تبدیل می شود. بخار اشباع بعد از عبور از کمپرسور و افزایش فشار به مبدل حرارتی آبشاری رفته و مایع اشباع بعد از عبور از شیر فشار شکن و کاهش فشار به اواپراتور رفته و تولید برودت می کند. قابل ذکر است که محلول الکل در آب در نظر گرفته می شود.



شکل ۱: طرح شماتیکی سیستم ترکیبی

به منظور شبیه سازی سیستم ترکیبی فرضیات ساده زیر در نظر گرفته می شود که در جدول ۱ و ۲ آمده است [۲۸، ۲۹، ۳۰، ۳۱، ۳۲]:

- ۱- سیستم در حالت پایا کار می کند.
- ۲- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در اجزای مختلف صرف نظر می شود.
- ۳- سیال عامل خروجی مولد بخار فوق گرم بوده و درجه فوق گرمایش (اختلاف بین دمای اشباع اواپراتور و دمای خروجی سیال از مولد بخار) همواره ثابت است.
- ۴- در سیکل بخار سیال عامل خروجی کندانسور و ورودی پمپ مایع اشباع می باشد.
- ۵- در سیکل جذبی سیال خروجی ابرزبر و ژنراتور در حالت تعادل و در دمای متناظر اجزای ذکر شده است.

۶- سیال میرد در خروجی کندانسور جذبی مایع اشباع و در خروجی اوپراتور جذبی، بخار اشباع می باشد.

۷- سیال محلول خروجی ژنراتور در نقطه ۲۱ و خروجی ابزربر در نقطه ۱۸، مایع اشباع می باشد.

۸- سیال آلی سمت سیکل تراکمی اجکتوری خروجی از اوپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی (مبدل حرارتی آبشاری) مایع اشباع و سیال آلی خروجی اوپراتور سیکل تراکمی اجکتوری، بخار اشباع می باشد.

۹- در سیکل تراکمی اجکتوری، سیال بخار خروجی جداساز بخار اشباع و مایع خروجی، مایع اشباع می باشد.

جدول ۳: موارد ورودی به منظور صحت سنجی چیلر جذبی لیتییم بروماید-آب

مقدار	معرف	نماد
۱۰	ظرفیت اوپراتور	$Q_{eva}(kW)$
۶	دمای اوپراتور	$t_{۲۶}(^{\circ}C)$
۹۰	دمای محلول خروجی ژنراتور	$t_{۲۱}(^{\circ}C)$
۵۵	کسر جرمی محلول رقیق	x_{poor}
۶۰	کسر جرمی محلول غلیظ	x_{rich}
۶۵	دمای محلول خروجی مبدل بازتاب	$t_{۲۰}(^{\circ}C)$
۸۵	دمای بخار خروجی ژنراتور	$t_{۲۴}(^{\circ}C)$

جدول ۱: موارد اولیه ورودی سیکل ترکیبی		
مقدار	توضیح	نماد
۲۵	دمای محیط	$t.(^{\circ}C)$
۱۰/۱/۳	فشار محیط	P.(kpa)
۳۹۰	دمای روغن محرک خورشیدی	$t_۱(^{\circ}C)$
۱	دبی روغن محرک خورشیدی	m_{oil}
۲۷۰	دمای اشباع مولد بخار	$t_{HRSG}(^{\circ}C)$
۱۰۰	درجه فوق گرمایش مولد بخار	$\Delta t_{pinch,HRSG}(^{\circ}C)$
۹۲	دمای کندانسور کندانسور بخار	$t_{\delta}(^{\circ}C)$
۰/۸	بازده آیزونتروپیک پمپ بخار	$\eta_{st,p}$
۰/۸۵	بازده آیزونتروپیک توربین بخار	$\eta_{st,tur}$
۳۰	اختلاف دمای پینچ مولد بخار	$\Delta t_{pinch,HRSG}(^{\circ}C)$
۸۵	دمای ژنراتور جذبی	$t_{۱۰}(^{\circ}C)$
۱۰	دمای اوپراتور جذبی	$t_{۱۶}(^{\circ}C)$
۳۵	دمای کندانسور جذبی	$t_{۱۴}(^{\circ}C)$
۳۵	دمای ابزربر جذبی	$t_{۷}(^{\circ}C)$
۰/۹۵	بازده پمپ محلول جذبی	η_p
۰/۸	کارایی مبدل حرارتی محلول جذبی	ϵ_{hx}
$t_{۱۴-۸}$ $t_{۷-۸}$	دمای آب خنک ورودی کندانسور و ابزربر	$t_{۱۷}(^{\circ}C)$ $t_{۱۹}(^{\circ}C)$
$t_{۱۴-۳}$ $t_{۷-۳}$	دمای آب خنک خروجی کندانسور و ابزربر	$t_{۱۸}(^{\circ}C)$ $t_{۲۰}(^{\circ}C)$
۴۰	دمای کندانسور تراکمی	$t_{۲۳}(^{\circ}C)$
-۱۰	دمای اوپراتور تراکمی	$t_{۲۶}(^{\circ}C)$
-۳	دمای محلول الکل در آب ورودی به اوپراتور تراکمی	$t_{۲۸}(^{\circ}C)$
-۸	دمای محلول الکل در آب خروجی از اوپراتور تراکمی	$t_{۲۹}(^{\circ}C)$

جدول ۶: نتایج صحت سنجی سیکل پمپ حرارتی اجکتوری		
نماد	تحقیق حاضر	لی وهمکاران
COP_{EVCRS}	۳/۷۱	۳/۶۶

جدول ۲: مقادیر ابتدایی ورودی برای شبیه سازی اجکتور [۳۰]		
نماد	توضیح	مقدار
$\mu_{initial}$	حدس ابتدایی نسبت جرمی	۰/۰۱
$\Delta p(kPa)$	افت فشار نازل جریان مکش	۱۰
η_{mn}	بازده نازل جریان محرک	۰/۸۵
η_{sn}	بازده نازل جریان مکش	۰/۸۵
η_{ms}	بازده مخلوط کننده	۰/۹۵
η_d	بازده دیفیوزر	۰/۸۵

جدول ۵: موارد ورودی به منظور صحت سنجی سیکل پمپ حرارتی اجکتوری		
نماد	معرف	مقدار
$t_{۳۳}(^{\circ}C)$	دمای کندانسور تراکمی	۴۵
$t_{۲۶}(^{\circ}C)$	دمای اواپراتور تراکمی	-۱۵
$\mu_{initial}$	حدس ابتدایی نسبت جرمی	۵/۵۱
$\Delta p(kPa)$	افت فشار نازل جریان مکش	۱۵
η_{mn}	بازده نازل جریان محرک	۵/۸۳
η_{sn}	بازده نازل جریان مکش	۵/۸۳
η_{ms}	بازده مخلوط کننده	۵/۲۳
η_d	بازده دیفیوزر	۵/۸۳

۳- بحث و بررسی

همچنین روابط مربوط به تحلیل انرژی-اقتصادی در اجزای مختلف سیستم ترکیبی به وسیله نرم افزار EES شبیه سازی می شود. این نرم افزار دارای یک زیر مجموعه از خواص سیالات مختلف بوده که با توجه به استفاده از سیالات متفاوت در قسمت های مختلف، برای شبیه سازی سیستم ترکیبی سودمند خواهد بود. در این قسمت ابتدا به منظور صحت سنجی نتایج به دست آمده، مقادیر خروجی مربوط به چیلر جذبی تک مرحله ای لیتیم بروماید-آب بانتهای مرجع [۳۴] با موارد ورودی کاملاً یکسان مطابق جدول ۳، در جدول ۴ مربوط به سیکل تراکمی اجکتوری با نتایج مرجع [۳۱] با موارد ورودی کاملاً یکسان مطابق جدول ۵، در جدول ۶ مقایسه شده است. همانطور که ملاحظه می شود تطابق خوبی بین نتایج به دست آمده و نتایج مرجع مذکور وجود دارد.

جدول ۴: نتایج صحت سنجی چیلر جذبی لیتیم بروماید-آب		
نماد	تحقیق حاضر	فلوریدس وهمکاران [۳۴]
W_{sp}	۰/۲۸۳	۰/۲۹
$Q_{abs}(kW)$	۱۳/۶۴	۱۳/۴۲
$Q_{gen}(kW)$	۱۳/۹۸	۱۴/۲
$Q_{con}(kW)$	۱۰/۶۳	۱۰/۷۸
COP	۰/۷۱۱	۰/۷۰۴

۴-نتایج

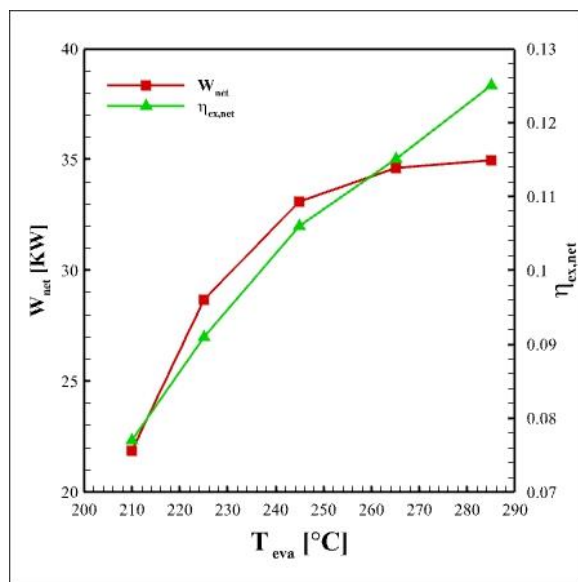
۴-۱- نتایج حالت ورودی پایه

مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی های اجزای مختلف سیکل و همچنین بازده انرژی اجزای مختلف سیکل در جدول ۷ آمده است. همانطور که مشاهده می شود بیشترین مقدار تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی و اواپراتور بخار رخ می دهد. همچنین بالاترین بازده انرژی مربوط به اواپراتور جذبی/کندانسور تراکمی و کمترین مقدار بازده انرژی مربوط به ابزربر جذبی و کلکتور خورشیدی است. همچنین در حالت ورودی پایه پایه کار کلی ۳۳/۲۱ کیلووات، بازگشت ناپذیری کلی ۳۳۳/۸ کیلووات و بازده انرژی کلی ۱۲/۵۳ درصد می باشد. در انتها جدول ۸ نشان دهنده ی نتایج انرژی-اقتصادی برای سیکل ترکیبی است. از جدول پیداست که کلکتور خورشیدی و توربین بخار باید بیشتر از سایر اجزا از منظر انرژی-اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون تقریباً بیشترین مقدار متعلق به این اجزا می باشد. همچنین همانطور از جدول پیداست کندانسور جذبی کمترین مقدار فاکتور انرژی-اقتصادی را دارا می باشد. مقدار بدست آمده برای جزء ذکر شده به این معنی است که قیمت تخریب انرژی بر قیمت ابتدایی غالب بوده که باعث کاهش فاکتور انرژی-اقتصادی می شود. در مورد چنین اجزایی در سیکل افزایش قیمت ابتدایی به منظور کاهش مقدار تخریب انرژی توصیه می شود. این مورد در مبدل های حرارتی بوسیله افزایش مساحت مبدل حرارتی (که منجر به افزایش قیمت ابتدایی آن می شود) و از سوی دیگر کاهش اختلاف دما در مبدل حرارتی (که منجر به کاهش برگشت ناپذیری در مبدل حرارتی می گردد) محقق می شود. همچنین مقدار هزینه واحد انرژی الکتریکی تولید شده بوسیله توربین در سیکل رانکین بخار ۳۱/۴۳ دلار بر گیگاژول می باشد. در انتها قابل ذکر است که مقدار کلی فاکتور انرژی-اقتصادی

جدول ۷: مقادیر خروجی مربوط به نرخ انرژی و انرژی های اجزای مختلف سیکل ترکیبی و همچنین بازده انرژی					
جزء	Q_{in} (kW)	E_{in} (kW)	E_{out} (kW)	E_{D} (kW)	η_{ex}
کلکتور خورشیدی	۳۰۹/۱	۴۳۴/۴	۱۵۴/۴	۲۸۰	۰/۳۵۵
اواپراتور بخار	۳۰۹/۱	۱۵۴/۴	۱۳۰/۹	۲۳/۵۷	۰/۸۴۷
توربین بخار	۷۷/۷۲	۸۸/۹۱	۷۷/۷۲	۱۱/۱۹	۰/۸۷۴
پمپ بخار	۰/۸	۰/۸	۰/۶۶۹	۰/۱۳۱	۰/۸۳۶
کندانسور بخار/ ژنراتور جذبی	۲۳۲/۱	۴۲/۶۹	۳۲/۴۳	۱۰/۲۶	۰/۷۵۹
کندانسور جذبی	۲۰۰/۴	۷/۱۳۷	۳/۰۷۵	۴/۰۶۲	۰/۴۳
ابزربر جذبی	۲۲۲/۴	۱۴/۳۷	۳/۴۱۲	۱۰/۹۶	۰/۲۳۷
مبدل حرارتی محلول	۲۸/۹۵	۲/۹۳۱	۲/۲۴۱	۰/۶۸۹	۰/۷۶۴
اواپراتور جذبی/ کندانسور تراکمی	۱۸۹/۳	۹/۹۲۶	۹/۴۲۳	۰/۵۰۳	۰/۹۴۹
کمپرسور تراکمی	۴۰/۲۵	۴۰/۲۵	۳۳/۰۱	۷/۲۴۴	۰/۸۲
اجکتور	-	۶۰/۰۷	۵۶/۲۸	۳/۸۰۱	۰/۹۳۶
اواپراتور تراکمی	۱۴۹	۱۹/۷۲	۱۷/۱۳	۲/۵۹۶	۰/۸۶۸

برای سیکل ترکیبی ۴۳/۵۲ درصد می باشد. این مقدار نشان دهنده این است که توازن نسبتاً مناسبی بین نرخ هزینه تخریب انرژی و نرخ هزینه ابتدایی سیکل ترکیبی وجود دارد.

خورشیدی باعث کاهش دبی سیکل بخار و کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور خورشیدی شده است. از سوی دیگر کاهش دبی بخار منجر به کاهش دبی بخش های مختلف سیستم ترکیبی و کاهش کار مورد نیاز کمپرسور و دبی آب سرد تولیدی در اواپراتور سیکل تراکمی اجکتوری را نتیجه داده است. در مورد کار کلی، تاثیر متناقض کاهش دبی بخار و افزایش اختلاف آنتالپی توربین باعث ایجاد بیشینه برای کار کلی شده است. اما در مورد بازده انرژی، کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور در مخرج کسر رابطه بازده، افزایش آن را نتیجه داده است.



شکل ۲: اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی

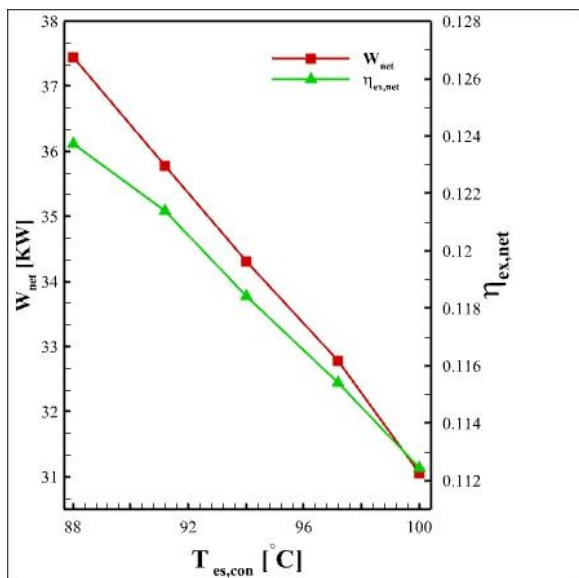
در شکل ۳ تاثیر تغییرات اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی قابل مشاهده است. در این حالت نوشتن معادله پایستگی انرژی در اواپراتور بخار و کلکتور خورشیدی، به ترتیب کاهش دبی بخار و کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور را در پی دارد. کاهش دبی بخار با ثابت ماندن اختلاف آنتالپی توربین بخار، عامل موثر در کاهش کار خروجی توربین بخار و کار کلی می باشد. از سوی دیگر اثر متناقض کاهش کار کلی در صورت کسر و کاهش مساحت کلکتور در مخرج کسر بازده انرژی باعث می شود که بازده انرژی کلی به مقدار اندکی کاهش بیابد.

جدول ۸: نتایج انرژی-اقتصادی برای سیکل ترکیبی			
جزء	$(\$ / h)$	$Z(\$ / h)$	$f(\%)$
کلکتور خورشیدی	۱۸/۴۲	۱۰/۱۶	۳۵/۵۶
اواپراتور بخار	۱/۵۵۱	۱/۹۹۵	۵۶/۲۶
توربین بخار	۱/۰۵۴	۶/۰۲۹	۸۵/۱۲
پمپ بخار	۰/۰۲۴	۰/۰۸۵	۷۷/۹۲
کندانسور بخار / ژنراتور جذبی	۰/۹۶۵	۳/۱۶۶	۷۶/۶۳
کندانسور جذبی	۱/۰۵۸	۰/۰۴۷	۱/۱۱
ابزربر جذبی	۲/۱۹۶	۰/۳۷۲	۱۴/۵۱
مبدل حرارتی محلول	۰/۱۵۳	۰/۱۶	۳۵/۲
اواپراتور جذبی / کندانسور تراکمی	۰/۱۳۱	۰/۶۷۷	۳۸/۷۹
کمپرسور تراکمی	۱/۳۴۲	۰/۳۸	۲۲/۰۹
اجکتور	۱/۹۹۸	-	-
اواپراتور تراکمی	۱/۴۵۷	۳/۲۳۴	۶۸/۹۵

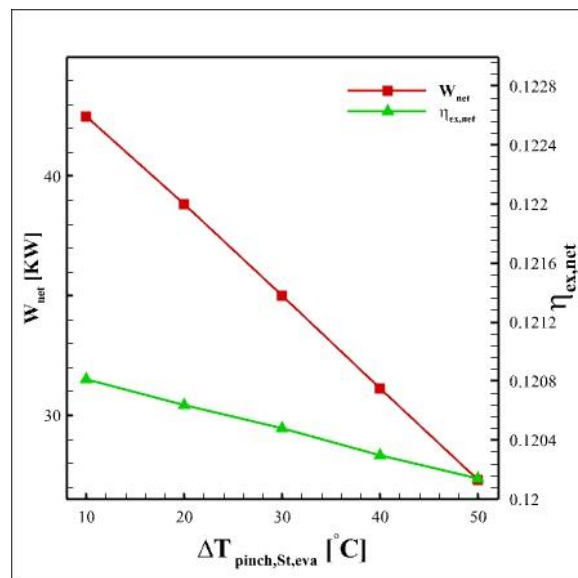
۴-۲- نتایج پارامتری

در این قسمت اثر تغییر نسبت فشار کمپرسور، دمای ورودی توربین گازی و دمای اواپراتور بخار را بر روی عملکرد سیستم از منظر انرژی، انرژی و انرژی-اقتصادی بررسی شده است. توجه کنید که به منظور تحلیل پارامتری تنها پارامتر مورد نظر در بازه در نظر گرفته شده تغییر کرده و بقیه موارد ورودی در سیکل ترکیبی در حالت پایه مطابق جدول ۱ ثابت می ماند.

شکل ۲ نشان دهنده تغییرات دمای اواپراتور بخار در بازه ۲۱۰ تا ۲۹۰ درجه سلسیوس بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی است. با افزایش دمای اواپراتور بخار در محدوده در نظر گرفته شده کار کلی دارای مقدار بیشینه بوده و بازده انرژی افزایش می یابد. افزایش دمای اواپراتور بخار و با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اواپراتور و کلکتور



شکل ۴: اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی

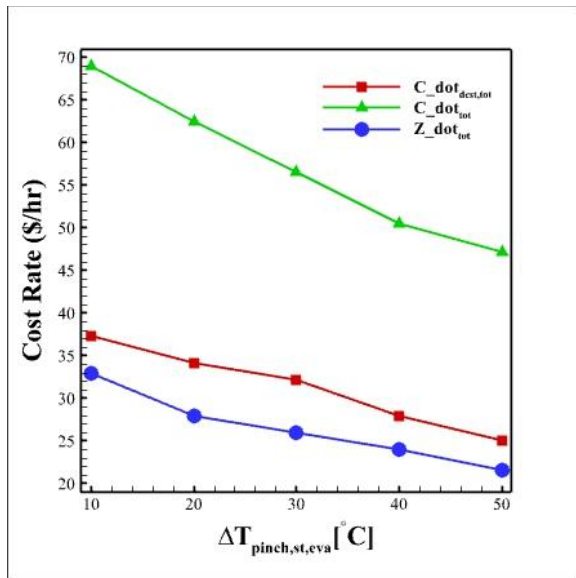


شکل ۳: اثر تغییر اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی

در شکل ۵ اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی قابل مشاهده است. همانطور که در شکل ملاحظه می شود افزایش دمای ژنراتور در محدوده مورد نظر باعث افزایش کار خروجی کلی و بازده انرژی می شود. در این مورد افزایش دمای اواپراتور با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در کندانسور بخار/ژنراتور جذبی، کاهش دبی جریان اصلی عبوری از سیکل جذبی را نتیجه می دهد که کاهش دبی جریانات مختلف در سیستم بجز دبی سیکل بخار را حاصل می دهد. کاهش دبی عبوری، کاهش کار مورد نیاز پمپ محلول و کمپرسور تراکمی را باعث شده که افزایش کار کلی خروجی را حاصل می دهد. این افزایش در رابطه بازده انرژی نیز اثر غالب داشته که علیرغم کاهش برودت تولیدی، باعث افزایش بازده انرژی کلی می شود.

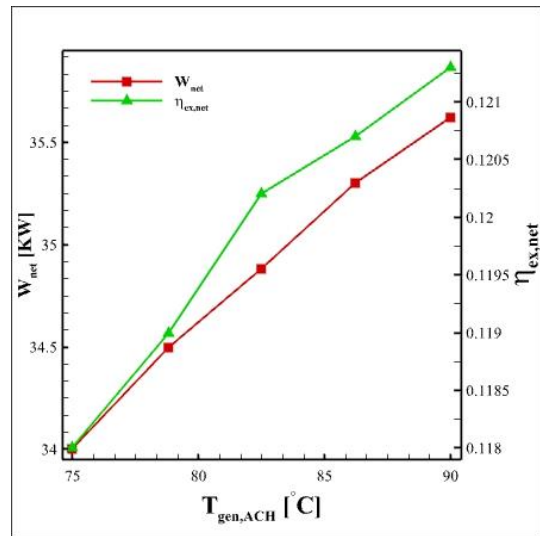
در شکل ۴ اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی کار کلی و بازده انرژی کلی قابل مشاهده است. همانطور که در شکل ملاحظه می شود با افزایش دمای کندانسور در محدوده مورد بررسی، کار و بازده انرژی کلی کاهش می یابد. در این مورد با ثابت ماندن دبی سیکل بخار، عامل اصلی کاهش کار خروجی کلی، کاهش اختلاف آنتالپی توربین بخار و کاهش کار خروجی سیکل بخار می باشد که کاهش کار کلی و بازده انرژی کلی را حاصل می دهد. در این حالت افزایش دمای کندانسور بخار با نوشتن رابطه پایستگی انرژی در اواپراتور بخار و کندانسور بخار، به ترتیب کاهش اندک مساحت مورد نیاز کلکتور و افزایش دبی جریان اصلی سیکل جذبی را حاصل می دهد. از سوی دیگر افزایش دبی جریان اصلی چیلر جذبی، افزایش دبی سیکل تراکمی اجکتوری و افزایش برودت خروجی را حاصل می دهد. در انتها در رابطه بازده انرژی، علیرغم کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور و افزایش برودت تولیدی، کاهش کار مورد نیاز کلی باعث کاهش بازده انرژی می شود.

شکل ۷ نشان دهنده ی تغییرات مولفه های اقتصادی سیستم براساس اختلاف دمای اواپراتور بخار قابل مشاهده است. در این حالت افزایش اختلاف دمای اواپراتور، مانند حالت قبل کاهش تمامی هزینه ها را نتیجه می دهد. در این مورد افزایش اختلاف دما، کاهش مساحت کلکتور و دبی تمامی جریانات سیکل ترکیبی را باعث می شود که کاهش تمامی نرخ های هزینه را در پی دارد.



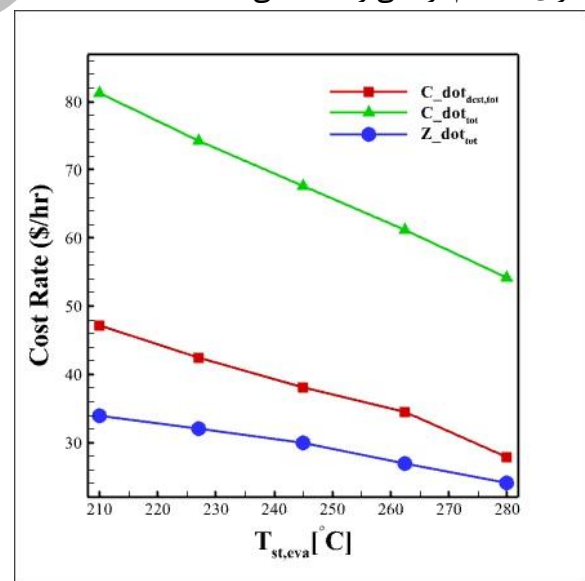
شکل ۷: اثر تغییر اختلاف دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ های هزینه

در شکل ۸ اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی نرخ های هزینه قابل مشاهده است. در این مورد نیز همانطور که در شکل ۹ ملاحظه می شود، کاهش دمای کندانسور، کاهش اندک تمامی نرخ های هزینه را باعث می شود. در این حالت کاهش نرخ هزینه ژنراتور جذبی و کلکتور خورشیدی عامل موثر در کاهش نرخ هزینه ابتدایی بوده و در مورد نرخ هزینه تخریب اگزرژی، افزایش دمای کندانسور تاثیر پیچیده و متناقضی در اجزای مختلف سیکل جذبی و تراکمی گذاشته که در نهایت کاهش اندک آنرا باعث می شود. نرخ هزینه کلی نیز در اثر کاهش دو ترم مختلف آن، کاهش می یابد.

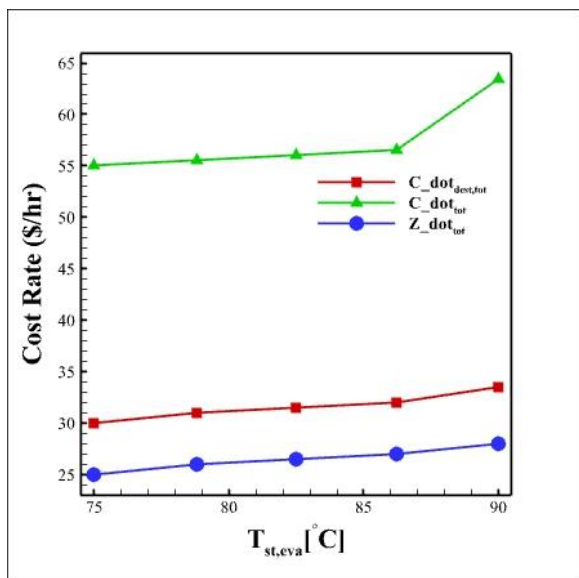


شکل ۵: اثر تغییر دمای ژنراتور جذبی بر روی کار کلی و بازده اگزرژی کلی

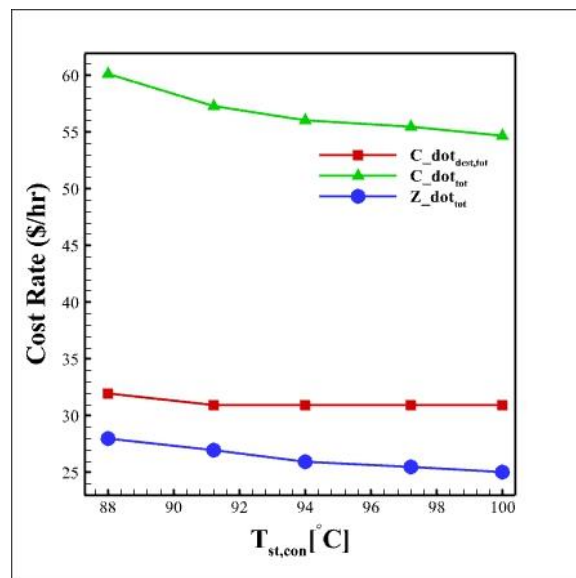
در شکل ۶ اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ های هزینه قابل مشاهده است. همانطور که در شکل ۶ ملاحظه می شود، افزایش دمای اواپراتور، کاهش تمامی نرخ های هزینه را در پی دارد. در این مورد همانطور که قبلاً توضیح داده شده، افزایش دمای اواپراتور باعث کاهش مساحت مورد نیاز کلکتور و دبی بخش های مختلف سیستم ترکیبی شده که کاهش نرخ هزینه ابتدایی و هزینه تخریب اگزرژی تمامی اجزای سیستم ترکیبی را نتیجه می دهد.



شکل ۶: اثر تغییر دمای اواپراتور بخار بر روی نرخ های هزینه



شکل ۹: اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی نرخ های هزینه



شکل ۸: اثر تغییر دمای کندانسور بخار بر روی نرخ های هزینه

۵- نتیجه گیری

در این تحقیق سیکل آبشاری تولید همزمان متشکل از سیکل رانکین بخار، سیکل تبرید جذبی و سیکل تراکمی اجکتوری با محرک کلکتور خورشیدی سهموی خطی از منظر انرژی، انرژی، اقتصادی و انرژی-اقتصادی شبیه سازی گردید. بعد از بررسی نتایج در حالت ورودی پایه، تحلیل پارامتری به منظور بررسی تاثیر موارد مختلف بر روی نتایج انرژی، انرژی، اقتصادی و انرژی-اقتصادی انجام گردید. نتایج این تحقیق حاکی از آن بود که:

در حالت ورودی پایه کار کلی ۳۵/۲۱ کیلووات، و بازگشت ناپذیری کلی ۳۶۵/۸ کیلووات و بازده انرژی کلی ۰/۰۵/۱۲ درصد می باشد.

بیشترین مقدار تخریب انرژی در کلکتور خورشیدی و اواپراتور سیکل بخار رخ می دهد.

کلکتور خورشیدی و توربین سیکل بخار به عنوان اجزایی معرفی می شوند که باید بیشتر از سایر اجزا از منظر انرژی اقتصادی مورد توجه قرار بگیرند چون تقریباً بیشترین مقدار $Z_k + C_D$ متعلق به این اجزا می باشد.

نتایج تحلیل پارامتری حاکی از آن است که افزایش دمای اواپراتور بخار باعث ایجاد بیشینه برای کار کلی، افزایش بازده انرژی و کاهش تمامی هزینه ها شده و مجموعاً تاثیر مثبتی بر روی عملکرد سیستم ترکیبی دارد.

در شکل ۹ اثر تغییر دمای ژنراتور سیکل جذبی بر روی نرخ های هزینه قابل مشاهده است. در این حالت همان طور که در شکل ملاحظه می شود، افزایش دمای ژنراتور باعث افزایش تمامی نرخ های هزینه می گردد. در مورد نرخ هزینه ابتدایی، این نرخ هزینه در کلکتور خورشیدی و اجزای سیکل بخار ثابت مانده و در اکثر اجزای سیکل جذبی و تراکمی کاهش می یابد. اما افزایش قابل توجه نرخ هزینه ابتدایی در ژنراتور جذبی باعث افزایش نرخ هزینه ابتدایی کلی می گردد. اما در مورد نرخ هزینه تخریب انرژی تقریباً عکس حالت فوق اتفاق می افتد یعنی نرخ هزینه تخریب انرژی تمامی اجزای سیکل جذبی و تراکمی بجز ژنراتور افزایش یافته که افزایش نرخ هزینه تخریب انرژی نرخ هزینه کلی را نتیجه می دهد.

and Management, 154:576-90.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.045>

[7] Lizarte, R., Palacios-Lorenzo, M. & Marcos, J, 2017. Parametric study of a novel organic Rankine cycle combined with a cascade refrigeration cycle (ORC-CRS) using natural refrigerants. Applied Thermal Engineering, 127:378-89.
(.)<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.05.028>

[8] Ghaebi, H., Parikhani, T., Rostamzadeh, H., & Farhang, B, 2017. Thermodynamic and thermoeconomic analysis and optimization of a novel combined cooling and power (CCP) cycle by integrating of ejector refrigeration and Kalina cycles. Energy, 139, 262-276.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.07.154>

[9] Moghimi, M., Emadi, M., Ahmadi, P., & Moghadasi, H, 2018. 4E analysis and multi-objective optimization of a CCHP cycle based on gas turbine and ejector refrigeration. Applied Thermal Engineering, 141,516-530.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.075>
[10] Li, J., Li, P., Pei ,G., Alvi ,J.Z. & Ji, 2016. JAnalysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander. Applied Energy, 165:627-38.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.087>

[11] Bellos E, Tzivanidis C, 2018. Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors. Energy Conversion and Management 168:329-42.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.024>

[12] Souza, R. J., Dos Santos, C. A. C., Ochoa, A. A. V., Marques, A. S., Neto, J. L. M., & Michima, P. S, 2020. A.Proposal 3E (energy, exergy, and exergoeconomic) assessment of a cogeneration system using an organic Rankine cycle and an Absorption Refrigeration System in the Northeast Brazil: Thermodynamic investigation of a facility case study. Energy conversion and Management, 217, 113002.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113002>

[13] Wang, Y., Chen, T., Liang, Y., Sun, H., & Zhu, Y,2020. A novel cooling and power cycle based on the absorption power cycle and booster-assisted ejector refrigeration cycle driven by a low-grade heat source: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. Energy conversion and management, 204, 112321.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112321>

افزایش اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار باعث کاهش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می شود.

افزایش دمای کندانسور بخار نیز باعث کاهش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می شود.

افزایش دمای ژنراتور جذبی باعث افزایش کار خروجی، بازده اگزرژی و نرخ هزینه کلی می شود.

در بین موارد مورد بررسی تغییر دمای و اختلاف دمای پینچ اواپراتور بخار، تأثیر بیشتر و تغییر دمای ژنراتور جذبی تأثیر کمتری بر روی کار خروجی و بازده اگزرژی دارد.

۶- منابع

[1] Bellos, E., Tzivanidis, C. & Antonopoulos, K.A, 2016. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. Applied Thermal Engineering, 102:749-59.

<http://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.041>

[2] Nazari, N., Heidarnejad, P. & Porkhial, S, 2016. Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergoeconomic analysis for waste heat recovery application. Energy Conversion and Management, 127:366-79.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.022>

[3] Kardgar, A, 1401, Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling, Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 34(4), pp. 19-34. [doi: 10.22067/jacsm.2022.76152.110](https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.110)

[4] Zhou, Y., Wu, Y., Li, F. & Yu, L, 2016. Performance analysis of zeotropic mixtures for the dual-loop system combined with internal combustion engine. Energy Conversion and Management, 118:406-14.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.04.006>

[5] Wu, D., Aye, L., Ngo ,T. & Mendis P, 2017. Optimization and financial analysis of an organic Rankine cycle cooling system driven by facade integrated solar collectors. Applied Energy, 185:172-82. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.071>

[6] Patel ,B., Desai, N.B. & Kachhwaha, S, 2017. SOptimization of waste heat based organic Rankine cycle powered cascaded vapor compression-absorption refrigeration system. Energy Conversion

Management, 276,116563.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116563>

[22] Jiang, Y., Ma, Y., Han, F., Ji, Y., Cai, W., & Wang, Z, 2023. Assessment and optimization of a novel waste heat stepped utilization system integrating partial heating sCO₂ cycle and ejector refrigeration cycle using zeotropic mixtures for gas turbine. Energy, 265, 126326.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126326>

[23] Gaforian, Niazmand, 2019. Optimization of Combined Cooling Heating and Power System (CCHP) by a Novel Hybrid Method. Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics, 30(1), pp.61-78. DOI: 10.22067/fum-mech.v30i1.60627

[24] Gholizadeh, T., Ghiasirad, H., Skorek-Osikowska, A., & Arabkoohsar, A, 2024. Techno-economic optimization and working fluid selection of a biogas-based dual-loop bi-evaporator ejector cooling cycle involving power-to-hydrogen and water facilities. International Journal of Hydrogen Energy. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.04.104>

[25] Javaherdeh K, Zoghi M, Alizadeh,2016. Simulation of combined steam and organic rankine cycle from energy and exergoeconomic point of view with exhaust gas source. Modares Mechanical Engineering, 16 (7) :308-316. <http://mme.modares.ac.ir/article-۱۵-۳۴۲۹-fa.html>

[26] Ahmadi P, 2013. Modeling, analysis and optimization of integrated energy systems for multigeneration purposes: Faculty of Engineering and Applied Science, University of Ontario Institute of Technology.

[27] Bejan A, Mamut E, 2012. Thermodynamic optimization of complex energy systems: Springer Science & Business Media.

[28] Dincer, I. & Rosen, M.A, 2012. Exergy: energy, environment and sustainable development: Newnes.

[29] Ahmadi P, Dincer I, 2011. Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. Energy Conversion and Management; 52:2296-308. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.12.023>

[30] Liu, L., Li, Z., Jing, Y. & Lv,2018. S Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for absorption subsystem in solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system based on data of entire working period. Energy Conversion and Management; 167:165-75 <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.04.102>

[31] Li, H., Cao, F., Bu, X., Wang, L. & Wang x, 2014. Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. Applied

[14] Ashraf, M. A., Liu, Z., Li, C., Peng, W. X., & Ghaebi, H, 2020. Proposal and comprehensive analysis of an innovative CCP plant based on an internal integration of double flash power system and ejector refrigeration cycle. Energy conversion and management, 203, 112232. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112232>

[15] Gogoi, T. K., & Hazarika, P,2020. Comparative assessment of four novel solar based triple effect absorption refrigeration systems integrated with organic Rankine and Kalina cycles. Energy conversion and management, 226,113561. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113561>

[16] Zoghi, M., Habibi, H., Choubari, A. Y., & Ehyaei, M. A, 2021. Exergoeconomic and environmental analyses of a novel multi-generation system including five subsystems for efficient waste heat recovery of a regenerative gas turbine cycle with hybridization of solar power tower and biomass gasifier. Energy Conversion and Management, 228, 113702. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113702>

[17] Cao, Y., Dhahad, H. A., Hussien, H. M., & Parikhani, T, 2022. Proposal and evaluation of two innovative combined gas turbine and ejector refrigeration cycles fueled by biogas: Thermodynamic and optimization analysis. Renewable Energy, 181, 749-764. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.09.043>

[18] Ahmadi, P., Fakhari, I., & Rosen, M. A, 2022. A comprehensive approach for tri-objective optimization of a novel advanced energy system with gas turbine prime mover, ejector cooling system and multi-effect desalination. Energy, 254, 124352. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124352>

[19] Mosaffa, A. H, 2023. A new combined power and dual ejector refrigeration system using zeotropic mixtures with composition adjustable driven by geothermal resource: An exergoeconomic performance evaluation. Geothermics, 108, 102629. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102629>

[20] Dadpour, D., Gholizadeh, M., Lakzian, E., Delpisheh, M., & Kim, H. D, 2023. Vehicle refrigeration modification using an ejector: optimization and exergoeconomic analysis. J Taiwan Inst Chem Eng 2023; 148: 104875. <https://doi.org/10.1016/j.jtice.2023.104875>

[21] Mohammed, R. H., Spitzenberger, J., Mohammadian, S. K., & Ma, H, 2023. Exergoeconomic analysis of an integrated humidification-dehumidification desalination/open-cycle ejector system for freshwater and cooling energy production. Energy Conversion and

energy; 121:96-10.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>

[32] Al-Sulaiman FA, 2014. Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. *Energy Conversion and Management* 77:441-9.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.013>

[33] Boyaghchi FA, Mahmoodnezhad M, Sabeti V, 2016. Exergoeconomic analysis and optimization of a solar driven dual-evaporator vapor compression-absorption cascade refrigeration system using water/CuO nanofluid. *Journal of Cleaner Production*, 139:970-85.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.08.125>

[34] Florides, G., Kalogirou, S., Tassou, S. & Wrobel, L, 2003. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*; 44:2483-508.
[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00006-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00006-2)