

ارزیابی انرژی و انرژی سیکل یکپارچه جدیدی مبتنی بر سیکل کلکتور خورشیدی سهموی خطی، برای تولید همزمان برق و سرمایش

امین نباتی

استادیار، گروه مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی فنی و مهندسی اسفراین، اسفراین.
amin459@yahoo.com

چکیده: استفاده از انرژی خورشیدی یکی از راهکارهای مقابله با چالش بحران انرژی و آلودگی‌های زیست محیطی است. در این پژوهش سیکل ترکیبی جدیدی برای تولید همزمان برق و سرمایش، با بهره‌مندی از انرژی خورشیدی پیشنهاد می‌شود. سیکل پیشنهادی از سیکل کلکتور خورشیدی سهموی، سیکل رانکین آلی با بازیاب، سیکل برایتون با گرمکن و خنک کن میانی، و سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار تشکیل می‌شود. با توجه به اینکه سیکل پیشنهادی با شرایط اقلیمی شهرستان اسفراین ارزیابی می‌شود، مقدار تابش خورشیدی روزانه در شهرستان اسفراین محاسبه شده و ارزیابی انرژی و انرژی سیستم انجام می‌شود. نتایج نشان می‌دهد سیستم پیشنهادی قادر به تولید ۲۶۴۰ مگاوات برق در سال و کاهش ۲۹ درجه‌ای آب با دبی ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه، در روز است. همچنین تاثیر تابش خورشیدی، دبی جرمی سیال‌های عامل سیکل‌های کلکتور خورشیدی و سیکل رانکین آلی، نوع مبرد سیکل رانکین آلی با بازیاب بر عملکرد سیکل پیشنهادی ارزیابی می‌شود.

واژه‌های کلیدی: کلکتور خورشیدی سهموی خطی، سیکل رانکین آلی، سیکل برایتون، سیکل تبرید تراکمی بخار، بازده انرژی و انرژی.

مقدمه

بحران دوگانه کاهش منابع انرژی‌های فسیلی و آلودگی‌های زیست محیطی یک چالش مهم است که دنیا را درگیر خود کرده است. از طرفی مشکلات مربوط به ناترازی انرژی در ایران، اهمیت توجه به انرژی‌های تجدید پذیر را در ایران دوچندان می‌کند. انرژی خورشیدی یکی از انرژی‌های تجدید پذیر و پاک است که با توجه به شرایط اقلیمی ایران، در بخش وسیعی از آن قابل استحصال است. برای بهره بردن از انرژی خورشیدی و تبدیل آن به برق روش‌های مختلفی وجود دارد. استفاده از سیستم‌های فتوولتائیک ساده ترین راه برای تبدیل تابش خورشیدی به برق است، اما ظرفیت تولید پایین این سیستم باعث شده است تا محققان به روش‌های دیگری مانند استفاده از برج‌های خورشیدی دریافت کننده و یا سیکل کلکتور خورشیدی سهموی خطی روی بیاورند. در این بین برای بهره‌مندی بیشتر از انرژی و کاهش اتلافات حرارتی سیکل‌ها ترمودینامیکی دیگری از جمله سیکل رانکین، سیکل رانکین آلی، سیکل برایتون و سیکل‌های تبرید با سیکل‌های خورشیدی ادغام می‌شوند. تحقیقات زیادی با هدف افزایش بهره‌وری این سیکل‌های ترکیبی انجام شده است که در ادامه به برخی از آن‌ها اشاره می‌شود.

لی و همکاران [۱] سیستم یکپارچه شامل کلکتور خورشیدی، سیکل رانکین و سیکل آلی رانکین را برای تولید برق ارزیابی کردند. آن‌ها تاثیر نوع سیال عامل سیکل آلی رانکین و دماهای ورودی به سیکل‌ها را بر عملکرد سیستم بررسی کردند و نشان دادند سیستم پیشنهادی راندمان ۱۳/۶۸ تا ۱۵/۶۲ درصد دارد. بلوس و همکاران [۲] یک چیلر جذبی تک اثره یکپارچه شده با سیکل کلکتور خورشیدی را بررسی کردند. آن‌ها بر مبنای تحلیل انرژی و انرژی سیستم و همچنین ارزیابی فنی - اقتصادی، نشان دادند مساحت کلکتورهای خورشیدی و حجم مخزن ذخیره مهمترین پارامترها در بهینه‌سازی سیستم مذکور است. بلوس و تزیوانیدیس [۳] به بهینه‌سازی سیستم سرمایش جذبی-اجکتوری با راه انداز کلکتورهای خورشیدی سهموی پرداختند. آن‌ها با بررسی تاثیر دما و فشار ژنراتور و افت فشار اجکتور بر عملکرد سیستم، نشان دادند سیستم بهینه شده می‌تواند تا ۶۰ درصد نسبت به سیستم سرمایش جذبی معمولی افزایش عملکرد داشته باشد. غفوریان و نیازمند [۴] با در نظر گرفتن سه معیار انرژی، اقتصادی و زیست محیطی روش ترکیبی جدید برای بهینه‌سازی سیستم‌های تولید همزمان برق، گرمایش و سرمایش ارائه کردند. نتایج نشان داد در روش جدید بهینه‌سازی قیمت حامل‌های انرژی در هر ماه بخوبی لحاظ می‌شود و فرض ثابت گرفتن قیمت‌های حامل انرژی در طول سال، که منجر به خطای محاسباتی می‌شود، حذف شده است. گوجوی و هازاریکا [۵] به ارزیابی انرژی و انرژی چهار سیستم یکپارچه خورشیدی جدید پرداختند. سیستم‌های پیشنهادی متشکل از سیکل کلکتور خورشیدی، سیستم تبرید جذبی، سیکل رانکین آلی و سیکل کالینا بود. نتایج نشان

داد استفاده از سیکل کالینا در مقایسه با سیکل رانکین آلی، منجر به عملکرد بهتری برای سیستم می‌شود. نباتی و سعادت طرقی [۶] سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار بر پایه انرژی خورشیدی را از منظر انرژی و انرژی ارزیابی کردند. آن‌ها نشان دادند در دبی‌های جرمی کم مبرد R22 مناسب‌ترین گزینه، در مقایسه با سایر مبردهای مورد بررسی، برای دستیابی به آب خنک تر و راندمان انرژی بالاتر است. همچنین دیگ بخار و کندانسور بیشترین تخریب انرژی را در سیستم دارند. احمدی و همکاران [۷] به مدلسازی و بهینه‌سازی سیستم ترکیبی خورشیدی - بادی - باتری با در نظر گرفتن سه محرک موتور دیزل، موتورگازسوز و توربین گازی پرداختند. آن‌ها تعداد پنل خورشیدی، تعداد توربین بادی و تعداد باتری و ظرفیت اسمی موتور دیزل، ظرفیت موتور گازسوز و ظرفیت توربین گازی را به‌عنوان متغیرهای طراحی و نسبت سوخت و هزینه سالیانه به‌عنوان توابع هدف در نظر گرفتند. نتایج نشان داد استفاده از محرک دیزل دارای بیشترین نسبت سوخت و کمترین هزینه سالیانه است. چن و همکاران [۸] شش چیدمان مختلف برای سیکل برایتون با سیال عامل دی اکسید کربن را در نظر گرفته و عملکرد آن‌ها را مقایسه کردند. شش چیدمان که عبارتند از: سیکل برایتون با بازیاب ساده، با تراکم مجدد، با پیش تراکم، دارای خنک کن میانی، با خنک کن جزئی، و با انبساط چند مرحله‌ای، انرژی اولیه را از برج خورشیدی دریافت می‌کردند. نتایج نشان داد در شرایط های مختلف هر کدام از چیدمان‌ها می‌تواند بیشترین عملکرد را داشته باشد اگرچه در اغلب موارد سیکل برایتون با پیش تراکم مناسب‌تر تشخیص داده می‌شود. کاردگر [۹] سیستم یکپارچه با منابع انرژی خورشیدی و زمین گرمایی را برای تولید همزمان توان، گرمایش و سرمایش ارزیابی کرد. راندمان انرژی و انرژی سیستم مذکور به ترتیب ۹۲٪ و ۵۷٪ است. نتایج نشان داد افزایش کیفیت بخار و کاهش دمای محیط موجب افزایش راندمان انرژی سیستم می‌شود. آریانفر و همکاران [۱۰] به آنالیز سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی ادغام شده با سیکل کلکتور خورشیدی پرداختند. نتایج نشان داد با افزایش دما و فشار سیال ورودی به توربین راندمان حرارتی سیستم افزایش یافته و در مقابل راندمان انرژی کاهش می‌یابد. جبری و همکاران [۱۱] با استفاده از سیکل ترکیبی کلکتور خورشیدی - سیستم فتوولتائیک امکان سنجی تامین برق و گرمایش یک ساختمان مسکونی در چند شهر ایران و عراق را بررسی کردند. نتایج نشان داد سیستم پیشنهادی در شرایط بهینه شده، علاوه بر تامین گرمایش با راندمان حرارتی ۷۸٪، قادر به تولید حداکثر ۷۷ وات بر مترمربع برق است. شقاقی و همکاران [۱۲] سیکل آلی رانکین دو مرحله‌ای را برای تولید برق بررسی کردند که از دو منبع انرژی خورشیدی و زمین گرمایی بهره می‌برد. نتایج نشان داد با افزایش شدت تابش خورشیدی هر دو راندمان انرژی و انرژی سیستم افزایش می‌یابد. جواهرده و صفری ثابت [۱۳] به ارزیابی انرژی، انرژی و اقتصادی سیستم یکپارچه متشکل از سیکل رانکین، تبرید جذبی و تراکمی، و کلکتور سهموی خورشیدی پرداختند. نتایج نشان داد توان تولیدی سیستم ۳۵/۲۱ کیلووات و راندمان انرژی آن ۱۲/۰۵ درصد است. همچنین کلکتور خورشیدی و اواپراتور بیشترین نرخ تخریب انرژی را دارند. احمد و همکاران [۱۴] سیکل کلکتور خورشیدی ادغام شده با سیکل برایتون فوق بحرانی دی اکسید کربن (دارای سیستم گرمایش مجدد و پیش تراکم) را بررسی کردند. نتایج نشان داد با افزایش دمای ورودی به توربین، فشار حداکثر سیکل و دمای حداکثر سیکل، راندمان حرارتی سیستم افزایش می‌یابد، در حالی که افزایش دمای ورودی به کمپرسور اصلی موجب کاهش راندمان حرارتی سیستم می‌شود.

قریشی و همکاران [۱۵] به مقایسه عملکرد دو سیستم ترکیبی با منبع حرارتی خورشیدی برای تولید برق و آب سرد پرداختند. سیستم اول سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار و سیستم دوم سیکل ترکیبی رانکین آلی با بازیاب - تبرید تراکمی دوگانه است. نتایج نشان داد راندمان حرارتی سیستم دوم بیشتر از سیستم اول است. همچنین با افزایش دمای اواپراتور، راندمان حرارتی هر دو سیستم افزایش می‌یابد اما میزان افزایش و اثرگذاری در سیستم دوم بیشتر از سیستم اول است. سیدیکوی و السدونی [۱۶] نیروگاه برج خورشیدی یکپارچه شده با سیکل‌های رانکین آلی، برایتون، و تبرید جذبی دو اثره را ارزیابی انرژی و انرژی کردند. نتایج نشان داد افزایش مساحت کلکتورهای خورشیدی و شدت تابش خورشیدی باعث افزایش راندمان حرارتی و انرژی سیستم می‌شود. همچنین استفاده از تولوئن در مقایسه با مبردهای R123 و R245fa منجر به عملکرد بهتر سیستم می‌شود. از طرفی افزایش دمای اواپراتور تاثیری بر راندمان حرارتی ندارد اما راندمان انرژی را در سیستم کاهش می‌دهد. داس و همکاران [۱۷] سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی دوگانه‌ای را که از سیکل کلکتور خورشیدی بعنوان منبع انرژی بهره می‌برد، از منظر انرژی و انرژی ارزیابی کردند. آن‌ها نشان دادند کاهش دمای سیال ورودی به توربین باعث کاهش راندمان انرژی و انرژی عملکرد سیستم می‌شود در حالی که افزایش فشار سیال ورودی به توربین موجب افزایش هر سه پارامتر مذکور می‌شود. همچنین افزایش دمای اواپراتور باعث افزایش ظرفیت سرمایشی سیستم و کاهش توان تولیدی می‌شود. شارما و همکاران [۱۸] سیکل ترکیبی با زیر سیستم‌های برج دریافت کننده خورشیدی، توربین گازی و رانکین آلی با بازیاب را تحلیل انرژی و انرژی کردند. نتایج نشان داد با افزایش نسبت فشار کمپرسور در سیکل توربین گازی، راندمان انرژی و انرژی ابتدا کمی افزایش و سپس بشدت کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش دمای سیال ورودی به

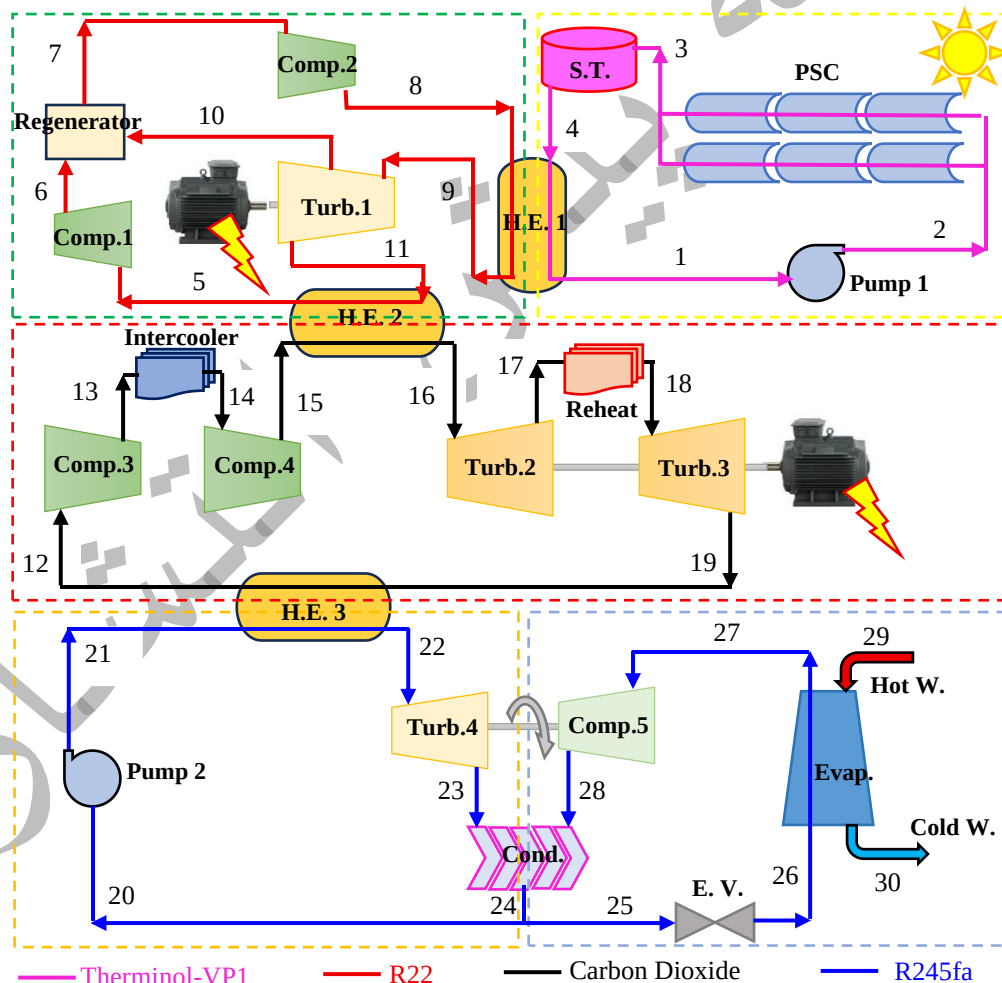
توربین و کمپرسور، راندمان انرژی و انرژی افزایش می‌یابد. الفریس و همکاران [۱۹] سیستم یکپارچه جدیدی شامل سیکل کلکتور خورشیدی، سیکل توربین گازی، سیکل رانکین آلی، سیکل رانکین و سیکل تبرید جذبی را ارائه دادند. آن‌ها نشان دادند با افزایش شدت تابش خورشیدی و همچنین با افزایش دمای ورودی به توربین گازی، راندمان انرژی و انرژی سیستم افزایش می‌یابد در حالی که هزینه تولید برق بشدت کاهش می‌یابد. امگا و همکاران [۲۰] سیستم تهویه مطبوع خورشیدی را ارزیابی انرژی، انرژی و محیط زیستی کردند و نشان دادند با افزایش شدت تابش خورشیدی ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد. همچنین کلکتورهای خورشیدی و کندانسور بیشترین سهم را در تخریب انرژی سیستم دارند. کایرتب [۲۱] سیستم سه گانه ای شامل سیکل کلکتور خورشیدی، رانکین آلی با بازیاب، و تبرید جذبی دو اثره را ارزیابی انرژی و انرژی کرد. وی نشان داد اگرچه شدت تابش خورشیدی تاثیر کمی بر راندمان انرژی سیستم دارد اما با افزایش شدت تابش خورشیدی راندمان حرارتی و توان تولیدی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین افزایش دمای سیال عامل ورودی به کلکتورها باعث کاهش راندمان انرژی و افزایش راندمان انرژی سیستم می‌شود. اوگایلی و همکاران [۲۲] سیکل ترکیبی متشکل از سیکل کلکتور خورشیدی، رانکین آلی با بازیاب و تبرید تراکمی اجکتوری را ارزیابی انرژی، انرژی و اقتصادی کردند. نتایج نشان داد افزایش فشار سیال ورودی به توربین در سیکل آلی رانکین باعث افزایش بازده انرژی و انرژی سیستم می‌شود در حالی که افزایش فشار در کندانسور موجب کاهش هر دو پارامتر راندمان انرژی و انرژی می‌شود. هرناندز و همکاران [۲۳] نیروگاه برج مرکزی خورشیدی یکپارچه شده با سیکل برایتون و رانکین آلی را بررسی کردند و نشان دادند با افزایش نسبت فشار کندانسور در سیکل برایتون، عملکرد نیروگاه بشدت بهبود می‌یابد. همچنین تحلیل انرژی سیستم نشان داد دریافت کننده‌های خورشیدی بیشترین تخریب انرژی را دارند. لکان و همکاران [۲۴] به مقایسه عملکرد چهار چیدمان مختلف از سیکل رانکین آلی راه اندازی شده با سیکل کلکتور خورشیدی پرداختند. چهار چیدمان عبارتند از: رانکین آلی دوگانه با بازیاب، رانکین آلی دوگانه بدون بازیاب، رانکین آلی سه گانه با بازیاب، و رانکین آلی سه گانه بدون بازیاب. نتایج نشان داد چیدمان رانکین آلی سه گانه با بازیاب عملکرد بهتری نسبت به سایر چیدمان‌ها دارد. همچنین با افزایش دبی جرمی سیال عامل در سیکل کلکتور خورشیدی، راندمان حرارتی افزایش یافته و راندمان انرژی برای هر چهار چیدمان بدون تغییر می‌باشد. بوپدا و همکاران [۲۵] با اضافه کردن سیکل کلکتور خورشیدی به یک سیستم تبرید تراکمی، نشان دادند ظرفیت سرمایشی سیستم بیش از دوبرابر شده و راندمان انرژی سیستم افزایش می‌یابد. همچنین استفاده از مبردهای R717 و R600a در مقایسه با سایر مبردهای مورد بررسی، منجر به عملکرد سرمایشی بهتر سیستم می‌شود.

همانطور که در مرور پژوهش‌های پیشین مشاهده می‌شود در موارد خیلی کمی از سیکل رانکین آلی در کنار سیکل برایتون برای تولید برق استفاده شده است. همچنین تاکنون در سیکل‌های ترکیبی مبتنی بر کلکتور خورشیدی، از اتلافات حرارتی سیکل برایتون برای راه اندازی سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار استفاده نشده است. لذا در این پژوهش سیکل ترکیبی جدیدی پیشنهاد و ارزیابی می‌شود که شامل زیر سیستم‌های سیکل کلکتور خورشیدی سهموی خطی با مخزن ذخیره، سیکل رانکین آلی با بازیاب، سیکل برایتون با گرمکن و خنک کن میانی، سیکل آلی رانکین و سیکل تبرید تراکمی بخار است. هدف از پیشنهاد این سیکل، ارائه راه کاری برای تولید پایدار و همزمان برق و سرمایش با استفاده از انرژی پاک و تجدیدپذیر خورشیدی است. با استفاده از سیکل کلکتور خورشیدی و مخزن ذخیره، قابلیت عملیاتی بودن سیکل در روزهای ابری و شب‌ها امکان پذیر می‌شود. از یک سیکل رانکین آلی با بازیاب برای دریافت گرما از سیکل کلکتور خورشیدی و تولید برق استفاده می‌شود زیرا این سیکل قابلیت کار در دماهای پایین را دارد. برای افزایش تولید برق، یک سیکل برایتون با گرمکن و خنک کن میانی (که معمولا راندمان‌های حرارتی بالاتری نسبت به سیکل‌های رانکین آلی دارند) بکار گرفته می‌شود تا گرمای اتلافی سیکل رانکین آلی با بازیاب، مجدد مورد استفاده قرار گیرد. با توجه به اینکه همچنان اتلافات حرارتی قابل بازیابی در سیکل برایتون وجود دارد، یک سیکل ترکیبی آلی رانکین - تبرید تراکمی بخار برای تولید سرمایش با استفاده از اتلافات حرارتی سیکل برایتون بکار گرفته می‌شود. ارزیابی انرژی و انرژی در محیط نرم افزار EES و با توجه به شرایط اقلیمی شهرستان اسفراین انجام می‌شود. همچنین تاثیر پارامترهای شدت تابش خورشیدی، دبی سیال عامل در سیکل‌های کلکتور خورشیدی و رانکین آلی با بازیاب، و نوع سیال عامل در سیکل رانکین آلی با بازیاب بر عملکرد سیستم بررسی می‌شود.

تشریح سیکل ترکیبی پیشنهادی

سیکل ترکیبی پیشنهاد شده شامل سیکل کلکتور خورشیدی با سیال عامل روغن ترمینول وی پی ۱، سیکل رانکین آلی دارای بازیاب با سیال عامل مبرد R22، سیکل برایتون دارای گرمکن و خنک کن میانی یا سیال عامل دی اکسید کربن فوق بحرانی، سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار با سیال عامل R245fa است. در شکل ۱ شماتیک سیکل نشان داده می‌شود. انرژی تابشی خورشید توسط کلکتورهای سهموی جذب شده و به روغن ترمینول وی پی ۱ داده می‌شود. انرژی جذب شده توسط این روغن در

مبدل حرارتی شماره ۱ به سیال عامل سیکل رانکین آلی با بازیاب داده می‌شود. در سیکل خورشیدی مخزن ذخیره‌ای در نظر گرفته شده است تا در شب و ساعات ابری بودن منطقه، سیستم فعال باشد. مبرد R22 انرژی گرمایی را از روغن ترمینول گرفته و با انرژی بالا وارد توربین شماره ۱ می‌شود. پس از انجام کار در توربین، بخشی از سیال از بخش میانی توربین خارج شده و به بازیاب منتقل می‌شود و بخش دیگر آن به مبدل حرارتی شماره ۲ رفته و گرمای خود را به دی اکسید کربن می‌دهد. در واقع این مبدل حرارتی نقش محفظه احتراق را برای سیکل برایتون دارد. مبرد R22 پس از خروج از مبدل حرارتی شماره ۲، توسط کمپرسور شماره ۱ به بازیاب برده شده و پس از پیش گرمایش مجدد به مبدل حرارتی شماره ۱ فرستاده می‌شود تا گرمای خورشیدی جذب شده توسط روغن ترمینول را دریافت کند. دی اکسید کربن پس از دو مرحله تراکم توسط کمپرسورهای شماره ۳ و ۴ وارد مبدل حرارتی شماره ۲ شده و گرمای اتلافی سیکل رانکین آلی را جذب می‌کند. دی اکسید کربن فوق بحرانی وارد توربین شماره ۲ و ۳ شده و کار توسط توربین‌ها انجام می‌شود. سپس دی اکسید کربن به مبدل حرارتی شماره ۳ برده می‌شود تا در آنجا گرمای اتلافی سیکل برایتون را به سیال عامل سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار انتقال دهد. در مبدل حرارتی شماره ۳ مبرد R245fa گرمای دی اکسید کربن را گرفته و سپس وارد توربین شماره ۴ می‌شود. این توربین که با کمپرسور شماره ۵ هم‌محور است تمام توان تولیدی را صرف راه‌اندازی و فعالیت کمپرسور مذکور می‌کند. مبرد خروجی از توربین شماره ۴ و کمپرسور شماره ۵ وارد کندانسور شده و پس از تبادل انرژی در دو مسیر پیش می‌روند. بخشی از سیال خروجی از کندانسور مجدد توسط پمپ شماره ۲ به مبدل حرارتی شماره ۳ برده می‌شود و بخش از آن پس از عبور از شیر اختناق، به اواپراتور می‌رود. در آنجا مبرد اشباع شده که قابلیت تبخیر دارد، گرمای لازم را برای تبخیر، از خط لوله آب با دمای ۳۳۰ کلین دریافت می‌کند. این دریافت انرژی موجب سرد شدن آب می‌شود.



شکل ۱ شماتیک سیکل ترکیبی پیشنهادی

تحلیل ترمودینامیکی

در این پژوهش از انرژی خورشیدی برای راه‌اندازی سیکل ترکیبی استفاده می‌شود. برای محاسبه انرژی خورشیدی روابط و مدل‌های مختلفی

وجود دارد که در تمام این مدل ها پارامترهایی مانند موقعیت جغرافیایی، سرعت باد، ساعات آفتابی بودن، رطوبت هوا بر میزان تابش خورشیدی تاثیر گذار است. مدل انگستروم یکی از مدل های کاربردی و ساده برای محاسبه شدت تابش خورشیدی است. در این مدل شدت تابش خورشیدی روزانه از رابطه زیر محاسبه می شود [۲۶].

$$\frac{I}{I_0} = a + b \frac{S}{S_0} \quad (1)$$

که در این رابطه I تابش خورشیدی روزانه در منطقه مورد نظر، I_0 تابش خورشیدی در خارج جو، a و b ثابت های مدل انگستروم، S ساعات آفتابی بودن و S_0 حداکثر ساعات آفتابی بودن است. مقدار تابش خورشیدی در خارج جو از رابطه زیر بدست می آید

$$I_0 = \frac{24 \times 3600}{\pi} I_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \left(\frac{360n}{365} \right) \right) \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi \omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (2)$$

در این رابطه I_{sc} ثابت جهانی تابش خورشیدی و برابر با ۱۳۶۷ وات بر مترمربع، n شماره روز میلادی، ϕ زاویه تابش خورشید، ϕ طول جغرافیایی و δ زاویه انحراف خورشید است.

پس از محاسبه شدت تابشی در منطقه، مقدار تابش جذب شده توسط کلکتورها محاسبه می شود. برای محاسبه گرمای خورشیدی جذب شده توسط کلکتورها از روابط ارائه شده در مرجع [۲۷] استفاده می شود. مقدار تابش خورشیدی جذب شده توسط یک کلکتور از رابطه زیر بدست می آید.

$$\dot{Q}_u = F_R (A_{ap} S_R - A_{ap} U_L (T_{in} - T_0)) \quad (3)$$

که این گرما مطابق رابطه زیر به سیال عامل انتقال داده می شود.

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_r C_{p_r} (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

در این روابط F_R ضریب حذف گرما، A_{ap} مساحت انحنای کلکتور، S_R گرمای جذب شده توسط دریافت کننده، U_L ضریب اتلاف حرارت کلکتور، C_p ظرفیت گرمایی سیال دریافت کننده، $\dot{m}_r$ دبی جرمی سیال دریافت کننده، T_{in} دمای سیال در ورودی، T_{out} دمای سیال در خروجی و T_0 دمای محیط است. گرمای جذب شده توسط سیال دریافت کننده از رابطه زیر بدست می آید.

$$S_R = \eta_r I \quad (5)$$

$$\eta_r = \rho_c \gamma \tau \alpha K_\gamma \quad (6)$$

در این روابط η_r بازده دریافت کننده، ρ_c ضریب بازتاب آینه ای، γ ضریب تداخل، τ ضریب عبور از پوشش، α ضریب جذب دریافت کننده، K_γ ضریب اصلاح زاویه است. ضریب حذف گرما از رابطه زیر بدست می آید.

$$F_R = \frac{\dot{m}_r c_{p_r}}{A_r U_L} \left[1 - \exp \left(\frac{-A_r U_0}{\dot{m}_r c_{p_r}} \right) \right] \quad (7)$$

ضریب اتلاف حرارت کلکتور بین محیط و دریافت کننده (U_L)، و ضریب حرارت کلی بین محیط و سیال (U_0) از روابط زیر بدست می آید.

$$U_L = \left[\frac{A_r}{(h_{c,ca} + h_{r,ca}) A_c} + \frac{1}{h_{r,cr}} \right]^{-1} \quad (8)$$

$$U_0 = \left[\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{c,r,in} D_{r,i}} + \frac{D_{r,o}}{2k_r} \ln \left(\frac{D_{r,o}}{D_{r,i}} \right) \right]^{-1} \quad (9)$$

ضرایب اتلاف حرارت جابجایی ($h_{c,ca}$) و حرارت تشعشعی ($h_{r,ca}$) بین محیط و پوشش، و ضرایب حرارت تشعشعی ($h_{r,cr}$) و اتلاف حرارت ($h_{c,r,in}$) بین پوشش و دریافت کننده از روابط زیر محاسبه می شوند.

$$h_{c,ca} = \frac{Nu_{air} k_{air}}{D_{c,o}} \quad (10)$$

$$h_{r,ca} = \varepsilon_c \sigma (T_c + T_a)(T_c^2 + T_a^2) \quad (11)$$

$$h_{r,cr} = \left(\sigma (T_c + T_{r,av})(T_c^2 + T_{r,av}^2) \right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_r}{A_c} \left(\frac{1}{\varepsilon_c} - 1 \right) \right) \quad (12)$$

$$h_{c,r,in} = \frac{Nu_r k_r}{D_{r,i}} \quad (13)$$

در اینجا k ضریب رسانش، ε ضریب پخش، σ ثابت استفان بولتزمن، و زیرنویس‌های c ، a ، av و r به ترتیب نشان دهنده پوشش، محیط، متوسط و دریافت کننده است. اعداد ناسلت (Nu) از روابط زیر بدست می‌آید [۲۸].

$$\begin{cases} Nu_{air} = 0.4 + 0.54 Re^{0.52} & \text{for } Re < 1000 \\ Nu_{air} = 0.3 Re^{0.6} & \text{for } 1000 < Re < 50000 \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} Nu_r = 4.364 & \text{for } Re < 2300 \\ Nu_r = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} & \text{for } 2300 < Re \end{cases} \quad (15)$$

دمای پوشش شیشه ای کلکتور از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$T_c = \left(h_{r,cr} T_{r,a} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca}) T_0 \right) / \left(h_{r,cr} + \frac{A_c}{A_r} (h_{c,ca} + h_{r,ca}) \right) \quad (16)$$

پس از محاسبه تمام پارامترها، حال می‌توان با استفاده از رابطه زیر گرمای جذب شده توسط کلکتورها، که همان انرژی تابشی خورشیدی ورودی به سیکل ترکیبی است را محاسبه کرد.

$$\dot{Q}_{solar} = A_{ap} F_R S_R N_r N_s \quad (17)$$

در این رابطه N_r تعداد ردیف کلکتورها و N_s تعداد کلکتورهای در نظر گرفته شده برای هر ردیف است. همچنین انرژی گرمایی ذخیره شده و اتلاف شده از مخزن ذخیره در سیکل کلکتور خورشیدی از روابط زیر بدست می‌آید.

$$\dot{Q}_{ST} = \dot{Q}_{solar} - \dot{Q}_{Loss} \quad (18)$$

$$\dot{Q}_{Loss} = U_{ST} A_{ST} (T_{ST} - T_{amb}) \quad (19)$$

ارزیابی کمیت و کیفیت انرژی در سیکل ترکیبی پیشنهادی با تحلیل معادلات انرژی و انرژی انجام می‌شود. برای این منظور با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، برای هر یک از اجزای سیکل معادلات بقا جرم، انرژی و انرژی در شرایط پایدار ارزیابی می‌شود. این روابط در حالت کلی به فرم زیر می‌باشند. [۶]

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (20)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (21)$$

$$\dot{E}x_Q - \dot{E}x_W = \sum \dot{E}x_{out} - \sum \dot{E}x_{in} + \Delta \dot{E}x \quad (22)$$

که با اعمال روابط فوق برای هر یک از اجزای سیکل، معادلات انرژی و انرژی بدست می‌آید. در جدول ۱ معادلات انرژی و انرژی هر یک از اجزای سیکل ترکیبی آورده شده است.

جدول ۱ معادلات انرژی و انرژی اجزای سیکل ترکیبی پیشنهادی [۶، ۲۸]

معادله انرژی	معادله انرژی	اجزای سیستم
$\Delta \dot{E}_{pump1} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{pump1}$	$\dot{W}_{pump1} = \dot{m}_1 (h_2 - h_1)$	پمپ ۱
$\Delta \dot{E}_{pump2} = \dot{E}x_{20} - \dot{E}x_{21} + \dot{W}_{pump2}$	$\dot{W}_{pump2} = \dot{m}_{20} (h_{21} - h_{20})$	پمپ ۲
$\Delta \dot{E}_{Collectors} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 + \dot{Q}_{Collectors} (1 - T_0/T_2)$	$\dot{Q}_{Collectors} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2)$	کلکتور
$\Delta \dot{E}_{ST} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 - \dot{Q}_{loss} (1 - T_0/T_3)$	$\dot{Q}_{ST} = \dot{m}_2 (h_4 - h_3) - \dot{Q}_{loss}$	مخزن ذخیره حرارتی
$\Delta \dot{E}_{Heatexchanger1} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_8 - \dot{E}x_1 - \dot{E}x_9$	$\dot{m}_4 (h_4 - h_1) = \dot{m}_8 (h_9 - h_8)$	مبدل حرارتی ۱
$\Delta \dot{E}_{Heatexchanger2} = \dot{E}x_{11} + \dot{E}x_{15} - \dot{E}x_5 - \dot{E}x_{16}$	$\dot{m}_{11} (h_{11} - h_5) = \dot{m}_{15} (h_{16} - h_{15})$	مبدل حرارتی ۲
$\Delta \dot{E}_{Heatexchanger3} = \dot{E}x_{19} + \dot{E}x_{21} - \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{22}$	$\dot{m}_{19} (h_{19} - h_{12}) = \dot{m}_{21} (h_{22} - h_{21})$	مبدل حرارتی ۳
$\Delta \dot{E}_{Re generator} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_7$	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_7 h_7$	بازیاب حرارتی
$\Delta \dot{E}_{Comp1} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 + \dot{W}_{Comp1}$	$\dot{W}_{Comp1} = \dot{m}_5 (h_6 - h_5)$	کمپرسور ۱
$\Delta \dot{E}_{Comp2} = \dot{E}x_7 - \dot{E}x_8 + \dot{W}_{Comp2}$	$\dot{W}_{Comp2} = \dot{m}_7 (h_8 - h_7)$	کمپرسور ۲
$\Delta \dot{E}_{Comp3} = \dot{E}x_{12} - \dot{E}x_{13} + \dot{W}_{Comp3}$	$\dot{W}_{Comp3} = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12})$	کمپرسور ۳
$\Delta \dot{E}_{Comp4} = \dot{E}x_{14} - \dot{E}x_{15} + \dot{W}_{Comp4}$	$\dot{W}_{Comp4} = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14})$	کمپرسور ۴
$\Delta \dot{E}_{Comp5} = \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{28} + \dot{W}_{Comp5}$	$\dot{W}_{Comp5} = \dot{m}_{27} (h_{28} - h_{27})$	کمپرسور ۵
$\Delta \dot{E}_{Turb1} = \dot{E}x_9 - \dot{E}x_{10} - \dot{E}x_{11} - \dot{W}_{Turb1}$	$\dot{W}_{Turb1} = \dot{m}_{10} (h_9 - h_{10}) + \dot{m}_{11} (h_9 - h_{11})$	توربین ۱
$\Delta \dot{E}_{Turb2} = \dot{E}x_{16} - \dot{E}x_{17} - \dot{W}_{Turb2}$	$\dot{W}_{Turb2} = \dot{m}_{16} (h_{16} - h_{17})$	توربین ۲
$\Delta \dot{E}_{Turb3} = \dot{E}x_{18} - \dot{E}x_{19} - \dot{W}_{Turb3}$	$\dot{W}_{Turb3} = \dot{m}_{18} (h_{19} - h_{18})$	توربین ۳
$\Delta \dot{E}_{Turb4} = \dot{E}x_{22} - \dot{E}x_{23} - \dot{W}_{Turb4}$	$\dot{W}_{Turb4} = \dot{m}_{22} (h_{22} - h_{23})$	توربین ۴
$\Delta \dot{E}_{Intercooler} = \dot{E}x_{13} - \dot{E}x_{14} - \dot{Q}_{Intercooler} (1 - T_0/T_{13})$	$\dot{Q}_{Intercooler} = \dot{m}_{13} (h_{13} - h_{14})$	خنک کن میانی
$\Delta \dot{E}_{reheat} = \dot{E}x_{17} - \dot{E}x_{18} - \dot{Q}_{reheat} (1 - T_0/T_{17})$	$\dot{Q}_{reheat} = \dot{m}_{17} (h_{18} - h_{17})$	گرمکن میانی
$\Delta \dot{E}_{Cond} = \dot{E}x_{23} + \dot{E}x_{28} - \dot{E}x_{24} - (h_{24} - h_{28} - h_{23})/T_{24}$	$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_{23} h_{23} + \dot{m}_{28} h_{28} - \dot{m}_{24} h_{24}$	کندانسور
$\Delta \dot{E}_{Thrott} = \dot{E}x_{25} - \dot{E}x_{26}$	$h_{25} = h_{26}$	شیر فشار شکن
$\Delta \dot{E}_{Evap} = \dot{E}x_{26} + \dot{E}x_{29} - \dot{E}x_{27} - \dot{E}x_{30}$	$\dot{m}_{26} (h_{27} - h_{26}) = \dot{m}_{29} (h_{29} - h_{30})$	اواپراتور

اعتبار سنجی

در این پژوهش با ترکیب چند سیکل ترمودینامیکی، سیکل ترمودینامیکی جدیدی برای تولید برق و سرمایه‌ش بصورت پایدار پیشنهاد می‌شود. سیکل جدید در نرم افزار EES مدلسازی شده و ارزیابی انرژی و انرژی اجزای آن انجام می‌شود. برای اطمینان از صحت مدلسازی صورت گرفته، نتایج حاصل از نرم افزار با نتایج پژوهش‌های پیشین مقایسه می‌شود. با توجه به اینکه سیکل پیشنهادی تاکنون مدل سازی نشده است، مقایسه بصورت هر زیر سیستم انجام می‌شود. برای اعتبار سنجی نتایج سیکل کلکتور خورشیدی، از نتایج دودلی و همکاران [۲۹] استفاده می‌شود. مقایسه نتایج بر مبنای راندمان کلکتور در شرایط اختلاف دمای سیال عامل سیکل و محیط خارج کلکتور، انجام می‌شود. در جدول ۲ ارزیابی نتایج حاصل از مدل سازی با نتایج دودلی و همکاران [۲۹] آورده می‌شود. خطای کمتر از ۳/۳٪ نشان دهنده دقت مناسب مدل سازی انجام شده در نرم افزار EES است.

جدول ۲ مقایسه نتایج مدل سازی سیکل کلکتور خورشیدی در پژوهش حاضر با نتایج دودلی و همکاران [۲۹]

درصد خطا	نتایج پژوهش حاضر	نتایج دودلی و همکاران [۲۹]	اختلاف دمای سیال عامل و محیط
	راندمان کلکتور (%)	راندمان کلکتور (%)	
۲/۹۳	۷۲/۰۵	۷۰/۰۰	۱۰۰
۲/۲۷	۶۷/۰۵	۶۵/۵۶	۲۰۰
۳/۲۷	۵۹/۹۹	۶۱/۹۵	۳۰۰

مقایسه و اعتبار سنجی نتایج مدل سازی سیکل رانکین آلی با بازیاب، با نتایج شارما و همکاران [۱۸] انجام می شود. در جدول ۳ ارزیابی و اعتبار سنجی سیکل رانکین آلی با بازیاب آورده می شود. خطای حدود ۲ درصد برای راندمان انرژی و کمتر از ۴ درصد برای راندمان انرژی، نشان دهنده مدل سازی خوب سیکل رانکین آلی است.

جدول ۳ مقایسه نتایج مدل سازی سیکل رانکین آلی با بازیاب در پژوهش حاضر با نتایج شارما و همکاران [۱۸]

پارامتر	نتایج شارما و همکاران [۱۸]	نتایج پژوهش حاضر	درصد خطا
راندمان انرژی (%)	۲۳/۴۱	۲۳/۹۰	۲/۰۹
راندمان انرژی (%)	۸۹/۹۵	۸۶/۴۱	۳/۹۳
کار توربین (کیلووات)	۳۳۱۵	۳۴۰۹	۲/۸۳

اعتبار سنجی نتایج مدل سازی سیکل برایتون با یک مرحله گرمکن و خنک کن میانی، با نتایج آدام و همکاران [۳۰] انجام می شود. در جدول ۴ ارزیابی و اعتبار سنجی سیکل برایتون آورده می شود. نتایج نشان می دهد سیکل برایتون مورد نظر به خوبی در نرم افزار EES مدل سازی شده است و قابلیت ادغام به سیکل ترکیبی پیشنهاد شده را دارد.

جدول ۴ مقایسه نتایج مدل سازی سیکل برایتون با گرمکن و خنک کن میانی در پژوهش حاضر با نتایج آدام و همکاران [۳۰]

پارامتر	نتایج آدام و همکاران [۳۰]		درصد خطا
	کار (کیلووات)	نتایج پژوهش حاضر کار (کیلووات)	
کمپرسور شماره ۳	۱۳۴۸۰	۱۲۹۵۶	۳/۸۹
کمپرسور شماره ۴	۱۹۸۱۰	۱۹۹۹۷	۰/۹۴
توربین شماره ۲	۴۵۲۷۰	۴۳۸۴۵	۳/۱۵
توربین شماره ۳	۱۵۵۸۰	۱۶۰۴۱	۱/۲۱
کار خالص	۲۷۸۳۰	۲۶۹۳۳	۳/۲۲

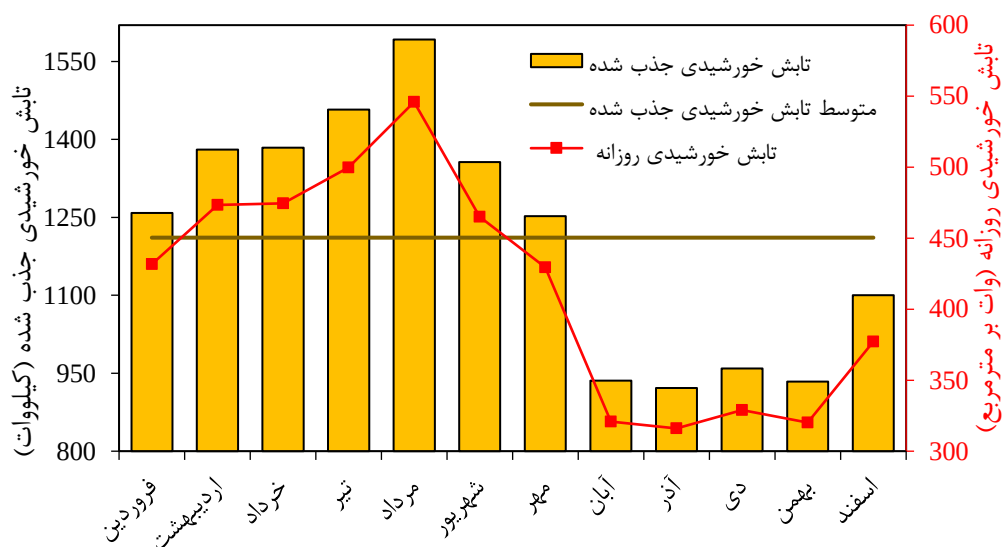
بررسی صحت نتایج مدل سازی سیکل ترکیبی آلی رانکین - تبرید تراکمی بخار، با نتایج صالح [۳۱] انجام می شود. در جدول ۵ مقایسه سیکل مذکور آورده می شود. مشاهده می شود مقادیر خطا برای راندمان حرارتی سیکل رانکین آلی و ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی کمتر از ۱ درصد است، لذا سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی بخار، به خوبی و با دقت بالایی مدل سازی شده است.

جدول ۵ مقایسه نتایج مدل سازی سیکل ترکیبی آلی رانکین - تبرید تراکمی، در پژوهش حاضر با نتایج صالح [۳۱]

مبرد	نتایج صالح [۳۱]		نتایج پژوهش حاضر		درصد خطا
	راندمان سیکل رانکین آلی	ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی بخار	راندمان سیکل رانکین آلی	ضریب عملکرد سیکل تبرید تراکمی بخار	
R245fa	۷/۷۷	۵/۱۲	۷/۸۲	۵/۱۴	۰/۳۹
RC318	۶/۹۴	۴/۵۸	۶/۹۶	۴/۵۷	۰/۲۹
R290	۶/۹	۴/۸۱	۶/۹	۴/۸۲	۰/۲۱

نتایج

پس از اعتبارسنجی و اطمینان از صحت مدل سازی سیکل ترکیبی در نرم افزار، سیکل پیشنهادی برای شرایط اقلیمی شهرستان اسفراین بررسی می شود. برای این منظور با استفاده از روابط مطرح شده و داده های هواشناسی منطقه در بازه دو ساله، ابتدا شدت تابش خورشیدی در منطقه و سپس تابش خورشیدی جذب شده توسط کلکتورها محاسبه می شود. در شکل ۲ مقدار تابش خورشیدی روزانه و جذب شده برای هر ماه از سال نشان داده می شود. نتایج نشان می دهد بیشترین تابش خورشیدی روزانه ۵۴۶ کیلووات بر متر مربع است که در ماه مرداد رخ می دهد و کمترین آن ۳۱۶ کیلووات بر مترمربع است که در ماه آذر حاصل می شود. همچنین تابش روزانه جذب شده توسط کلکتورهای خورشیدی در محدوده ۹۲۱ تا ۱۵۹۲ کیلووات است. طبق ارزیابی انجام شده، متوسط تابش خورشیدی جذب شده در سال ۱۲۱۱ کیلووات است.



شکل ۲ تابش خورشیدی روزانه در منطقه و تابش خورشیدی جذب شده توسط کلکتورها در هر ماه از سال

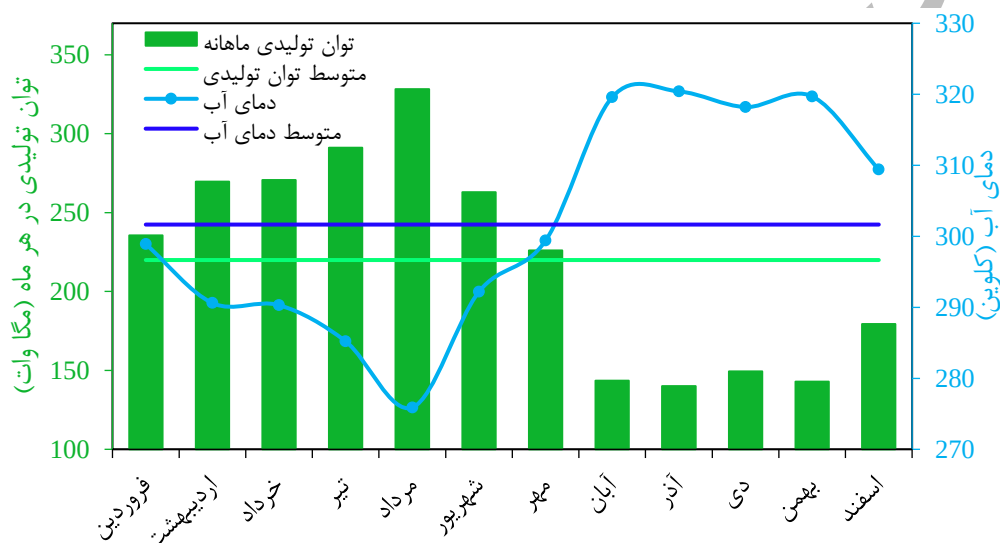
در جدول ۶ شرایط کلکتورهای خورشیدی و داده های ورودی هر یک از سیکل ها برای انجام مدل سازی و تحلیل آورده می شود.

جدول ۶ شرایط اولیه تحلیل سیکل و پارامترهای مربوط به کلکتورهای خورشیدی

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
طول کلکتور	۱۲/۲۷ متر	پارامتر	مقدار
عرض کلکتور	۵/۷۶ متر	راندمان آیزنتروپیک پمپ ها	۸۵ %
قطر داخلی دریافت کننده	۰/۰۶۶ متر	راندمان آیزنتروپیک توربین ها	۹۰ %
قطر خارجی دریافت کننده	۰/۰۷ متر	راندمان آیزنتروپیک کمپرسورها	۹۰ %
قطر داخلی پوشش	۰/۱۱۵ متر	دمای ورودی به کمپرسور ۱	۲۷۰ کلوین
قطر خارجی پوشش	۰/۱۲۱ متر	فشار ورودی به کمپرسور ۱	۱۰ کیلوپاسکال
ضریب پخش دریافت کننده	۰/۱۵	دمای ورودی به کمپرسور ۳	۲۲۰ کلوین
ضریب پخش پوشش	۰/۸۶	فشار ورودی به کمپرسور ۳	۱۰ کیلوپاسکال
ضریب بازتاب آینه	۰/۹۴	دمای کندانسور	۲۱۰ کلوین
ضریب رهگیری	۰/۹۳	دمای اواپراتور	۱۹۰ کلوین
ضریب عبور از شیشه پوشش	۰/۹۶	دمای آب ورودی به اواپراتور	۳۳۰ کلوین
ضریب جذب دریافت کننده	۰/۹۶	فشار آب ورودی به اواپراتور	۱۰۰ کیلوپاسکال
ضریب اصلاح زاویه تابش	۱	دبی جرمی روغن ترمینول	۲ کیلوگرم بر ثانیه
تعداد کلکتورها	۷۰	دبی جرمی مبرد R22	۶ کیلوگرم بر ثانیه
متوسط سرعت باد	۵ متر بر ثانیه	دبی جرمی در اکسید کربن	۶ کیلوگرم بر ثانیه
		دبی جرمی مبرد در سیکل آلی رانکین	۲.۵ کیلوگرم بر ثانیه

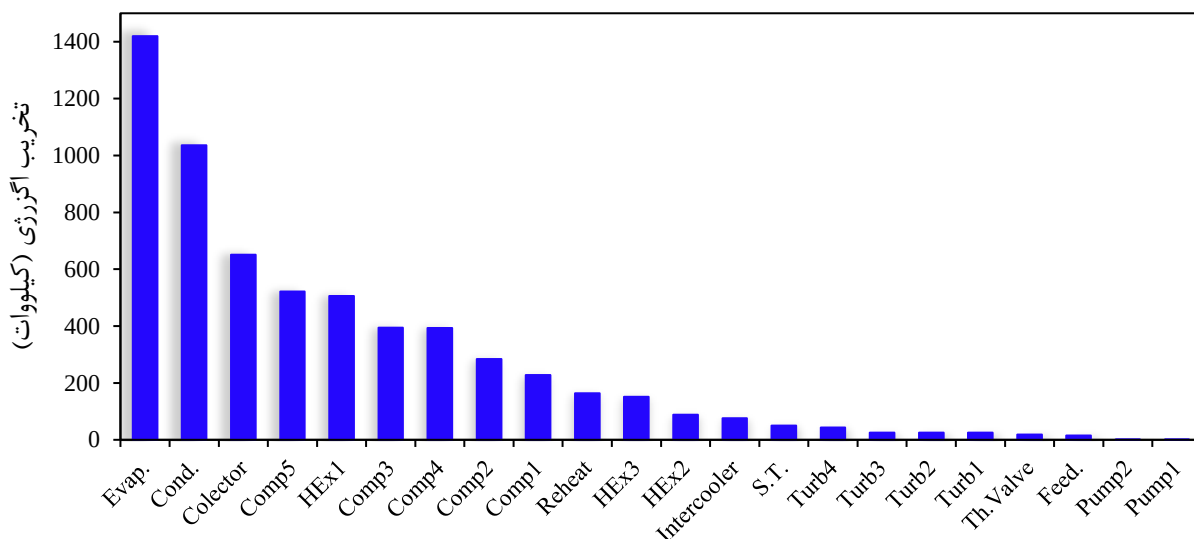
دمای روغن ترمینول ورودی به پمپ	۳۶۰ کلوین	دبی جرمی آب	۲۰ کیلوگرم بر ثانیه
فشار روغن ترمینول ورودی به پمپ	۱۰ کیلوپاسکال	دمای محیط	۲۹۸ کلوین
مساحت مخزن ذخیره	۱۵/۷ متر مربع	فشار محیط	۱۰۱ کیلوپاسکال
ضریب انتقال حرارت مخزن ذخیره	۰/۵ وات بر مترمربع-کلوین		

بر اساس مقدار تابش خورشیدی جذب شده ماهانه، ارزیابی انرژی و انرژی سیستم ترکیبی پیشنهادی انجام می‌شود. در شکل ۳ مقدار توان تولید شده در هر ماه نشان داده می‌شود. مطابق نتایج حاصل شده، در ماه‌های گرم سال بواسطه شدت تابش خورشیدی بیشتر (به‌عنوان انرژی محرکه سیکل ترکیبی) توان بیشتری تولید می‌شود که نشان دهنده توانایی سیستم پیشنهادی برای کمک به بحث ناترازی انرژی در فصول گرم سال است. بطور کلی این سیستم قادر به تولید متوسط ۲۲۰ مگاوات برق در هر ماه بوده و ۲۶۴۰ مگاوات برق در سال است. همچنین در شکل ۳ دمای آب سرد روزانه بدست آمده از سیستم در هر ماه از سال نشان داده شده است. مطابق نتایج بدست آمده محدوده دمایی آب خروجی از اواپراتور بین ۲۷۶ تا ۳۲۰ کلوین است که در ماه‌های گرم سال آب خروجی خنک‌تر از ماه‌های سرد سال است. متوسط دمای آب خروجی از اواپراتور در طی سال ۳۰۱/۶۵ K است.



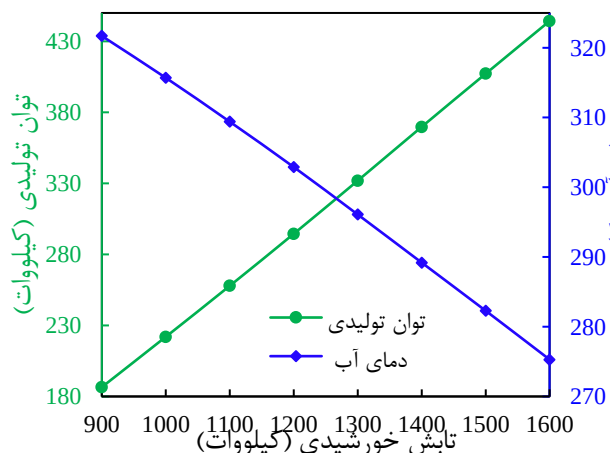
شکل ۳ توان تولیدی و دمای آب تامین شده توسط سیکل پیشنهادی جدید در هر ماه

در شکل ۴ میزان تخریب انرژی هر یک از اجزای سیکل ترکیبی نشان داده می‌شود. این نتایج بر پایه شدت تابش جذب شده ۱۲۱۱ K کلوین (متوسط سالانه) بدست آمده است. اواپراتور، کندانسور و کلکتور با مقدار تخریب انرژی‌های ۱۴۱۹، ۱۰۳۶ و ۶۵۰ کیلو وات بیشترین سهم را در تخریب انرژی کل سیستم دارند.

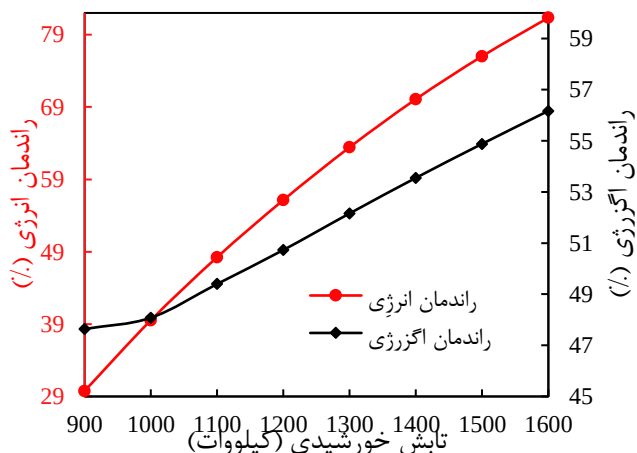


شکل ۴ مقدار تخریب انرژی هر یک از اجزای سیکل ترکیبی پیشنهادی

در شکل ۵ تاثیر شدت تابش خورشیدی بر عملکرد سیستم نشان داده می‌شود. با توجه به اینکه مقدار تابش خورشیدی جذب شده در طی سال در بازه ۹۲۱ تا ۱۵۹۲ کیلووات است، مقادیر تابش خورشیدی در نظر گرفته شده از ۹۰۰ تا ۱۶۰۰ کیلووات و با گام تغییرات ۱۰۰ کیلووات است. در شکل ۵ الف تاثیر تابش خورشیدی بر راندمان انرژی و انرژی سیستم نشان داده می‌شود. با افزایش تابش خورشیدی راندمان انرژی به شدت افزایش می‌یابد بطوری که مقدار آن از ۲۹/۸ درصد به ازای تابش خورشیدی ۹۰۰ کیلووات به ۸۱/۳ درصد برای تابش خورشیدی ۱۶۰۰ کیلووات می‌رسد. زیرا با افزایش شدت تابش خورشیدی، انرژی ورودی به سیستم بیشتر شده و کار توربین‌های در سیکل‌های رانکین آلی و برایتون افزایش می‌یابد که منجر به افزایش توان خروجی از سیستم و افزایش راندمان حرارتی می‌شود. همچنین با افزایش تابش خورشیدی، راندمان انرژی افزایش می‌یابد. اگرچه در ابتدا افزایش آن کم است اما در ادامه بصورت خطی روند افزایشی زیادی دارد. زیرا با افزایش تابش خورشیدی سیال‌های عامل با دمای بالاتری وارد مبدل‌های حرارتی و توربین‌ها می‌شوند، بنابراین سیال با کیفیت انرژی بالاتری (انرژی) به سیکل وارد می‌شود و از طرفی انتقال حرارت در مبدل‌های حرارتی در دمای بالاتر انجام شده و تلفات انرژی کاهش می‌یابد. در شکل ۵ ب تاثیر تابش خورشیدی بر توان خالص تولیدی و دمای آب خروجی از اواپراتور نشان داده می‌شود. افزایش تابش خورشیدی منجر به افزایش توان تولیدی و خنک تر شدن آب (عملکرد بهتر اواپراتور) می‌شود. با افزایش تابش خورشیدی انرژی بیشتری به سیکل ترکیبی رانکین آلی - تبرید تراکمی داده می‌شود که در نتیجه کار توربین و به دنبال آن مقدار تراکم کمپرسور بیشتر می‌شود. لذا دبی مبرد مورد استفاده در اواپراتور افزایش می‌یابد و عمل سرمایش بهتر انجام می‌شود.



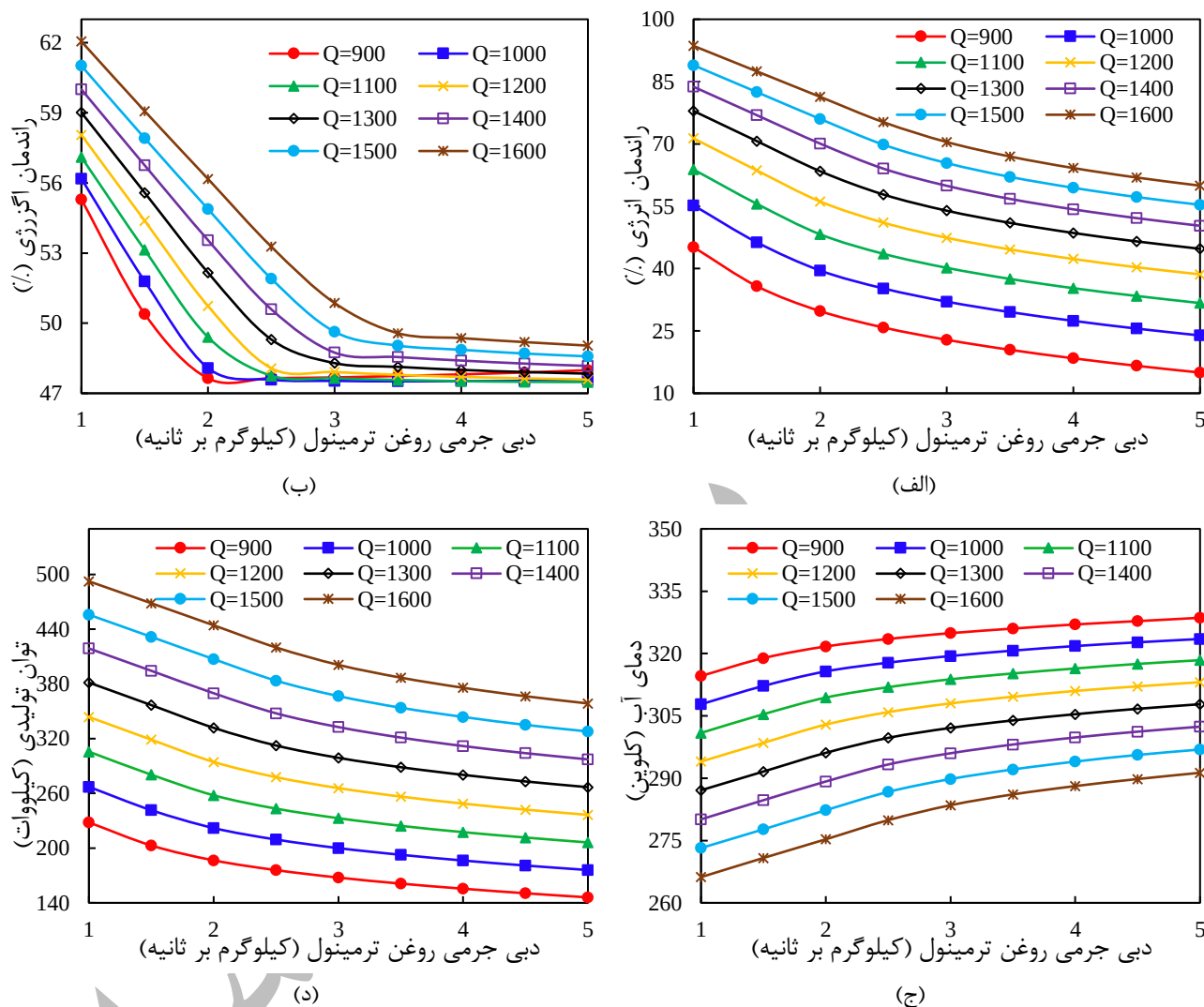
(ب)



(الف)

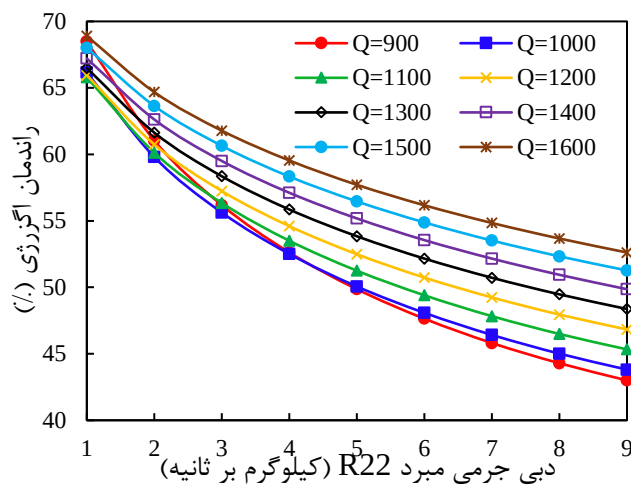
شکل ۵ تاثیر شدت تابش خورشیدی بر (الف) راندمان انرژی و (ب) توان تولیدی و دمای آب خروجی از اواپراتور

در شکل ۶ تاثیر دبی جرمی روغن ترمینول وی پی ۱ بر عملکرد سیستم، برای شدت تابش‌های مختلف نشان داده می‌شود. با افزایش دبی جرمی روغن ترمینول، راندمان حرارتی و در نتیجه توان تولیدی سیستم کاهش و دمای آب خروجی از اواپراتور افزایش می‌یابد. زیرا گرمای بیشتری برای گرم کردن سیال عامل صرف می‌شود، این موضوع باعث کاهش گرمای انتقالی به سایر بخش‌های سیکل شده و در نتیجه عملکرد سیستم کاهش می‌یابد. با افزایش دبی جرمی سیال عامل در سیکل کلکتور خورشیدی، راندمان اگزرژی ابتدا کاهش و سپس تقریباً ثابت می‌شود. همچنین برای تابش‌های خورشیدی پایین‌تر، تاثیر گذاری دبی جرمی بر راندمان اگزرژی کمتر است

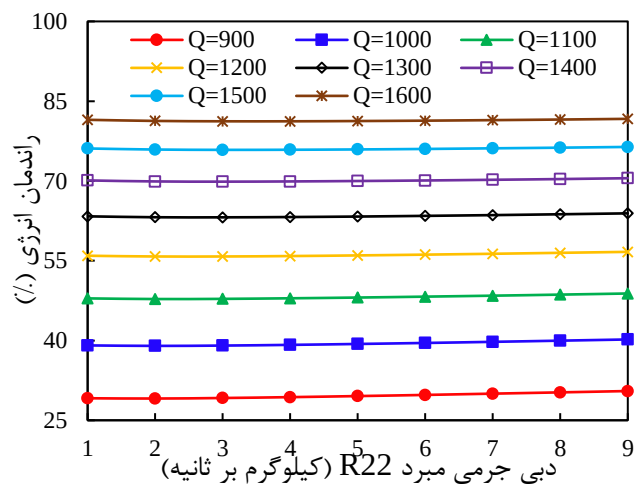


شکل ۶ تاثیر دبی جرمی روغن ترمینول وی پی ۱ بر (الف) راندمان انرژی (ب) راندمان اگزرژی (ج) توان تولیدی (د) دمای آب سرد خروجی از اواپراتور

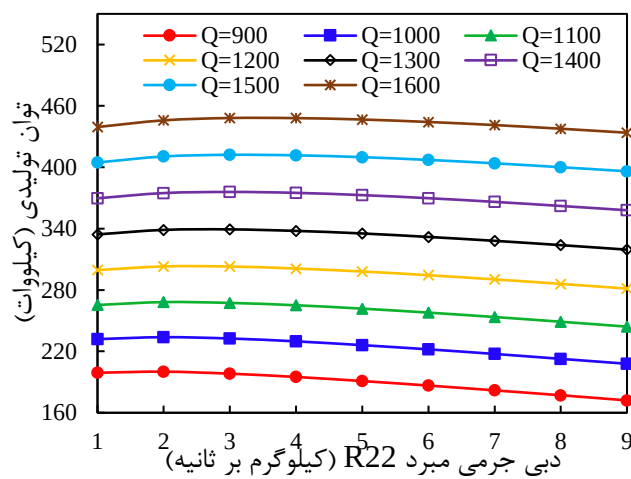
در شکل ۷ تاثیر دبی جرمی سیال عامل سیکل رانکین آلی با بازایاب (مبرد R22) بر عملکرد سیستم برای تابش‌های خورشیدی مختلف نشان داده می‌شود. همانطور که مشاهده می‌شود دبی جرمی مبرد R22 تاثیر کمی بر راندمان حرارتی، توان تولیدی و دمای آب خروجی از اواپراتور دارد (به‌خصوص برای تابش‌های خورشیدی بالاتر)، اما بشدت بر روی راندمان اگزرژی سیستم تاثیر گذار است و با افزایش دبی جرمی مبرد، راندمان اگزرژی کاهش می‌یابد.



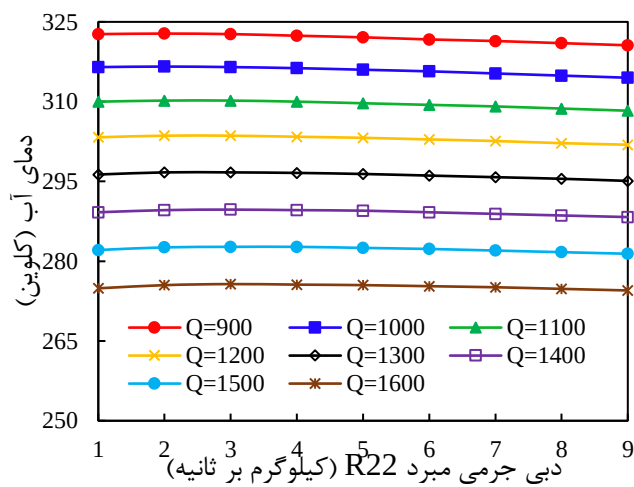
(ب)



(الف)



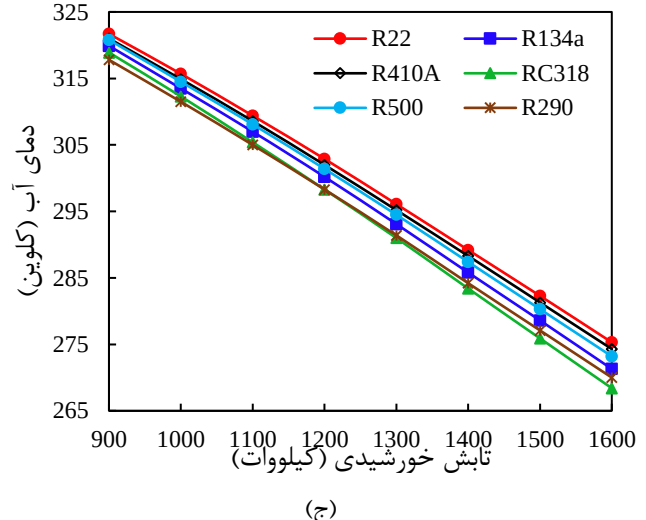
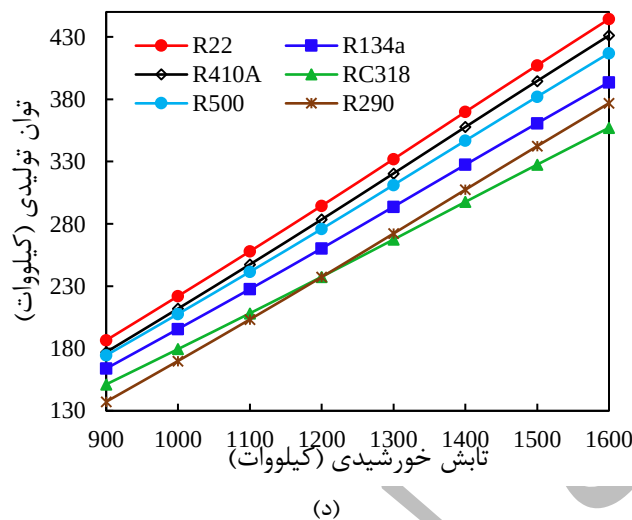
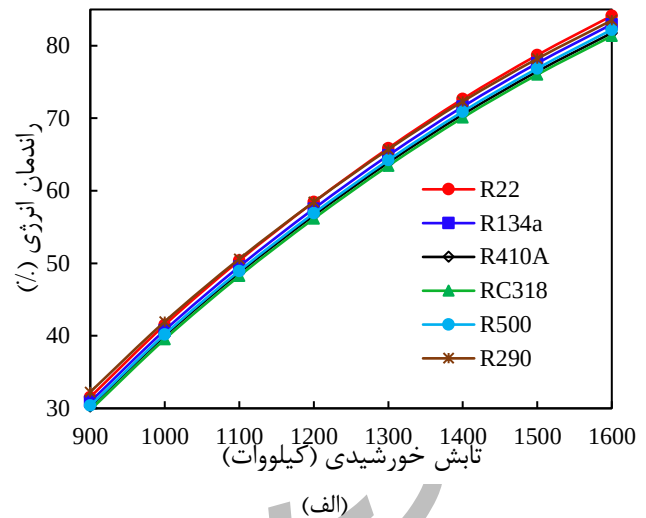
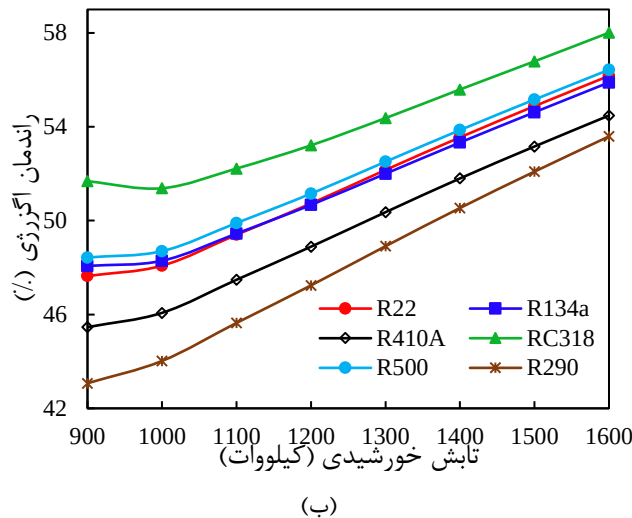
(د)



(ج)

شکل ۷ تاثیر دبی جرمی مبرد R22 بر (الف) راندمان انرژی (ب) راندمان انرژی (ج) توان تولیدی (د) دمای آب سرد خروجی از اواپراتور

سیال عامل بکار گرفته شده در سیکل رانکین آلی با بازیاب، نیز یکی از پارامترهای مهم در عملکرد سیستم است. براب این منظور شش مبرد R22، R134a، R410A، RC318، R500 و R290 برای سیکل رانکین آلی در نظر گرفته شده و عملکرد سیستم با هر یک از این مبردها ارزیابی می شود. نتایج این ارزیابی در شکل ۸ نشان داده می شود. همان طور که مشاهده می شود مبرد R22 نسبت به سایر مبردهای مورد بررسی، دارای راندمان حرارتی بالاتر و توان تولیدی بیشتر است، اما توانایی تامین آب سردتر در سیستم را نسبت به سایر مبردها ندارد. در مقابل، سیستم قادر است در شرایط استفاده از مبردهای RC318 و R290 آب سردتری را تامین کند، اگرچه در این وضعیت توان تولیدی سیستم کاهش می یابد. همچنین مبرد RC318 بیشترین راندمان انرژی و مبرد R290 کمترین راندمان انرژی را برای سیستم به همراه داشت. بنابراین انتخاب مبرد مناسب برای سیکل رانکین آلی با بازیاب بستگی به هدف مورد انتظار از سیکل ترکیبی پیشنهاد شده دارد.



شکل ۸ تاثیر سیال عامل سیکل رانکین آلی با بازیاب بر (الف) راندمان انرژی (ب) راندمان انرژی (ج) توان تولیدی (د) دمای آب سرد خروجی از اواپراتور

نتیجه گیری

- در این پژوهش با مدل سازی در محیط نرم افزار EES، سیکل ترکیبی جدیدی برای تولید همزمان برق و سرمایش بصورت پایدار پیشنهاد شد. سیکل جدید که ترکیبی از پنج سیکل کلکتور خورشیدی سهموی خطی، رانکین آلی با بازیاب، برایتون دارای خنک کن و گرم کن میانی، رانکین آلی و تبرید تراکمی بخار است، از منظر انرژی و انرژی تحلیل شد. تحلیل بر مبنای شرایط اقلیمی شهرستان اسفراین انجام شده و تاثیر برخی از پارامترهای سیکل بر عملکرد سیستم ارزیابی شد. نتایج زیر از تحلیل سیکل ترکیبی پیشنهادی بدست آمد.
- سیکل ترکیبی پیشنهادی، در شرایط متوسط تابش خورشیدی سالانه، دارای راندمان انرژی و انرژی به ترتیب ۵۶/۱۵ و ۵۰/۷۳ درصد است. این سیکل قادر به تولید ۲۶۴۰ مگاوات برق در سال و کاهش ۲۹ درجه ای دمای آب با دبی ۲۰ کیلوگرم بر ثانیه است.
- اواپراتور، کندانسور و کلکتور سه جز با بیشترین تخریب انرژی در سیستم هستند، سهم هر یک از این اجزا در تخریب انرژی به ترتیب برابر با ۲۳٪، ۱۷٪ و ۱۱٪ است.
- تابش خورشیدی تاثیر بسیار زیادی بر عملکرد سیکل ترکیبی در طی سال دارد بطوری که در ماه مرداد با بیشترین انرژی تابش خورشیدی، توان تولید سیستم ۳۲۸ مگاوات و دمای آب سرد تامین شده ۲۷۶ کلین است اما در ماه آذر، با کمترین انرژی تابش خورشیدی، توان تولیدی سیستم ۱۴۰ مگاوات و دمای آب خروجی از اواپراتور ۳۲۰ کلین است.

- با افزایش تابش خورشیدی راندمان انرژی و انرژی سیستم افزایش می‌یابد.
 - با افزایش دبی جرمی روغن ترمینول وی پی ۱، عملکرد سیستم در تولید برق و تامین آب سرد کاهش می‌یابد، اما تاثیر آن بر راندمان انرژی با کاهش شدت تابش خورشیدی به حداقل می‌رسد.
 - با افزایش دبی جرمی مبرد R22 در سیکل رانکین آلی با بازیاب، راندمان انرژی کاهش می‌یابد، در حالیکه راندمان انرژی تغییرات بسیار کمی دارد.
 - در بین شش مبرد مورد بررسی برای سیکل رانکین آلی با بازیاب، مبرد R22 برای تولید توان و مبردهای RC318 و R290 برای تامین آب سردتر مناسب‌تر می‌باشند.
- نتایج این پژوهش نشان می‌دهد، سیکل ترکیبی پیشنهاد شده برای استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع بسیار مناسب است، بخصوص با توجه به شرایط اقلیمی ایران و ناترازی انرژی در کشور، بکارگیری سیکل مذکور کمک شایانی به تامین پایدار برق و سرمایه‌ش از انرژی تابشی خورشیدی می‌کند.

واژه نامه

Vapor compression refrigeration	تبرید تراکمی بخار	Therminol VP-1	روغن ترمینول وی پی ۱
Intercooler	خنک‌کن میانی	Organic Rankin	رانکین آلی
Regenerator	بازیاب	Parabolic trough solar collector	کلکتور خورشیدی سهموی خطی

مراجع

- [1] J. Li, P. Li, G. Pei, J.Z. Alvi, J. Ji, "Analysis of a novel solar electricity generation system using cascade Rankine cycle and steam screw expander," *Applied Energy*, vol.165, pp.627-638, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.087>.
- [2] E. Bellos, C. Tzivanidis, C. Symeou, K.A. Antonopoulos, "Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach," *Energy Conversion and Management*, vol.137, pp. 34-48, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.041>.
- [3] E. Bellos, C. Tzivanidis, "Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors," *Energy Conversion and Management*, vol.168, pp. 329-342, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.024>.
- [4] M.M. Ghafurrian, H. Niazmand, "Optimization of Combined Cooling Heating and Power System (CCHP) by a Novel Hybrid Method," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol.30, no.1, pp.61-78, 2019. <https://doi.org/10.22067/fum-mech.v30i1.60627>. (In Persian)
- [5] T.K. Gogoi, P. Hazarika, "Comparative assessment of four novel solar based triple effect absorption refrigeration systems integrated with organic Rankine and Kalina cycles," *Energy Conversion and Management*, vol.226, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113561>.
- [6] A. Nabati, M. Saadat-Targhi, "Use of solar radiation to produce cold water for hospital air conditioning system using the combined organic Rankine-vapor compression cycle," *Energy Equipment and Systems*, vol. 9, no.1, pp. 53-69, 2021. <https://doi.org/10.22059/EES.2021.243361>.
- [7] A. Ahmadi, H. hajabdollahi, M. shafiey dehaj, "Optimization of hybrid solar/wind/battery system with different prime movers (Diesel engine, Gas engine, Gas turbine)," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol.32, no.2, pp.61-76, 2021. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2021.69250.1011>. (In Persian)
- [8] R. Chen, M. Romero, J. González-Aguilar, F. Rovense, Z. Rao, et al., "Design and off-design performance comparison of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for particle-based high temperature concentrating solar power plants," *Energy Conversion and Management*, vol.232, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113870>.

- [9] A. Kardgar, "Evaluation of an integrated solar-geothermal energy system to provide power, heat and cooling," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol.34, no.4, pp.19-34, 2022. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2022.76152.1108>. (In Persian)
- [10] Y. Aryanfar, M. Haj Assad, A. Khosravi, R. Atiqure, S. Sharma, et al., "Energy, exergy and economic analysis of combined solar ORC-VCC power plant," *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol.17, pp. 196-205, 2022. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctab099>.
- [11] A. Jabri, M.R. Ansari, M. Marefat, "Feasibility of the Performance of Thermal Photovoltaic Systems in Residential Units in the Climate of Four Cities of Abadan, Baghdad, Basra, and Tehran in Terms of Energy Saving," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol.35, no.3, pp.33-50, 2023. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2023.79017.1141>. (In Persian)
- [12] A. Shaghaghi, F. Honarvar, M. Jafari, A. Solati, R. Zahedi, et al., "Thermodynamic and thermoeconomic evaluation of integrated hybrid solar and geothermal power generation cycle," *Energy Conversion and Management: X*, vol.23, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100685>.
- [13] K. Javaherdeh, S. Safari Sabet, "Exergy-Economic and Energy Investigation of a Combined Cycle of Simultaneous Production of Rankine Steam and Ejector Refrigeration Cycle Using Solar Energy," *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, vol.37, no.2, pp. 29-48, 2025. <https://doi.org/10.22067/jacsm.2024.88420.1267>. (In Persian)
- [14] F. Ahmad, F. Mahatab, S. Mahmud, M.M. Ehsan, "Comprehensive Analysis of a Hybrid Solar Assisted Supercritical CO₂ Reheat Recompression Brayton Cycle for Enhanced Performance," *International Journal of Thermofluids*, vol.24, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100926>.
- [15] M.F. Qureshi, M.W. Chandio, A.A. Memon, L. Kumar, M.M. Awad, "Thermal analysis of solar energy based organic Rankine cycle cascaded with vapor compression refrigeration cycle," *Energy Nexus*, vol.14, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.nexus.2024.100291>.
- [16] M.A. Siddiqui, I. Alsaduni, "Performance assessment of solar tower collector based integrated system for the cogeneration of power and cooling," *Heliyon*, vol.10, no.21, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e39993>.
- [17] P. Das, D. Mondal, M.A. Islam, M. Afroj Lily, "Thermodynamic performance evaluation of a solar powered Organic Rankine cycle (ORC) and dual cascading vapor compression cycle (DCVCC): Power generation and cooling effect," *Energy Conversion and Management: X*, vol.23, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100662>.
- [18] A. Sharma, A.K. Shukla, O. Singh, M. Sharma, "Exergoeconomic, thermodynamic and working fluid selection analysis of a novel combined Brayton cycle-regenerative organic Rankine cycle for solar application," *International Journal of Thermofluids* vol. 26, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101127>.
- [19] A. Alfari, A. Akroot, S. Alqaed, F.A. Almeahmadi, "Performance analysis of integrated solar and natural gas combined cycle power plants in high solar potential regions," *Science Report*, vol.15, no.1, 2025. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-90377-6>.
- [20] B.S. Omgba, F. Lontsi, O.T. Mayi, G. Emani, O. Boupda, et al., "Development and thermodynamic analysis of a novel parabolic trough collector (PTC) based solar-assisted air conditioning system for environmental and energy efficiency interests," *International Journal of Thermofluids*, vol.28, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101324>.
- [21] E. Kirtepe, "Performance examination of a solar-driven trigeneration system with a regenerative organic Rankine cycle and a double-effect absorption cooling system," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol.72, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2025.106414>.
- [22] H.H. Ogaili, S. Khalilarya, A. Chitsaz, P. Mojaver, "Energy, exergy, and economic performance analysis of integrated parabolic trough collector with organic rankine cycle and ejector refrigeration cycle," *Energy Conversion and Management: X*, vol.25, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2024.100843>.

- [23] J.A.M. Hernandez, R.P. Merchán, J.M.M. Roco, "Supercritical CO₂ hybrid Brayton–Organic Rankine Cycle integrated with a solar central tower particle receiver: Performance, exergy analysis, and choice of the organic refrigerant," *Renewable Energy*, vol.250, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.123231>.
- [24] N.N. Lekané, J.P. Njock, M.N. Ngangué, F. Lontsi, O.T. Sosso, "Analysis and comparison performance of four organic Rankine cycle configurations for a hot, non-temperate climate solar project: Thermodynamic, economic, exergoenvironmental, and environmental," *Energy Reports*, vol.12, 2024. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2024.11.015>.
- [25] O.T. Boupda, F. Lontsi, T. Djiako, S. Batambock, B.S. Omgba, et al., "Development, exergo-energetic, and environmental analysis of a novel energy-efficient solar-assisted refrigeration system using natural fluids," *Energy Reports*, vol.13, 2025. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2025.02.009>.
- [26] M. Farzaneh-Gord, A. Nabati, H. Niazmand, "Solar radiation effects on evaporative losses of floating roof storage tanks," *International Journal of Oil, Gas and Coal Technology*, vol.4, pp. 134-155, 2011. <https://doi.org/10.1504/IJOGCT.2011.038926>.
- [27] F.A. Al-Sulaiman, "Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles," *Energy Conversion and Management*, vol.77, pp. 441-449, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.013>.
- [28] O. Kizilkan, S. KhanMohammadi, M. Saadat-Targhi, "Solar based CO₂ power cycle employing thermoelectric generator and absorption refrigeration: Thermodynamic assessment and multi-objective optimization," *Energy Conversion and Management*, vol.200, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112072>.
- [29] V.E. Dudley, G.J. Koib, A.R. Mahoney, T.R. Mancini, C.W. Matthews, et al., "SEGS LS-2 solar collector test results," *Report of Sandia National Laboratories*, SANDIA94-1884. 1994.
- [30] F.I. Abam, T.A. Briggs, E.B. Ekwe, S.O. Effiom, "Investigation of intercooler-effectiveness on exergo-economic and exergo-sustainability parameters of modified Brayton cycles," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol.10, pp.9-18, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2017.03.001>.
- [31] B. Saleh, "Parametric analysis of a combined organic Rankine-vapor refrigeration system activated by low-grade thermal energy," *Journal Advanced Research*, vol.7, pp. 651-660, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jare.2016.06.006>.