

تحلیل انرژی و انرژی سیستم جدید تولید همزمان سرمایه و توان با تلفیق سیکل رانکین آلی (ORC) و سیستم تبرید اجکتوری

هادی غائبی^{۱*}، هادی رستمزاده^۲، محمد عبداللهی^۳

^۱ استادیار دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

hghaebi@uma.ac.ir

^۲ کارشناس دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

hadirostamzadeh1993@gmail.com

^۳ کارشناس دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه محقق اردبیلی، اردبیل، ایران

m.ebadoolahi@gmail.com

چکیده: بحران کمبود انرژی یکی از اساسی‌ترین چالش‌های جوامع بشری است و در این میان یافتن راهی برای استفاده بهینه از منابع انرژی واحد و تولید همزمان می‌تواند به حفظ منابع انرژی و توسعه پایدار جوامع بشری بینجامد. در این مقاله، با به‌کارگیری ترکیب دو سیکل تبرید اجکتوری و سیکل رانکین آلی (ORC)، علاوه بر تولید توان از سیکل رانکین آلی، از گرمای اتلافی در کندانسور این سیکل، برای تولید سرمایه در سیکل تبرید اجکتوری استفاده شده است. در واقع کندانسور سیکل رانکین آلی به‌عنوان تبخیرکننده سیکل تبرید اجکتوری عمل می‌کند. سیال عامل مورد استفاده در سیکل تبرید اجکتوری ایزوبوتان بوده و برای سیکل ORC سیالات عامل مختلف R113، R141b، R11، R123، R245fa، R114 و ایزوبوتان استفاده شده است. بیشترین کارایی سیکل ترکیبی مربوط به حالتی است که ترکیب ایزوبوتان و R113 به ترتیب برای سیکل تبرید اجکتوری و سیکل ORC استفاده شوند. در این حالت، بازده سیکل ORC، بازده کل سیکل ترکیبی و ضریب عملکرد سیکل تبرید به ترتیب ۱۹/۹۷، ۳۴/۶۹ و ۳۶/۸۳ درصد بودند. علاوه بر تحلیل انرژی، از دیدگاه تحلیل انرژی نیز ترکیب استفاده از R113 به همراه ایزوبوتان با دارا بودن بازده انرژی ۵۲/۵۳ درصد مناسب است. همچنین مطالعه پارامتریکی جهت بررسی اثر پارامترهای عملکردی سیکل ترکیبی بر روی کارایی سیکل نیز انجام شده است.

واژه‌های کلیدی: سیکل رانکین آلی، سیکل تبرید اجکتوری، تولید همزمان، تحلیل انرژی، تحلیل انرژی.

۱. مقدمه

[۱۰] با بهره‌گیری از سیالات عامل مختلف خشک، قوانین اول و دوم ترمودینامیک را در سیکل رانکین پیاده کرده‌اند. نتایج این بررسی‌ها نشان داد که سیکل رانکین آلی با سیال عامل R123 بیشترین بازده گرمایی را دارد. ورقا و همکاران [۱۱] شش سیال عامل با اثرات زیست محیطی پایین جهت استفاده در سیستم سرمایش اجکتوری با انرژی گرمایی دما پایین پیشنهاد کرده‌اند. نتایج این گروه نشان داد که ایزوبوتان سیال عامل مناسب به لحاظ دارا بودن ضریب عملکرد بالا و فشار عملکردی مناسب در طول سیکل تبرید اجکتوری است. پریداساواس و همکاران [۱۲] اثرات شرایط عملکردی و انواع صفحات خورشیدی بر روی عملکرد سیستم تبرید اجکتوری خورشیدی را با استفاده از شبیه‌سازی دینامیکی بررسی کرده‌اند. نتایج این گروه نشان داد که سیستم اجکتوری با کارایی مناسب تنها زمانی امکان‌پذیر است که دمای کندانسور به حد کافی پایین باشد. اسمیرسیو و همکاران [۱۳] تحلیل آزمایشی بر روی یک مدل سیکل اجکتوری ساده با سیال عامل ایزوبوتان تحت دماهای بخار پایین‌تر از 75°C انجام داده و تحلیل پارامتریکی و بازده عملکرد سیکل را در طی این آزمایش مورد بحث و بررسی قرار داده‌اند. نتایج این بررسی‌ها نشان داد که سیکل‌های تبرید اجکتوری با سیکل‌های جذبی قابل رقابت بوده و می‌توانند در صنعت و اماکن مورد استفاده قرار گیرند. تحلیل انرژی و انرژی برای سیکل رانکین آلی و نیز تک‌تک مؤلفه‌های آن توسط صفاریان و آرامون [۱۴] انجام شده است. نتایج بررسی‌های آن‌ها نشان داد که در این سیکل، بیشترین نرخ تخریب انرژی مربوط به تبخیرکننده است.

سرورالدین آبادی و همکاران [۱۵] به بررسی ترمودینامیکی یک سیکل تبرید اجکتوری به‌طور تجربی و عددی پرداخته‌اند. نتایج حاصل از این تحقیق نشان داد که بیشترین تلفات انرژی به ترتیب در اجکتور، مولد بخار و کندانسور رخ می‌دهد. افشاری و همکاران [۱۶] به بررسی عملکرد سیکل تبرید اجکتوری دو مرحله‌ای پرداخته و تأثیر برخی از پارامترهای هندسی بر نسبت جرمی و ضریب عملکرد را گزارش کرده‌اند. نتایج این گروه در آخر نشان داد که استفاده از سیالات عامل R245fa و آب برای سیکل فوق، به ترتیب کمترین و بیشترین ضریب عملکرد را در بین سیالات مورد بررسی از خود نشان می‌دهد.

با توجه به مطالعات انجام‌گرفته در زمینه سیکل ORC و همچنین تبرید اجکتوری، تلاش در جهت تلفیق این دو سیکل با یکدیگر و تولید همزمان سرما و توان و بررسی سیال عامل مناسب برای تلفیق این دو سیکل کمتر مورد توجه قرار گرفته است. با رویکرد به این

سیستم‌های تهویه مطبوع اماکن مسکونی حدود ۱۱ درصد از کل برق مصرفی اماکن در سرتاسر جهان را به خود اختصاص می‌دهند. برای ساختمان‌هایی با سیستم تهویه مرکزی، این سهم مصرفی بالاتر نیز می‌رود، به طوری که حدود یک‌سوم کل انرژی مصرفی برق ساختمان مربوط به تهویه مطبوع است [۱]. پیش‌بینی‌ها نشان می‌دهند که طی ۱۵ سال آتی، مصرف انرژی در حوزه تهویه مطبوع در اروپا حدود ۵۰٪ افزایش خواهد یافت [۲]؛ بنابراین استفاده بهینه از این سیستم‌ها در جهت افزایش بهره‌وری بسیار مورد اهمیت است.

سیستم‌های تولید همزمان سرمایش و توان، یکی از مهم‌ترین کاربردهای تولید پراکنده‌اند. در این نوع سیکل‌ها هدف تولید همزمان و توأم ترمودینامیکی دو یا چند انرژی در فرم‌های مختلف از یک منبع ساده اولیه است. استفاده از این نوع سیستم‌ها می‌تواند علاوه بر افزایش بازده و کاهش مصرف سوخت، باعث کاهش انتشار گازهای آلاینده شود.

هیتراچی و همکاران [۳] عملکرد بهینه سیکل رانکین آلی برای تبخیرکننده و کمپرسور با دمای عملکردی پایین را بررسی کرده و این نتایج را برای سیالات عامل مختلف باهم مقایسه کرده‌اند. صالح و همکاران [۴] کارکرد ۳۱ سیال عامل خالص برای سیکل‌های رانکین مختلف تحت شرایط زیربحرانی و فوق‌بحرانی و برای نیروگاه‌های زمین‌گرمایی بررسی کردند و نشان دادند که موادی با نقطه‌جوش و خطوط بخار اشباع بالاتر، بازده گرمایی بالایی دارند. دای و همکاران [۵] به افزایش بازده سیکل رانکین و نیز بهینه‌سازی آن پرداخته و نتیجه گرفتند که بازده گرمایی سیالات آلی در سیکل رانکین برای بازیافت منابع گرمایی دما پایین، بالاتر از سیال عامل آب است. مایزا و همکاران [۶] خواص فیزیکی و ترمودینامیکی ۲۰ سیال عامل غیررایج در سیکل رانکین را که با سوخت‌های بازیافت‌شده کار می‌کردند، بررسی کرده‌اند. نتایج حاصل این گروه نشان داد که سیکل رانکین آلی با سیالات عامل R123 و R124، بازده و قابلیت عملکردی بالایی دارند. هانگ و همکاران [۷] بازده سیکل رانکین را با سیالات عامل کریوژنی مانند بنزن، آمونیاک، R11، R12، R134a و R113 تحلیل کرده‌اند. نتایج این بررسی‌ها نشان داد که سیالات آیزنتروپیکی برای بازیابی گرمایی دما پایین مناسب‌اند. درسکر و بروگومان [۸] برای انتخاب سیال عامل مناسب در سیکل رانکین برای نیروگاه‌های زیست توده‌ای و گرمایی، نرم‌افزاری ارائه کرده‌اند. طبق این نرم‌افزار بیشترین بازده در خانواده آلکیل بنزن مشاهده می‌شود. یاری و همکاران [۹] و

سرما می‌کند (۱۱-۱۰). قسمت دیگر از طریق پمپ شماره (۲) به مبدل حرارتی برگشته و سیکل تبرید اجکتوری را کامل می‌کند.

۳. مدل‌سازی ترمودینامیکی

۱.۳. فرضیات ترمودینامیکی

برای مدل‌سازی سیستم توسعه داده‌شده، کدی در نرم افزار EES^۴ تهیه شده است. فرضیات مدل‌سازی به صورت زیر می‌باشند:

- ❖ فرایندها پایا هستند.
- ❖ جریان داخل اجکتور، جریانی پایا و یک‌بعدی فرض شده است.
- ❖ دمای تبخیرکننده‌ها، کندانسور، مبدل گرمایی، پمپ‌ها طی فرایند، ثابت، یکنواخت و در تعادل ترمودینامیکی هستند.
- ❖ از فرایندهای داخل اجکتور صرف‌نظر می‌شود.
- ❖ از افت فشار و تلفات حاصل از آن در تبخیرکننده، کندانسور، اجکتور و نیز لوله‌های رابط صرف‌نظر می‌شود.
- ❖ دما و فشار مرجع به ترتیب ۲۷۵K و ۰/۱۰۱ MPa در نظر گرفته شده‌اند.
- ❖ بازده آیزنتروپیک توربین و بازده حرارتی مبدل حرارتی به ترتیب ۹۰ و ۵۰ درصد در نظر گرفته شده است.

مسئله، در این مقاله برای افزایش بهره‌وری و تولید همزمان سرمایش و توان، سیستم تبرید اجکتوری برای مصرف گرمای کندانسور سیکل ORC پیشنهاد شده است.

در این راستا اهداف این تحقیق عبارت‌اند از:

- توسعه یک سیستم تولید همزمان سرمایش و توان جدید با تلفیق سیستم تبرید اجکتوری و سیکل ORC
- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل تلفیقی
- تحلیل آگرژی سیستم تلفیقی
- مطالعه اثر استفاده از سیالات عامل مختلف در سیستم پیشنهادی
- مطالعه اثر پارامترهای تأثیرگذار سیستم پیشنهادی بر روی کارایی آن

۲. توضیح سیستم

شکل (۱-الف) و (۱-ب) به ترتیب طرح واره سیستم توسعه داده‌شده و نمودار P-h مربوط را نشان می‌دهند. سیستم مورد نظر، تلفیق‌شده از یک سیکل ORC و یک سیستم تبرید اجکتوری است. در سیکل رانکین آلی، سیال عامل عبوری از این سیکل، چهار فرایند مختلف را طی می‌کند که به ترتیب عبارت‌اند از: فرایند انبساط در توربین و تولید توان (۱-۲)، فرایند دفع گرما در فشار ثابت به سیکل تبرید اجکتوری از طریق مبدل گرمایی (۲-۳)، فرایند انجام کار روی پمپ شماره (۱) طی فرایند (۳-۴) و فرایند جذب گرما در فشار ثابت در تبخیرکننده شماره (۱) طی فرایند (۴-۱) توسط سیال عامل بخار. مبدل حرارتی مورد نظر در حقیقت به منزله تبخیرکننده سیکل تبرید اجکتوری و نیز کندانسور سیکل رانکین آلی عمل می‌کند. با این کار حرارت اتلافی سیکل رانکین آلی جهت مصرف سیکل تبرید اجکتوری به کار می‌رود. در مقابل، در سیستم تبرید اجکتوری حرارت مورد نیاز برای تبخیر سیال عامل ایزوبوتان در مبدل حرارتی (۵-۱۲)، توسط سیال عامل سیکل رانکین آلی (۲-۳) تأمین می‌شود. بخار فشار بالا خروجی از مبدل حرارتی (سیال اولیه^۱ اجکتور) داخل نازل اجکتور شده و بخار فشار پایین خروجی از تبخیرکننده شماره دو (سیال ثانویه^۲ اجکتور) را به داخل اجکتور می‌مکد. این دو سیال پس از مخلوط شدن در محفظه اختلاط^۳ (نقطه ۸)، وارد کندانسور می‌شوند. مایع خروجی از کندانسور (نقطه ۹) در طی مسیر به دو قسمت تقسیم می‌شود: قسمتی از آن پس از گذشتن از شیر انبساط وارد تبخیرکننده شماره (۱) شده و تولید

1. Primary Fluid
2. Secondary Fluid
3. Mixing Chamber

4. Engineering Equation Solver

بازده انرژی i برای المان i به صورت نسبت نرخ انرژی محصول المان i (\dot{E}_P^i) به نرخ انرژی سوخت المان i (\dot{E}_F^i) تعریف می شود:

$$\eta_{Ex}^i = \dot{E}_P^i / \dot{E}_F^i \quad (11)$$

به طور مشخص هرچه بازده انرژی هر المان بالاتر باشد، کارایی آن المان بالاتر خواهد بود. بازده انرژی کل سیستم عبارت است از نسبت انرژی محصول سیستم به انرژی سوخت آن:

$$\eta_{Ex}^t = \dot{E}_P^t / \dot{E}_F^t \quad (12)$$

پارامتر مهم دیگر در رابطه با ناکارآمدی اجزای سیستم نسبت تخریب انرژی است که به صورت نسبت تخریب انرژی در جزء i به تخریب انرژی کل بیان می شود:

$$y_D^i = \dot{E}_D^i / \dot{E}_D^t \quad (13)$$

جدول (۱) معادلات موازنه انرژی و انرژی های سوخت و محصول را برای اجزای سیستم نشان می دهد.

۴. بحث و بررسی نتایج

۱.۴. اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی سیستم ترکیبی، مدل توسعه داده شده را با دو مدل سازی انجام گرفته توسط محققان دیگر (سیکل تبرید اجکتوری با مرجع [۱۱] و سیکل ORC با مرجع [۱۲]) مقایسه شده است (جدول ۲ و ۳). سیال عامل مورد استفاده برای سیستم تبرید اجکتوری ایزوبوتان و برای سیکل ORC، R113 بوده است. نتایج نشان می دهند که نتایج مدل حاصل، انطباق خوبی با نتایج ارائه شده توسط محققان دیگر دارد.

می تواند در یک سیستم از بین برود. انرژی تخریب شده معیاری از برگشت ناپذیری است که خود به عنوان منبع اتلافات به شمار می آید؛ بنابراین، یک تحلیل انرژی مقدار انرژی تخریب و نیز مکان اصلی آن، همچنین منبع اصلی عدم کارایی سیکل را مشخص می کند. در غیاب اثرات کشش سطحی، الکتریکی، مغناطیسی و هسته ای، انرژی کل یک سیستم از چهار مؤلفه زیر تشکیل شده است [۱۳ و ۱۴]:

$$\dot{E}_{total} = \dot{E}_{PH} + \dot{E}_{KN} + \dot{E}_{PT} + \dot{E}_{CH} \quad (8)$$

که در آن \dot{E}_{PH} ، \dot{E}_{CH} ، \dot{E}_{PT} و \dot{E}_{KN} به ترتیب نرخ انرژی فیزیکی، شیمیایی، پتانسیلی و جنبشی می باشند.

چون سیستم نسبت به محیط ساکن است، می توان از انرژی پتانسیل و جنبشی صرف نظر کرد. همچنین به دلیل نادر بودن واکنش های شیمیایی و نیز ناچیز بودن مقدار انرژی شیمیایی مواد آلی در مقایسه با انرژی فیزیکی شان، می توان از انرژی شیمیایی سیالات در سیکل صرف نظر کرد. انرژی فیزیکی مخصوص از رابطه زیر به دست می آید:

$$e_{PH} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (9)$$

که در آن، h و s به ترتیب آنتالپی و آنتروپی مخصوص ماده اند. همچنین به طور مشابه، h_0 و s_0 به ترتیب آنتالپی و آنتروپی مخصوص ماده در دما و فشار محیط (P_0, T_0) می باشند.

در این مقاله از مفهوم انرژی سوخت و محصول جهت تحلیل انرژی اجزای سیستم استفاده شده است. با در نظر گرفتن تک تک اجزای سیستم مورد نظر و نیز با فرض پایا بودن فرایندها، معادله بالانس انرژی اجزا به صورت زیر خواهد بود:

$$\dot{E}_F^i = \dot{E}_P^i + \dot{E}_D^i + \dot{E}_L^i \quad (10)$$

که در آن \dot{E}_F^i ، \dot{E}_P^i ، \dot{E}_D^i و \dot{E}_L^i به ترتیب نرخ انرژی سوخت، محصول، تخریب و اتلافی جزء i سیکل است. انرژی محصول هر مؤلفه به صورت انرژی تحویلی آن مؤلفه تعریف می شود. همچنین انرژی سوخت مقدار انرژی منبع مؤلفه مورد نظر است که باید صرف تولید انرژی محصول شود. شایان ذکر است که انرژی سوخت فقط به صورت یک مفهوم بوده و هیچ ارتباطی با سوخت های واقعی مانند زغال، گاز و... ندارد. با در نظر گرفتن اینکه تمام نقاط مرزی سیستم در دمای محیط (T_0) واقع اند، می توان از انرژی اتلافی مؤلفه ها صرف نظر کرد. این فرض در تحلیل بسیاری از سیستم ها فرض معقولی است.

جدول (۱): موازنه انرژی کل سیستم و انرژی های سوخت و محصول اجزای سیستم

مؤلفه	نرخ انرژی سوخت (\dot{E}_F^i)	نرخ انرژی محصول (\dot{E}_P^i)	نرخ انرژی تخریب (\dot{E}_D^i)
پمپ (۱)	$\dot{E}_F^{PU1} = \dot{W}_{PU1}$	$\dot{E}_F^{PU1} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_D^{PU1} = \dot{E}_F^{PU1} - \dot{E}_P^{PU1}$
پمپ (۲)	$\dot{E}_F^{PU2} = \dot{W}_{PU2}$	$\dot{E}_F^{PU2} = \dot{E}_{12} - \dot{E}_9$	$\dot{E}_D^{PU2} = \dot{E}_F^{PU2} - \dot{E}_P^{PU2}$
تبخیرکننده (۱)	$\dot{E}_F^{E1} = \dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}$	$\dot{E}_F^{E1} = \dot{E}_1 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_D^{E1} = \dot{E}_F^{E1} - \dot{E}_P^{E1}$
تبخیرکننده (۲)	$\dot{E}_F^{E2} = \dot{E}_{15} - \dot{E}_{16}$	$\dot{E}_F^{E2} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_D^{E2} = \dot{E}_F^{E2} - \dot{E}_P^{E2}$
اجکتور	$\dot{E}_F^{EJ} = \dot{m}_5(e_5 - e_8)$	$\dot{E}_P^{EJ} = \dot{m}_{11}(e_8 - e_{11})$	$\dot{E}_D^{EJ} = \dot{E}_F^{EJ} - \dot{E}_P^{EJ}$
مبدل حرارتی	$\dot{E}_F^{HE} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3$	$\dot{E}_P^{HE} = \dot{E}_5 - \dot{E}_{12}$	$\dot{E}_D^{HE} = \dot{E}_F^{HE} - \dot{E}_P^{HE}$
توربین	$\dot{E}_F^T = \dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\dot{E}_P^T = \dot{W}_T$	$\dot{E}_D^T = \dot{E}_F^T - \dot{E}_P^T$
کندانسور	$\dot{E}_F^C = \dot{E}_8 - \dot{E}_9$	$\dot{E}_P^C = \dot{E}_{18} - \dot{E}_{17}$	$\dot{E}_D^C = \dot{E}_F^C - \dot{E}_P^C$
کل سیستم	$\dot{E}_F^{total} = \dot{E}_F^{E1}$	$\dot{E}_P^{total} = \dot{E}_P^T - \dot{E}_P^{PU1} - \dot{E}_P^{PU2} + \dot{E}_P^{E2}$	$\dot{E}_D^{total} = \sum_{i=1}^n \dot{E}_D^i$

جدول (۲): اعتبارسنجی سیکل تبرید اجکتوری

پارامتر	کار حاضر	مرجع [۱۱]	اندازه انحراف نسبی (%)
بار ژنراتور $\dot{Q}_G (kW)$	۸/۷۱۳	۹	۳/۱۸
بار کندانسور $\dot{Q}_C (kW)$	۹/۸۲۶	۱۱/۲۸	۱۲/۸۹
ظرفیت تبرید $\dot{Q}_E (kW)$	۱/۷۰۶	۱/۷۵	۲/۵۱
توان پمپ $\dot{W}_{PU} (kW)$	۰/۰۱۷۰۱	۰/۰۲۵	۳۱/۹۶
نسبت کسر جرمی U	۰/۲۴۲۲	۰/۲۴	۰/۹۱
ضریب عملکرد سیکل (COP)	۰/۱۹۵۴	۰/۱۹	۲/۸۴

جدول (۳): اعتبارسنجی سیکل رانکین آلی

ظرفیت مؤلفه ها	کار حاضر	مرجع [۱۲]	اندازه انحراف نسبی (%)
ظرفیت تبرید $\dot{Q}_E (kW)$	۲۵۲	۲۵۲	-
ظرفیت کندانسور $\dot{Q}_C (kW)$	۲۰۳/۴	۲۰۴	۰/۶۹
توان توربین $\dot{W}_T (kW)$	۵۱/۶۷	۵۱	۱/۳۱
توان پمپ $\dot{W}_{PU} (kW)$	۳/۰۹۴	۱/۹۶	۵۷/۸۵
توان خالص $\dot{W}_{NET} (kW)$	۴۸/۵۸	۴۹/۰۴	۰/۹۳
بازده گرمایی $\eta_{cycle} (\%)$	۲۱/۷۳	۱۹/۴۶	۱۱/۶۶
دبی جرمی سیکل رانکین $\dot{m}_{ORC} (kg.s^{-1})$	۱/۰۴۳	۱/۰۶	۱/۶
دبی جرمی آب $\dot{m}_w (kg.s^{-1})$	۴/۸۶۳	۴/۶۸	۳/۹۱
دبی جرمی نیتروژن $\dot{m}_N (kg.s^{-1})$	۲/۰۳۲	۲	۱/۶

جدول (۴): برخی از خواص مهم سیالات عامل به کاررفته

سیال عامل	فرمول شیمیایی	دمای بحرانی (°C)	فشار بحرانی (bar)	نقطه جوش (°C)	GWP ^۱	گروه ایمنی
R113	C ₂ Cl ₃ F ₃	۲۱۴/۳۳	۳۳/۹۲	۴۷/۵۵	۴۸۰۰	A1
R141b	C ₂ H ₃ Cl ₂ F	۲۰۴/۳۵	۴۲/۱۲	۳۲	۷۲۵	UNKNOWN
R11	CCl ₃ F	۱۹۸	۴۴/۸	۲۳/۸۳	۴۷۵۰	A1
R123	C ₂ HCl ₂ F ₃	۱۸۳/۶۸	۳۶/۶۸	۲۷/۸۵	۷۷	B1
R245fa	C ₃ H ₃ F ₅	۱۵۳/۸۶	۳۶/۵۱	۱۵/۳	۱۰۳۰	B1
R114	C ₂ Cl ₂ F ₄	۱۴۵/۵۵	-	۳/۵۵	-	-

۲.۴. انتخاب سیال عامل مناسب

سیال عامل مناسب سیالی خواهد بود که علاوه بر دارا بودن ویژگی غیرسمی، غیرقابل اشتعالی و بازده بالا، کمترین صدمه را به مؤلفه‌های مکانیکی سیستم وارد کند. اسمیرسیو و همکاران [۱۲] در بررسی‌های آزمایشگاهی خود نشان دادند که با استفاده از سیال ایزوبوتان به دلیل COP بالا و همچنین پتانسیل تخلیه اوزن^۲ (ODP) پایین و نیز پتانسیل گرم شدن زمین^۳ مناسب، سیکل تبرید اجکتوری بازده‌ای نزدیک به سیستم‌های جذبی خواهد داشت. از طرف دیگر، شش سیال عامل R113, R141b, R11, R123, R245fa, R114 نیز از جمله پرکاربردترین سیالات عامل با بازده بالا در سیکل رانکین هستند. جدول (۴) برخی از خواص مهم سیالات عامل استفاده‌شده در این مقاله را نشان می‌دهد. با توجه به این اطلاعات می‌توان گفت که تقریباً تمامی سیالات به کاربرده شده کمترین پتانسیل تخلیه اوزن و نیز پتانسیل گرم شدن زمین را دارند. محدوده دمای بحرانی برای سیالات فوق بین ۱۴۵/۵۵ تا ۲۱۴/۳۳ درجه سلسیوس است.

همچنین در حالت کلی، محدوده فشار بحرانی برای این سیالات نیز بین ۳۳/۹۲ و ۴۴/۸ بار است. در این مقاله از ایزوبوتان برای سیستم تبرید اجکتوری و از سیالات فوق برای سیکل ORC استفاده‌شده که اثر ترکیبی استفاده از ایزوبوتان به همراه هرکدام از سیالات فوق بررسی شده است.

۳.۴. نتایج مدل‌سازی

برای مدل‌سازی ترمودینامیکی نیاز به یک سری اطلاعات ورودی داریم. جدول (۵) اطلاعات ورودی مورد نیاز را نشان می‌دهد.

جدول (۵): پارامترهای ورودی مورد نیاز برای مدل‌سازی ترمودینامیکی

پارامتر	مقدار
فشار تبخیرکننده ^(۱) $P_{E1}(MPa)$	۲/۵
فشار تبخیرکننده ^(۲) $P_{E2}(MPa)$	۰/۲۱
فشار سیال اولیه $P_5(MPa)$	۰/۴۶
فشار خروجی از نازل اجکتور $P_6(MPa)$	۰/۱۷
دمای تبخیرکننده ^(۲) $T_{E2}(K)$	۲۸۶/۵
دمای ورودی پمپ ^(۱) $T_3(K)$	۳۱۳
دمای کندانسور $T_C(K)$	۲۹۸
دمای بخار ورودی به تبخیرکننده ^(۱) $T_{13}(K)$	۵۰۰
دمای بخار خروجی از تبخیرکننده ^(۱) $T_{14}(K)$	۴۰۰
دمای آب ورودی به تبخیرکننده ^(۲) $T_{15}(K)$	۳۵۰
دمای آب خروجی از تبخیرکننده ^(۲) $T_{16}(K)$	۳۰۰
دمای آب ورودی به کندانسور $T_{17}(K)$	۲۸۰
دبی جرمی سیکل رانکین آلی $\dot{m}_{ORC}(kg.s^{-1})$	۰/۶
دبی جرمی آب ورودی به کندانسور $\dot{m}_W(kg.s^{-1})$	۰/۹
دبی جرمی سیال ثانویه $\dot{m}_S(kg.s^{-1})$	۰/۰۶۴

۱.۳.۴. نتایج تحلیل انرژی

جدول (۶) نتایج تحلیل انرژی سیستم CCP را در حالتی که از ایزوبوتان برای سیکل تبرید اجکتوری و سیالات عامل مختلف برای سیکل ORC استفاده شده است، نشان می‌دهد. به دلیل ثابت در نظر گرفتن سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری (ایزوبوتان)، ظرفیت تبرید تبخیرکننده^(۲) ثابت خواهد ماند. طبق این جدول بیشترین و کمترین بازده سیکل ترکیبی و بازده سیکل ORC مربوط به حالتی است که به ترتیب از سیال عامل R113 و ایزوبوتان در سیکل ORC استفاده می‌کنیم. در این حالت بازده سیکل ترکیبی و سیکل رانکین آلی برای R113 به ترتیب ۳۴/۶۹ و ۱۹/۹۷ درصد و برای ایزوبوتان به ترتیب ۲۱/۵۹ و ۱۲/۸۹ درصد خواهد بود.

با توجه به جدول (۶) می‌توان گفت که با ثابت در نظر گرفتن سیال عامل سیکل تبرید اجکتوری و سیالات عامل ایزوبوتان و R114 در سیکل رانکین آلی، ظرفیت گرمایی تبخیرکننده^(۱) برای این حالات به ترتیب ۲۳۱/۳kW و ۹۸/۰۷kW خواهد بود. به عبارت دیگر با

1. Global Warming Potential
2. Ozone Depletion Potential
3. Global Warming Potential

مورد نظر را برای سیالات عامل مختلف نشان می‌دهد. با توجه به این شکل می‌توان مشاهده کرد که مبدل حرارتی و تبخیرکننده (۱) بیشترین تخریب اگزرژی و نیز اجکتور کمترین تخریب اگزرژی را برای تمامی سیالات خواهند داشت.

اگزرژی تخریب کل سیستم از جمله عوامل مهم دیگر در ارزیابی کارایی سیستم است. با در نظر گرفتن این عامل می‌توان گفت که سیالات عامل R113 و ایزوبوتان به ترتیب با دارا بودن مقادیر $24/72 \text{ kW}$ و $54/23 \text{ kW}$ کمترین و بیشترین تخریب اگزرژی کل را نتیجه می‌دهند. شکل (۳) نحوه توزیع این مقادیر اگزرژی تخریب کل سیستم ترکیبی را به صورت نمودار میله‌ای نشان می‌دهد.

۴.۴. مطالعه پارامتریک

۴.۴.۱. اثر فشار تبخیرکننده (۱) و دمای کندانسور بر روی عملکرد سیکل شکل (۴-الف) نحوه تغییرات بازده سیکل ترکیبی برحسب فشار تبخیرکننده یک (نقطه ۱) را نشان می‌دهد. با افزایش فشار تبخیرکننده (۱) بازده سیکل ترکیبی افزایش می‌یابد. افزایش فشار تبخیرکننده (۱) باعث افزایش ظرفیت گرمایی این مؤلفه شده و در نتیجه مقدار اختلاف انرژی دریافتی نیز افزایش می‌یابد که در نتیجه آن، بازده سیکل ترکیبی افزایش می‌یابد. همچنین با توجه به این شکل، سیالات عامل R113 و ایزوبوتان به ترتیب دارای بیشترین و کمترین بازده ترکیبی هستند. نیز در صورت استفاده از سیال عامل R113 در سیکل ترکیبی مورد نظر، فشار تبخیرکننده (۱) کمترین تأثیر را بر روی بازده سیکل ترکیبی خواهد گذاشت.

در نظر گرفتن سیالات عامل ایزوبوتان و R114 برای سیکل رانکین آلی، سیستم ترکیبی به ترتیب دارای بیشترین و کمترین گرمای دریافتی از طریق این مؤلفه خواهد بود.

از جمله پارامترهای مهم دیگر در تحلیل انرژی یک سیستم، مقدار کار خالصی است که در طی فرایند کاری یک سیکل از آن دریافت می‌شود. سیالات عامل R141b و R114 با دارا بودن کار خالص $33/99 \text{ kW}$ و $13/65 \text{ kW}$ به ترتیب بیشترین و کمترین کار خالص را تحت شرایط یکسان برای سیکل ترکیبی فوق نتیجه می‌دهند.

پارامتر مهم دیگر برای مقایسه ظرفیت سرمایشی سیکل ترکیبی فوق، ضریب عملکرد سیکل است. این ضریب معیاری از عملکرد سیستم تبرید اجکتوری را نشان می‌دهد. با توجه به نتایج جدول (۶) می‌توان گفت که با در نظر گرفتن سیالات عامل R114 و ایزوبوتان، سیستم ترکیبی به ترتیب بیشترین و کمترین ضریب عملکردی را از خود نشان خواهد داد. در این حالت مقادیر ضریب عملکرد سیکل ترکیبی برای سیالات عامل R114 و ایزوبوتان به ترتیب $0/4783$ و $0/2004$ است.

۲.۳.۴. نتایج تحلیل اگزرژی

جدول (۷) نتایج حاصل از تحلیل اگزرژی سیکل CCP را برای سیالات عامل مختلف نشان می‌دهد. می‌توان دید که در صورت استفاده از سیال عامل R113 و ایزوبوتان در سیکل رانکین آلی و سیال عامل ثابت ایزوبوتان در سیکل تبرید اجکتوری، سیکل فوق به ترتیب با دارا بودن $52/53$ و $33/83$ درصد، بیشترین و کمترین بازده اگزرژی را از خود نشان می‌دهد.

شکل (۲) نحوه توزیع تخریب اگزرژی هر جزء از سیکل ترکیبی

جدول (۶): نتایج تحلیل انرژی سیستم CCP برای سیالات عامل مختلف

سیال عامل	\dot{Q}_{E1} (kW)	\dot{Q}_{E2} (kW)	\dot{Q}_C (kW)	W_{PU1} (kW)	W_{PU2} (kW)	W_T (kW)	W_{NET} (kW)	COP	η_{ORC} (%)	η_{CCP} (%)
R113	136/9	20/2	75/12	1/5	0/4528	28/85	27/3	0/3683	19/97	34/69
R141b	174/5	20/2	90/07	1/674	0/5438	35/71	33/99	0/2874	19/51	31/06
R11	131/3	20/2	73/33	1/362	0/4418	26/53	25/12	0/3812	19/2	34/58
R123	134/8	20/2	75/3	0/9879	0/4539	25/79	24/76	0/367	18/4	33/36
R245fa	140/8	20/2	79/85	1/039	0/4816	22/46	21/37	0/3382	15/21	29/53
R114	98/07	20/2	62/9	1/41	0/3784	15/1	13/65	0/4783	13/96	34/51
ایزوبوتان	231/3	20/2	119/6	2/223	0/7239	32/03	29/74	0/2004	12/89	21/59

جدول (۷): نتایج تحلیل انرژی سیستم CCP برای سیالات عامل مختلف

الف.

R141b+Isobutane					R113+Isobutane					مؤلفه
E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	
۱/۶۷۴	۱/۶۷۴	۰	۰	۱۰۰	۱/۵	۱/۵	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۱)
۰/۰۵۴۳۸	۰/۰۵۴۳۸	۰	۰	۱۰۰	۰/۰۴۵۲۸	۰/۰۴۵۲۸	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۲)
۵۴/۶۴	۶۷/۴	۱۲/۷۶	۴۲/۹۳	۸۱/۰۷	۴۴/۴۸	۵۲/۹	۸/۴۱۵	۳۷/۹۴	۸۴/۰۹	تبخیرکننده (۱)
۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۸/۲۹۹	۱۵/۷۵	۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۱۰/۴۸	۱۵/۷۵	تبخیرکننده (۲)
۱/۲۵۳	۲/۱۴۷	۰/۸۹۳۸	۳/۱۱۸	۵۸/۳۷	۱/۲۵۶	۱/۶۶۷	۰/۴۱۰۸	۱/۸۵۲	۷۵/۳۶	اجکتور
۷/۴۰۹	۱۷/۲۶	۹/۸۵	۳۴/۳۶	۴۲/۹۳	۵/۷۸۲	۱۴/۶۸	۸/۸۹۹	۴۰/۱۲	۳۹/۳۸	مبدل حرارتی
۳۵/۷۱	۳۹/۰۶	۳/۳۴	۱۱/۶۵	۹۱/۴۵	۲۸/۸۵	۳۱/۳	۲/۴۵۲	۱۱/۰۵	۹۲/۱۷	توربین
۵/۱۸۳	۶/۹۵۷	۱/۷۷۴	۶/۱۸۸	۷۴/۵	۳/۸۵	۵/۸۰۴	۱/۹۵۴	۸/۸۰۸	۶۶/۳۴	کندانسور
۳۴/۴۷	۶۷/۴	۳۱/۲	-	۵۱/۱۵	۲۷/۷۹	۵۲/۹	۲۴/۷۲	-	۵۲/۵۳	کل سیستم

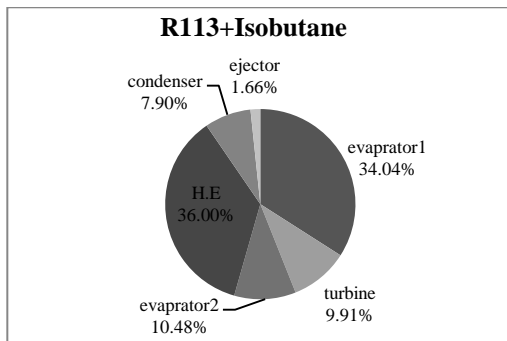
ب.

R123+Isobutane					R11+Isobutane					مؤلفه
E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	
۰/۹۸۷۹	۰/۹۸۷۹	۰	۰	۱۰۰	۱/۳۶۲	۱/۳۶۲	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۱)
۰/۰۴۵۳۹	۰/۰۴۵۳۹	۰	۰	۱۰۰	۰/۰۴۴۱۸	۰/۰۴۴۱۸	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۲)
۴۰/۹	۵۲/۰۶	۱۱/۱۶	۴۶/۷۵	۷۸/۵۶	۴۰/۶۱	۵۰/۶۲	۱۰/۰۱	۳۲/۷۲	۸۰/۲۲	تبخیرکننده (۱)
۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۹/۸۰۳	۱۵/۷۵	۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۱۰/۴۵	۱۵/۷۵	تبخیرکننده (۲)
۱/۲۵۶	۱/۶۷۳	۰/۴۱۶۸	۱/۷۴۵	۷۵/۰۹	۱/۲۵۷	۱/۶۱	۰/۳۵۲۸	۱/۵۸۶	۷۸/۰۸	اجکتور
۵/۸۰۲	۱۳/۷۵	۷/۹۴۹	۳۳/۲۹	۴۲/۱۹	۵/۵۸۶	۱۲/۸۶	۷/۲۷۷	۳۲/۷۲	۴۳/۴۳	مبدل حرارتی
۲۵/۷۹	۲۸/۱۳	۲/۳۴۶	۹/۸۲۵	۹۱/۶۶	۲۶/۵۳	۲۹/۱۱	۲/۵۸۲	۱۱/۶۱	۹۱/۱۳	توربین
۳/۸۶۵	۵/۸۱۸	۱/۹۵۳	۵/۶۹	۷۴/۲۷	۳/۷۰۲	۵/۶۶۵	۱/۹۶۳	۸/۸۲۷	۶۵/۳۵	کندانسور
۲۵/۲۴	۵۲/۰۶	۲۶/۴۲	-	۴۸/۴۸	۲۶/۵۳	۵۰/۶۲	۲۴/۷۸	-	۵۰/۵۸	کل سیستم

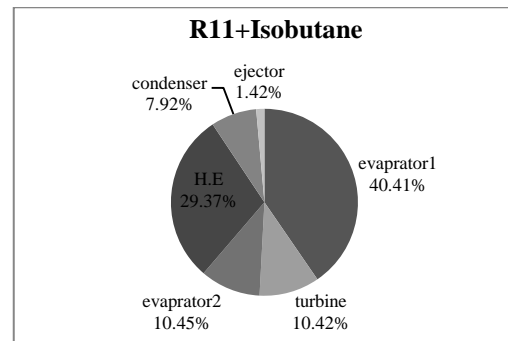
ج.

R114+Isobutane					R245fa+Isobutane					مؤلفه
E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	E_P^i (kW)	E_F^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	
۱/۴۱	۱/۴۱	۰	۰	۱۰۰	۱/۰۳۹	۱/۰۳۹	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۱)
۰/۰۳۷۸۴	۰/۰۳۷۸۴	۰	۰	۱۰۰	۰/۰۴۸۱۶	۰/۰۴۸۱۶	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۲)
۲۵/۶۷	۳۷/۸۸	۱۲/۲۲	۵۶/۰۹	۶۸/۷۵	۳۸/۲۱	۵۴/۳۸	۱۶/۱۶	۵۵/۳۶	۷۰/۲۸	تبخیرکننده (۱)
۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۱۰/۶۵	۱۵/۷۵	۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۸/۱۶۱	۱۵/۷۵	تبخیرکننده (۲)
۱/۲۶	۱/۲۷۶	۰/۰۱۶۰۶	۰/۰۷۳۷۳	۹۸/۷۴	۱/۲۵۵	۱/۸۱۹	۰/۵۶۳۶	۱/۹۳۱	۶۹/۰۱	اجکتور
۴/۴۵۲	۱۰/۶	۶/۱۵۳	۲۸/۲۵	۴۱/۹۸	۶/۲۹۷	۱۴/۷۱	۸/۴۱۳	۲۸/۸۲	۴۲/۸۱	مبدل حرارتی
۱۵/۱	۱۶/۴۷	۱/۳۷۶	۶/۳۱۶	۹۱/۶۵	۲۲/۴۶	۲۴/۵۴	۲/۰۸۹	۷/۱۵۴	۹۱/۴۹	توربین
۲/۸۹۵	۴/۸۶۱	۱/۹۶۶	۹/۰۲۸	۵۹/۵۵	۴/۲۵۲	۶/۱۶۹	۱/۹۱۶	۶/۵۶۴	۶۸/۹۴	کندانسور
۱۴/۱۳	۳۷/۸۸	۲۴/۳۲	-	۳۷/۳۱	۲۱/۸۵	۵۴/۳۸	۳۱/۷۳	-	۴۰/۱۹	کل سیستم

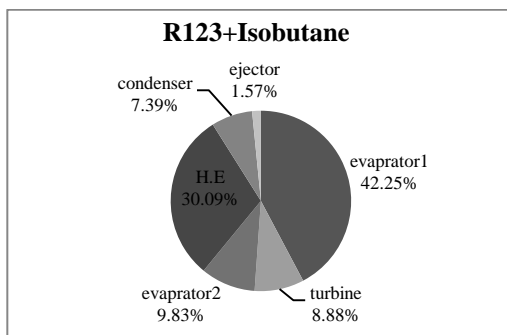
Isobutane+Isobutane					مؤلفه
E_p^i (kW)	E_f^i (kW)	E_D^i (kW)	y_D^i (%)	η_{EX}^i (%)	
۲/۲۲۳	۲/۲۲۳	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۱)
۰/۰۷۲۳۹	۰/۰۷۲۳۹	۰	۰	۱۰۰	پمپ (۲)
۵۷/۵۳	۸۹/۳۳	۳۱/۸	۶۱/۵۱	۶۴/۴	تبخیرکننده (۱)
۰/۴۸۴۲	۳/۰۷۴	۲/۵۸۹	۴/۷۷۵	۱۵/۷۵	تبخیرکننده (۲)
۱/۲۴۹	۳/۰۹۸	۱/۸۴۹	۳/۵۷۶	۴۰/۳۲	اجکتور
۱۰/۶۳	۲۴/۷	۱۴/۰۷	۲۷/۲۲	۴۳/۰۳	مبدل حرارتی
۳۲/۰۳	۳۵/۰۶	۳/۰۲۲	۵/۸۴۶	۹۱/۳۸	توربین
۸/۳۳۶	۹/۲۳۹	۰/۹۰۲۶	۱/۷۴۶	۹۰/۲۳	کندانسور
۳۰/۲۲	۸۹/۳۳	۵۴/۲۳	-	۳۳/۸۳	کل سیستم



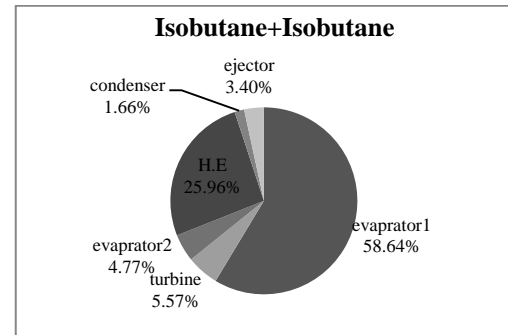
(ب)



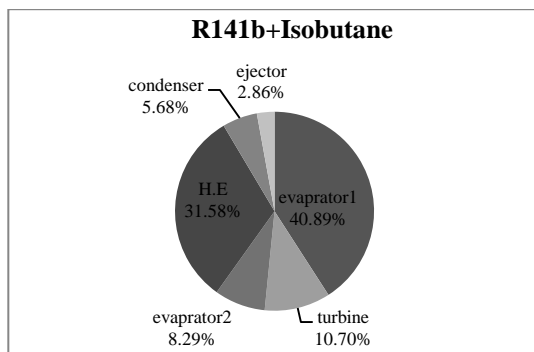
(الف)



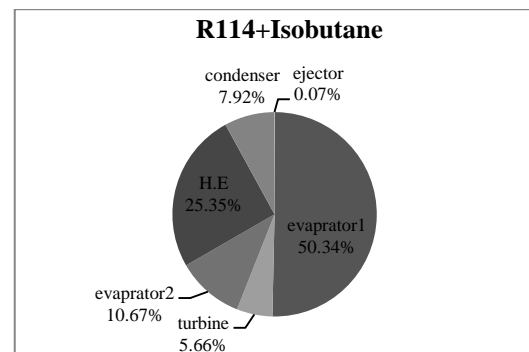
(د)



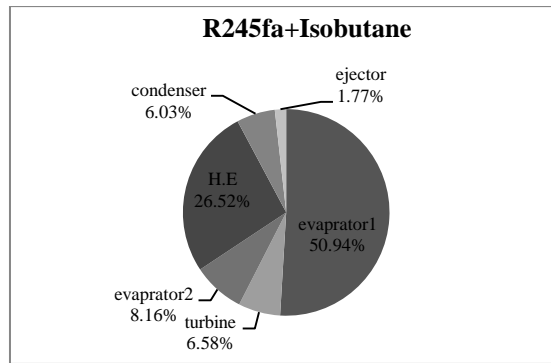
(ج)



(و)



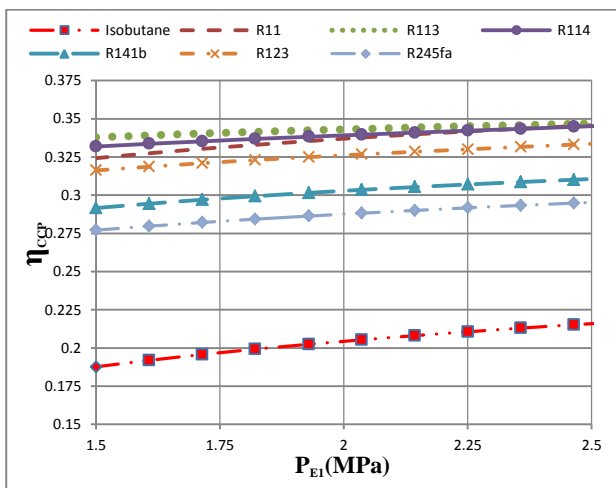
(ه)



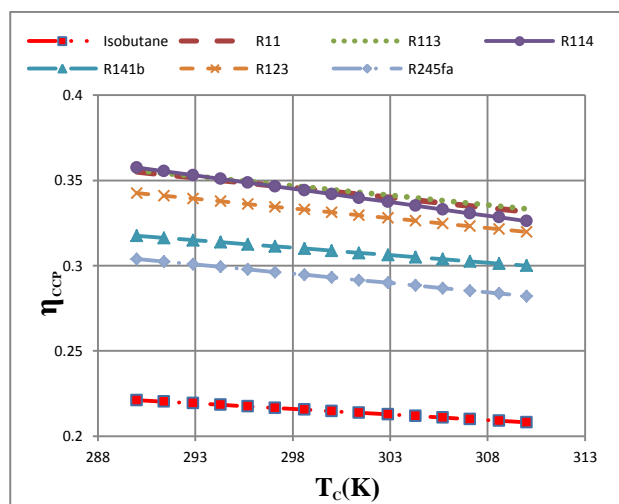
(ز)

شکل (۲): توزیع آگزوری تخریب مؤلفه‌های سیستم برای سیالات مختلف

از میان سیالات عامل بررسی شده، استفاده کردن از سیال عامل ایزوبوتان در کل سیکل ترکیبی دارای خواص ترمودینامیکی نسبتاً متمایزی نسبت به سایر سیالات استفاده شده از خود نشان می‌دهد.

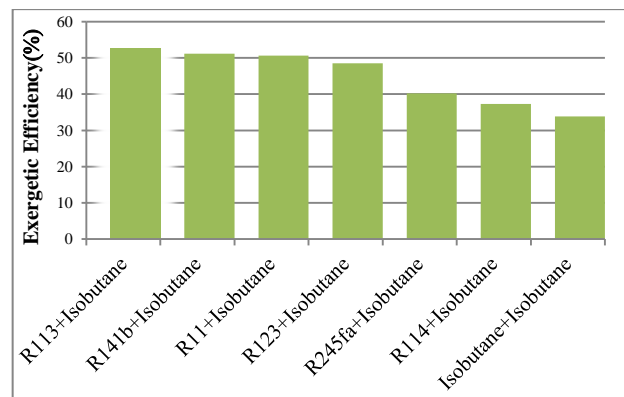


(الف)



(ب)

شکل (۴): نمودار بازده سیکل ترکیبی برحسب الف. فشار تبخیرکننده (۱) ب. دمای کندانسور



شکل (۳): مقایسه بازده آگزوری سیستم برای سیالات مختلف

شکل (۴-ب) نحوه تغییرات بازده سیکل ترکیبی را برحسب دمای کندانسور نشان می‌دهد. با توجه به شکل می‌توان گفت که افزایش دمای کندانسور با افزایش گرمای اتلافی خروجی همراه است که در نتیجه، بازده سیکل ترکیبی کاهش می‌یابد. بنابراین، کاهش دمای کندانسور با کاهش انتقال حرارت سیکل ترکیبی با محیط اطراف همراه است که در نتیجه آن، بازده سیکل فوق بالا می‌رود.

همچنین با توجه به شکل (۴) سه سیال عامل R11، R113 و R114 تغییرات بازده بسیار نزدیکی را نسبت به هم نشان می‌دهند؛ بنابراین در صورت انتخاب هریک از این سیالات، بهتر است سایر عوامل مانند عوامل زیست‌محیطی، اقتصاد و... را مد نظر گرفت.

۲.۴.۴ اثر فشار و دمای تبخیرکننده (۲) بر روی عملکرد سیکل

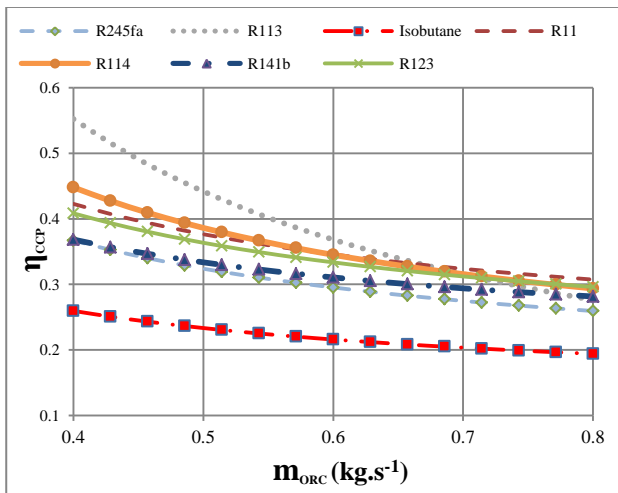
شکل (۵-الف) اثر فشار تبخیرکننده (۲) را بر روی بازده سیکل ترکیبی نشان می‌دهد. با توجه به این نمودار می‌توان گفت که افزایش یا کاهش فشار و دمای تبخیرکننده (۲) تأثیر بسیار کمی بر روی بازده سیکل ترکیبی دارد. اما به طور کلی با توجه به رابطه (۴) می‌توان گفت که افزایش دما و فشار تبخیرکننده (۲) باعث افزایش ظرفیت تبخیرکننده (۲) شده و در نتیجه باعث افزایش بازده سیکل ترکیبی مورد نظر می‌شود. همچنین با توجه به این نمودارها می‌توان مشاهده کرد که سیالات عامل R113 و ایزوبوتان به ترتیب برای استفاده در سیکل رانکین آلی و سیکل تبرید اجکتوری مناسب‌اند.

تحلیل انرژی و انرژی سیستم جدید تولید همزمان سرمایش و توان با... ۷۱

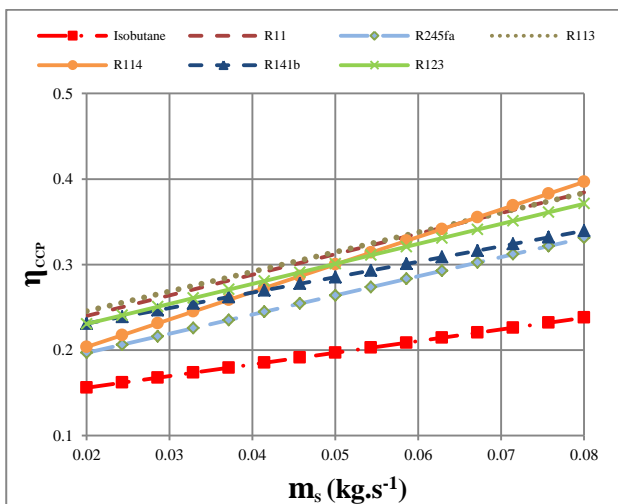
تغییرات بازده سیکل ترکیبی برحسب نرخ دبی سیکل رانکین آلی برای سیال عامل R113 در مقایسه با سایر سیالات عامل، به دلیل خواص ترمودینامیکی سیال فوقف بسیار بالاست.

شکل (۶-ب) نمودار بازده سیکل ترکیبی برحسب نرخ دبی جرمی سیال ثانویه را نشان می‌دهد. با توجه به این شکل می‌توان گفت که با افزایش دبی جرمی سیال ثانویه، ظرفیت سرمایشی تبخیرکننده (۲) به طور مستقیم افزایش می‌یابد که در نتیجه آن بازده سیکل ترکیبی افزایش می‌یابد.

به طور کلی نرخ دبی سیال ثانویه یکی از پارامترهای بسیار تأثیرگذار و مهم در تحلیل سیستم‌های تولید همزمان سرمایش و توان به شمار می‌آید. این تأثیرگذاری با توجه به تغییرات شدید این پارامتر نسبت به سایر پارامترهای بررسی شده نیز قابل توجه است.

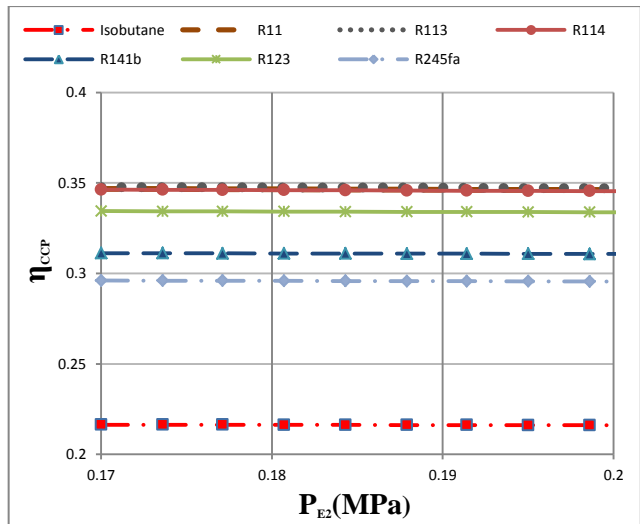


(الف)

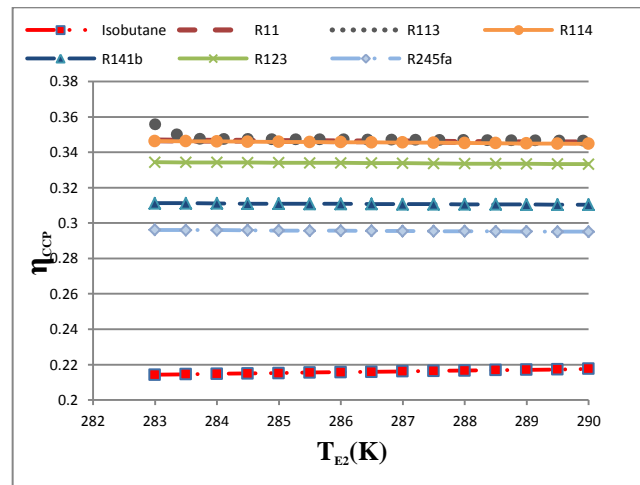


(ب)

شکل (۶): نمودار بازده سیکل ترکیبی برحسب الف. دبی جرمی سیکل رانکین آلی، ب. دبی جرمی سیال ثانویه



(الف)



(ب)

شکل (۵): نمودار بازده سیکل ترکیبی برحسب الف. فشار تبخیرکننده (۲) ب. دمای تبخیرکننده (۲)

۳.۴.۴ اثر دبی جرمی سیکل رانکین آلی و سیال ثانویه بر روی عملکرد سیکل

از جمله پارامترهای تأثیرگذار دیگر در عملکرد سیکل ترکیبی مورد نظر، نرخ دبی جرمی سیال سیکل رانکین آلی و سیال ثانویه هستند که به طور مستقیم بر ظرفیت سرمایشی یا گرمایشی مؤلفه‌های مختلف سیکل مورد نظر اثر می‌گذارد.

شکل (۶-الف) نمودار بازده سیکل ترکیبی برحسب نرخ دبی جرمی سیکل رانکین آلی را نشان می‌دهد. با افزایش دبی جرمی سیکل رانکین آلی، ظرفیت سرمایشی تبخیرکننده (۱) افزایش می‌یابد؛ در نتیجه، بازده سیکل ترکیبی با توجه به رابطه (۴) به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. همچنین با توجه به این نمودار می‌توان گفت که

۵. نتیجه گیری

در این مقاله با ترکیب دو سیکل ORC و سیکل تبرید اجکتوری، سیستم تولید همزمان جدیدی برای تولید توان و سرمایه‌ش ارائه شد. بخار عبوری از تبخیرکننده سیکل رانکین آلی سیال عامل این سیکل را در تبخیرکننده تبخیر کرده و گرمای تولیدشده باعث به حرکت در آمدن سیکل رانکین آلی شد. گرمای هدررفته از کندانسور سیکل رانکین، عامل محرک سیکل تبرید اجکتوری به‌شمار می‌آید. در این حالت برای تلفیق سیکل ORC و سیکل تبرید اجکتوری از یک مبدل حرارتی استفاده شد. درحقیقت این مبدل حرارتی برای سیکل رانکین آلی به‌عنوان کندانسور و برای سیکل تبرید اجکتوری به‌عنوان تبخیرکننده عمل می‌کرد. مدل‌سازی ترمودینامیکی (تحلیل انرژی و انرژی) سیکل ترکیبی پیشنهادی با استفاده از نرم‌افزار EES انجام شد. علاوه بر تحلیل انرژی و انرژی، مطالعه پارامتریکی روی عملکرد سیکل ترکیبی نیز انجام گرفت. اهم نتایج حاصل به‌صورت زیر است:

- تغییرات بازده کلی سیکل و ضریب عملکرد سیستم با دما و فشار تبخیرکننده (۲) نسبتاً کم است.

- بازده سیکل رانکین آلی مستقل از دبی جرمی سیال ثانویه و دبی جرمی سیکل رانکین است.
- بازده سیکل رانکین آلی مستقل از دما و نیز فشار تبخیرکننده (۲) است. همچنین تغییرات ضریب عملکرد سیستم با دما و فشار تبخیرکننده (۲) بسیار ناچیز است.
- ضریب عملکرد مستقل از دمای کندانسور است.
- بیشترین و کمترین بازده سیکل ترکیبی برای سیال عامل R113 و ایزوبوتان بوده که به‌ترتیب ۳۴/۶۹ و ۲۱/۵۹ درصد است.
- بیشترین و کمترین بازده انرژی برای سیال عامل R113 و ایزوبوتان بوده که به‌ترتیب ۵۲/۵۳ و ۳۶/۸۳ درصد است.
- بیشترین و کمترین ضریب انرژی برای سیال عامل ایزوبوتان و R113 بوده که به‌ترتیب ۵۴/۲۳ (kW) و ۲۴/۷۲ (kW) است.
- در بین اجزای مختلف سیکل، مبدل حرارتی و تبخیرکننده (۱) بیشترین و اجکتور، کمترین اثرات تخریب را بر روی سیکل خواهند داشت.

- بازده سیکل ترکیبی با افزایش دبی جرمی سیال سیکل رانکین آلی، کاهش و نیز با افزایش دبی جرمی سیال ثانویه افزایش می‌یابد.

۶. فهرست علائم

اختصارها

COP	ضریب عملکرد سیکل
Q	گرما (kJ)
W	کار (kJ)
\dot{E}	نرخ انرژی (kW)
e	انرژی بر واحد جرم (kW.kg-1)
\dot{m}	دبی جرمی (kg.s-1)
P	فشار (MPa)
h	آنتالپی (kJ.kg-1)
T	دما (K)
U	نسبت کسر جرمی
y	کسر تخریب انرژی (%)

علائم یونانی

η	بازده (%)
--------	-----------

زیرنویس‌ها

C	کندانسور
CCP	ترکیب سرمایه‌ش و توان
D	تخریب
E	تبخیرکننده
G	ژنراتور
Ex	انرژی
F	سوخت
L	اتلافی
HE	مبدل حرارتی
is	آیزنتروپیک
N	نیترژن
NET	خالص
ORC	سیکل رانکین آلی
P	محصول
PU	پمپ
p	اولیه
S	آنتروپی
s	ثانویه
T	توربین
W	آب

بالانویس‌ها	ورودی	in
کندانسور	C	out
تبخیرکننده	E	PH
مبدل حرارتی	HE	KN
پمپ	PU	PT
توربین	T	CH
	کل	total

مراجع

- [1] Suozzo, M., and Throne, J., "Market Transformation Initiatives: Successes and Remaining Challenges", Int. Energy Programmed Evaluation Conf., Denver, USA, 1999.
- [2] Perez-Lombard, L., Ortiz, J., and Paul, C., "A Review on Buildings Energy Consumption Information", E. & Buildings, Vol. 40, No. 3, pp. 394-398, 2008.
- [3] Hettiarachchi, H.D.M., Golubovic, M., Worek, W.M., and Ikegami, Y., "Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-temperature Geothermal Heat Sources", Energy, Vol. 32, No. 9, pp. 1698-1706, 2007.
- [4] Saleh, B., Koglbauer, G., Wedland, M., and Fischer, J., "Working Fluids for Low-temperature Organic Rankine Cycles", Energy, Vol. 32, No. 7, pp. 1210-1021, 2007.
- [5] Dai, Y., Wang, J., and Gao, L., "Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery", E. Conversion & Management, Vol. 50, No. 3, pp. 576-582, 2009.
- [6] Maizza, V. and Maizza, A., "Unconventional Working Fluids in Organic Rankine Cycles for Waste Energy Recovery Systems", Appl. Therm. Eng., Vol. 21, No. 3, pp. 381-390, 2001.
- [7] Drescher, U. and Bruggemann, D., "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in the Biomass Power and Heat Plants", Appl. Therm. Eng., Vol. 27, No. 1, pp. 223-8, 2007.
- [8] Yari, M., "Performance Analysis of the Different Organic Rankine Cycles (ORCs) Using Dry Fluids", Int. J. Exergy, Vol. 6, No. 3, pp. 323-334, 2009.
- [9] Yari, M., "Exergetic Analysis of Various Types Geothermal Power Plants", Renewable Energy, Vol. 35, No. 1, pp. 112-121, 2010.
- [10] Varga, S., Lebre, P.S., and Oliveira, A.C., "Readdressing Working Fluid Selection with a View to Designing a Variable Geometry Ejector", Int. J. Low Carbon Tech, Vol. 10, No. 3, pp. 205-215, 2013.
- [11] Pridasawas, W. and Lundqvist, P., "A Year-round Dynamic Simulation of a Solar-driven Ejector Refrigeration System with Isobutane as a Refrigerant", Int. J. Refrigeration, Vol. 30, No. 5, pp. 840-50, 2007.
- [12] Smierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., and Karwacki, J., "Experimental Investigations of Solar Driven Ejector Air-conditioning System", Energy & Buildings, Vol. 80, pp. 260-267, 2014.
- [13] Safarian, S., Aramoun, F., "Energy and Exergy Assessments of Modified Organic Rankine Cycles (ORCs)", Energy Report, Vol. 1, pp. 1-7, 2015.
- [14] Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., "Thermal Design and Optimization", John Wiley, Chap. 3, Canada, 1996.
- [15] Soroureddin, A., S.Mahmoudi, S., and Ranjbar, S., "Investigation of Experimental Performance of Combined Rankine and Vapor Compression Cycles Using an Ejector", JEM., Vol. 1, No. 2, pp. 23-30, 2012.
- [16] Afshari, E., Jahantigh, N., Laali, R, and Jafari, M, "Numerical Study on Performance of Refrigeration Cycle with Double Stage Ejector", JEM., Vol. 4, No. 3, pp. 20-29, 2014.