



## مقایسه سیکل رانکین آلی و سیکل کالینا برای استفاده از انرژی اتلافی سیکل تبرید آبشاری جهت کاهش توان مصرفی

محسن مهدوی عادل<sup>۱\*</sup>، سید امید رضا موسوی<sup>۲</sup>

۱. گروه مهندسی مکانیک، واحد سوسنگرد، دانشگاه آزاد اسلامی، سوسنگرد، ایران.
۲. گروه مهندسی شیمی و پلیمر، واحد تنگستان، دانشگاه آزاد اسلامی، تنگستان، ایران.

\*نویسنده مسئول: mahdavi\_mech\_eng@yahoo.com

تاریخ دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۱۴ تاریخ پذیرش: ۱۴۰۱/۰۶/۰۳

### چکیده

در این مقاله یک سیستم ترکیبی جدید با هدف جلوگیری از اتلاف انرژی و کاهش توان مصرفی ارائه شده است. در این سیستم از سیکل تبرید آبشاری (سیکل تولید برودت)، سیکل رانکین آلی (سیکل تولید توان) و سیکل کالینا (سیکل تولید توان) استفاده می‌شود. سیکل تبرید آبشاری به وسیله یک مبدل حرارتی با سیکل‌های تولید توان نامبرده ترکیب می‌شود. این مبدل حرارتی نقش کندانسور برای سیکل تبرید آبشاری و نقش اواپراتور را برای سیکل‌های تولید توان دارد. بعد از تولید سرما در دمای پایین (۴۵- درجه سانتی گراد) به وسیله سیکل تبرید آبشاری، به جای اینکه حرارت با سطح انرژی پایین اما با ارزش حرارتی بالا در سیکل تبرید آبشاری اتلاف شود، از آن در اواپراتور سیکل‌های رانکین آلی و کالینا برای تولید بخار مورد نیاز استفاده می‌شود. نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از سیکل‌های تولید توان رانکین آلی و کالینا، ضمن تولید برودت در دمای  $45^{\circ}\text{C}$ ، به ترتیب می‌توان ۲۰/۱۳ درصد و ۱۴/۰۶ درصد توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری را کاهش داد.

**کلمات کلیدی:** تبرید آبشاری، سیکل رانکین آلی، کاهش انرژی مصرفی، تحلیل ترمودینامیکی.

### مقدمه

توجه به انرژی و مصرف بهینه آن از اولویت‌های اساسی جهان امروز است. مسائل مرتبط با تأمین و مصرف انرژی نگرانی‌هایی را در رابطه با گرمایش جهانی و کمبود انرژی به وجود آورده است. این نگرانی‌ها به تلاش‌هایی در جهت بهبود مصرف و تبدیل انواع انرژی منجر شده است [۱]. تولید همزمان یک از بهترین روش‌های حفظ و ذخیره انرژی بوده که امکان استفاده موثر از منابع انرژی و کمک به حفظ محیط زیست را فراهم می‌آورد. تولید همزمان امکان تولید برق و سایر انواع مفید انرژی را از یک منبع واحد فراهم می‌آورد [۲]. توان و برودت دو نوع بسیار مهم و اصلی انرژی در تولید همزمان می‌باشند [۳ و ۴]. توان به عنوان یک انرژی با کیفیت، گران بوده و تقاضا برای آن زیاد است [۵]. سیکل رانکین آلی (ORC) یک سیکل تولید توان است که به دلیل استفاده از سیالات ارگانیک با نقطه جوش پایین و با استفاده از منابع انرژی دما پایین راه‌اندازی می‌شود [۶]. سیکل‌های تبرید عموماً دارای حرارت اتلافی در دمای پایین هستند. تحقیقات زیادی در مورد سیستم‌های ترکیبی توان-تبرید با تلفیق سیکل ORC و انواع سیکل‌های تبرید ارائه شده است. وانگ و همکاران [۷] یک سیکل ORC را با یک سیستم تبرید تراکمی ترکیب کرده‌اند. توان مورد نیاز کمپرسور سیکل تبرید تراکمی از طریق ORC که توسط انرژی خورشیدی راه-اندازی می‌شود، تأمین می‌گردد. آنها توانستند در بهترین حالت ضریب عملکرد سیستم تبرید را به میزان ۲۲٪ بهبود ببخشند. صالح [۸] ترکیب سیکل ORC را با یک سیستم تبرید تراکمی بررسی کرده است. سیستم پیشنهادی او از یک کندانسور مشترک برای سیکل ORC و تبرید تراکمی بهره گرفته است. ضریب عملکرد سیستم ترکیبی در حالت استفاده از سیال R600 بیشترین مقدار بوده (۰/۷۱۸) است. وانگ و همکاران [۹] یک سیکل ORC که با انرژی خورشیدی کار می‌کند را با یک سیستم تبرید جذبی سطحی ترکیب کرده‌اند. سیستم ترکیبی آنها ۱ kw توان و ۳/۶ kw تبرید تولید کرده است. جیانگ و همکاران [۱۰] به صورت آبشاری یک سیکل ORC را با یک سیستم تبرید جذبی سطحی  $\text{CaCl}_2/\text{BaCl}_2$  ترکیب کرده‌اند. آنها



سیال R245fa را برای سیکل ORC استفاده کرده‌اند. تحلیل ترمودینامیکی آنها نشان داد که راندمان اگزرژی سیستم ترکیبی ۲۹/۱٪ بوده که نسبت به راندمان اگزرژی سیکل تبرید (۲۰/۳٪) بهبود قابل ملاحظه‌ای یافته است. جیانگ و همکاران [۱۱] یک سیستم تبرید با جذب سطحی مجدد را با یک سیکل ORC تلفیق کرده‌اند. سیستم جذب سطحی مجدد آنها از سه بستر دما بالا و سه بستر دما پایین تشکیل شده بود. حرارت اتلافی در بستر دما بالا به عنوان بویلر سیکل ORC عمل کرده و بستر دما پایین نقش کندانسور را دارد. با این کار راندمان سیستم ترکیبی از ۰/۲۹۳ در حالت سیکل تبرید به ۰/۴۱۷ ارتقا یافته است. ژو و همکاران [۱۲] یک سیستم ترکیبی ORC/تبرید جذبی آب آمونیاک را ارائه نمودند. در سیستم پیشنهادی آنها سیستم تبرید جذبی برای خنک سازی در کندانسور استفاده شده است. السلیمان و دینسر [۱۳] یک سیستم تولید سه‌گانه توان، حرارت و برودت را بر مبنای سیکل ORC ارائه کرده‌اند. آنها یک چیلر جذبی را با استفاده از حرارت اتلافی سیکل ORC راه‌اندازی کرده و از این طریق توانسته‌اند تخریب اگزرژی را به میزان ۳۸٪ کاهش دهند. احمدی و همکاران [۱۴] یک سیستم تولید چندگانه (توان، حرارت، برودت و هیدروژن) را بر مبنای سیکل ORC که با احتراق بیومس راه‌اندازی شده بود را پیشنهاد دادند. آنها برای تولید برودت نیز یک چیلر جذبی را با استفاده از حرارت اتلافی کندانسور ORC به کار انداختند. یانگ و همکاران [۱۵] یک سیکل ترکیبی جدید با تلفیق سیکل ORC و تبرید اجکتوری ارائه کردند. در سیستم آنها بخار خروجی از توربین سیکل ORC به عنوان بخار محرک اجکتور عمل کرده و باعث مکش بخار خروجی از اواپراتور سیکل تبرید اجکتوری می‌شود. آنها به این نتیجه رسیدند که با بکارگیری ایزوبوتان برای ORC و پنتان برای تبرید اجکتوری به بیشترین بازده می‌توان رسید. چوی و همکاران [۱۶] برای بازیابی انرژی سرد حاصل از مایع‌سازی گاز طبیعی و تولید توان، یک سیکل ORC را به صورت آبشاری با یک سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی تلفیق کردند. سیال عامل آنها در سیکل ORC پروپان بوده است. فنگ و همکاران [۱۷] تحقیقاتی برای بهبود سیستم ترکیبی تولید سرما، گرما و توان توسط سیکل آلی رانکین انجام دادند. ابتدا آنها سعی داشتند تا متوجه شوند که بین چیلر برقی و سیکل آلی رانکین بهینه‌سازی کدام یک از آنها تأثیر بیشتری بر عملکرد کل سیستم ترکیبی دارد. آنها به نتایج ایده‌آلی رسیدند، در سیستم آنها انرژی مورد نیاز توسط خود مجموعه تأمین می‌شد و هیچ انرژی اضافی تولید نمی‌گردید. کیم و همکاران [۱۸] یک سیستم ترکیبی تولید توان با استفاده از حرارت ناشی از مایع شدن گاز طبیعی را پیشنهاد کردند. از طرفی آنها قصد داشتند تا با تغییر نرخ دبی جرمی و فشار سیال عامل، اگزرژی تخریب در کندانسور هر سیکل را به حداقل برسانند. عملکرد سیکل پیشنهادی آنها بر اساس دمای منبع گرم به صورت خطی افزایش می‌یافت. کارلاس و برایماکیس [۱۹] مدل ترمودینامیکی و تحلیل اقتصادی یک سیستم ترکیبی تولید گرما، توان و سرما در مقیاس کوچک را ارائه کردند. سیستم آنها متشکل از یک سیکل رانکین آلی و یک سیکل تراکم بخار بود. تحقیقات آنها نشان داد، در صورتی از R245fa به عنوان سیال عامل استفاده کنند و دمای اواپراتور برابر با  $90^{\circ}\text{C}$  باشد بازده حرارتی سیکل رانکین آلی بیشترین مقدار را خواهد داشت. از طرفی سیستم آنها  $53.5\text{ kW}$  گرما،  $5\text{ kW}$  سرما (در تابستان) و  $1.42\text{ kW}$  برق تولید می‌کرد. سلیم و کیم [۲۰] ترکیبی از سیستم تبرید تراکمی و رانکین ارگانیک ارائه کردند. در این کار هدف اصلی محققین دستیابی به سیستمی بهینه از لحاظ اقتصادی بود. سیکل رانکین ارگانیک به نحوی تعبیه شده است که تمام انرژی الکتریکی مورد نیاز کمپرسور در سیکل تبرید تراکمی را تأمین کند. به این ترتیب سیکل تبرید تراکمی از طریق اواپراتور حرارت محیط سرد را دریافت و سپس از طریق کندانسور به محیط اطراف دفع می‌کند. در پایان این تحقیق بازده حرارتی و ضریب کلی انتقال حرارت بهینه به ترتیب  $35/8\%$  و  $99/6\text{ kW/K}$  گزارش شد. لیانگ و همکاران [۲۱] برای اثبات امکان پذیری استفاده از حرارت اتلافی دما پایین در تأمین انرژی مورد نیاز برای سیستم ترکیبی متشکل از سیکل‌های رانکین ارگانیک و تبرید تراکمی، در مقیاس آزمایشگاهی سیستم مذکور را طراحی و مورد آزمایش قرار دادند. در این سیستم انرژی مورد نیاز سیستم از طریق آب گرم حاصل شده از موتور احتراق داخلی با دمای تقریباً  $95^{\circ}\text{C}$  تأمین می‌شد، از طرف دیگر سیال‌های عامل به کار گرفته شده در سیکل رانکین ارگانیک و سیکل تبرید تراکمی به ترتیب R245fa و R134a بودند. در این طراحی انرژی تولید شده توسط توربین سیکل رانکین ارگانیک از طریق تسمه به کمپرسور سیکل تبرید تراکمی منتقل می‌شد. در پایان مشخص شد که سیستم ارائه شده قابلیت تولید  $1/8$  کیلووات سرمایش در دمای  $-4$  درجه سانتی‌گراد را دارد. همچنین بیان شد که بازده



حرارتی سیستم ۱۸ درصد می‌باشد. آقازارتی و همکاران [۲۲] سیستمی ترکیبی برای تولید همزمان گرمایش، سرمایش و توان ارائه نمودند که انرژی سیستم از طریق انرژی خورشیدی تأمین می‌گردد. سیستم ارائه شده متشکل از زیر سیستم‌های خورشیدی، رانکین ارگانیک، تبرید جذبی و تبرید تراکمی بود. در این تحقیق انرژی خورشیدی به صورت مستقیم برای تأمین انرژی لازم در سیکل رانکین ارگانیک استفاده می‌شد. سیستم ارائه شده از دیدگاه انرژی و انرژی بارزیایی گردید و بازدهی انرژی و انرژی برای سیستم پیشنهادی به ترتیب  $۸۹/۳۹$  و  $۸/۷۰$  درصد حاصل شدند. صالح [۲۳] ترکیبی از سیکل‌های رانکین ارگانیک و تبرید تراکمی ارائه کرد، به نحوی که سیال عامل هر دو سیکل یکسان بود. با تأمین انرژی مورد نیاز سیکل رانکین ارگانیک از طریق بویلر انرژی مورد نیاز برای چرخاندن پره‌های توربین و متعاقباً انرژی مورد نیاز در کمپرسور سیکل تبرید جذبی تأمین می‌گردید. در این تحقیق مبردهای متفاوتی بررسی شدند و در نهایت نشان داده شد که مبرد R602 بهترین عملکرد را دارد و از طرف دیگر ضریب عملکرد سیستم نیز  $۰/۹۹$  می‌باشد. بائو و همکاران [۲۴] در یک مطالعه مقایسه‌ای دو سیستم متفاوت برای ترکیب سیکل‌های رانکین ارگانیک و تبرید تراکمی ارائه کردند. تفاوت اصلی بین سیستم‌ها در استفاده از مخزن فلش و کمپرسور دوم بود. از طرف دیگر انرژی کل سیستم از طریق انرژی زمین گرمایی با دمای  $۱۴۰$  درجه سانتی‌گراد تأمین می‌شد. هدف اصلی از تحقیق آنها بررسی سیال عامل مورد استفاده در سیستم ترکیبی بود تا مشخص شود که آیا استفاده از یک سیال بهتر است یا ترکیبی از دو سیال. در پایان مشخص کردند که در صورت استفاده از ترکیب دو سیال در سیستمی که از مخزن فلش استفاده شده است بیشترین تولید سرمایش رخ می‌دهد ( $۲۲۸۲$  کیلووات). مرسوم‌ترین روش‌های شناخته شده برای تولید سرمایش از طریق حرارت، استفاده از سیکل‌های تبرید جذبی و تبرید ایجکتوری می‌باشد، اما یکی دیگر از روش‌ها استفاده از سیکل تبرید تراکمی است به نحوی که انرژی الکتریکی آن از طریق سیکل تولید توان رانکین ارگانیک رانده شده توسط انرژی حرارتی تأمین گردد. در همین راستا لیانگ و همکاران [۲۵] سیستم ترکیبی متشکل از سیکل تبرید تراکمی و سیکل رانکین ارگانیک ارائه کردند. خلیل زاده و همکاران [۲۶] ترکیبی از سیکل تبرید آبشاری و سیکل تولید توان ORC ارائه نمودند. آنها بهبود عملکرد سیستم ارزیابی سیال‌های عامل در سیکل‌های مورد استفاده را بررسی نمودند. سپس نتیجه گرفتند که در صورت استفاده از سیال‌های عامل R11، R717، R245fa به ترتیب در سیکل تبرید دما پایین سیکل تبرید دما بالا و سیکل ارگانیک رانکین می‌توان ضمن تولید برودت در دمای  $-۵۵$ ، به  $۴۲,۶$ ٪ کاهش توان مصرفی در سیکل تبرید آبشاری دست یافت.

در تحقیقات قبلی سیستم ترکیبی توان و سرما با تلفیق سیکل ORC و انواع مختلف سیکل‌های تبرید (تراکمی، جذبی، ایجکتوریو جذبی سطحی) ارائه شده است. سیکل تبرید آبشاری نیز همانند سایر سیستم‌های تبرید دارای حرارت اتلافی در دمای پایین است. در این تحقیق دو سیکل ترکیبی توان و برودت با تلفیق سیکل ORC (پایه) و سیکل کالینا با سیکل تبرید آبشاری ارائه می‌گردد. سیکل تبرید آبشاری دارای دو کمپرسور دما بالا و پایین بوده و مصرف توان قابل ملاحظه‌ای دارد. با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری و تأمین انرژی سیکل تولید توان ORC و سیکل کالینا توسط آن می‌توان بخش قابل ملاحظه‌ای از توان مصرفی را تأمین کرد. اهداف این تحقیق متنوع بوده و عبارتند از:

- ارائه دو سیستم تولید همزمان توان و سرمایش جدید با تلفیق سیکل رانکین آلی و سیکل تولید توان کالینا با سیکل تبرید آبشاری
- مدل‌سازی ترمودینامیکی سیستم‌های ترکیبی ارائه شده
- کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری

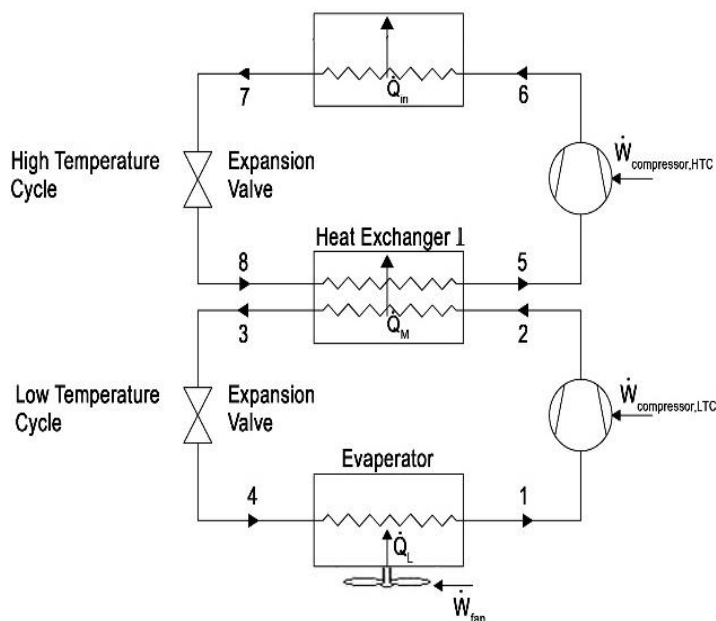
### توضیح سیستم

#### سیکل تبرید آبشاری

شماتیک سیکل تبرید آبشاری در شکل (۱) نشان داده شده است. سیکل تبرید آبشاری برای ایجاد برودت در دماهای خیلی پایین کاربرد دارد. این سیکل از دو سیکل مجزای تبرید تراکمی که یکی دما بالا (HTC) و دیگری دما پایین (LTC) تشکیل شده است. سیال عامل مورد استفاده در این دو سیکل با توجه به محدوده دمایی و فشاری متفاوت سیکل‌ها متفاوت



است. این دو سیکل از طریق یک مبدل حرارتی که نقش کندانسور را برای سیکل LTC و نقش اواپراتور را برای سیکل HTC را دارد به هم مرتبط می‌شوند. اواپراتور سیستم تبرید آبشاری همان اواپراتور سیکل LTC بوده و با برودتی  $Q_L$  را از محیط سرد جذب می‌کند. کندانسور آن همان کندانسور سیکل HTC بوده و حرارت  $Q_H$  را به محیط دفع می‌کند.



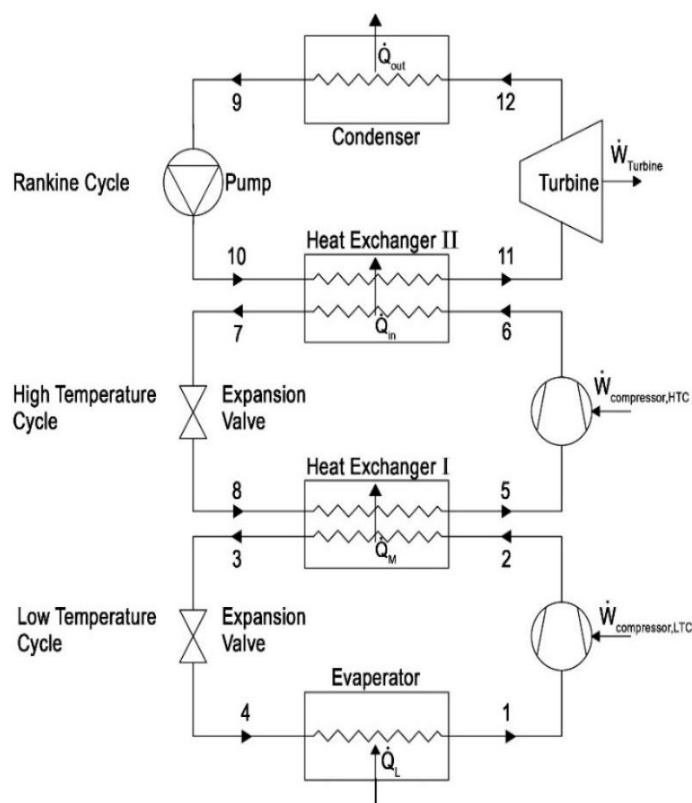
شکل (۱): شماتیک سیکل تبرید آبشاری

### سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل ORC ساده

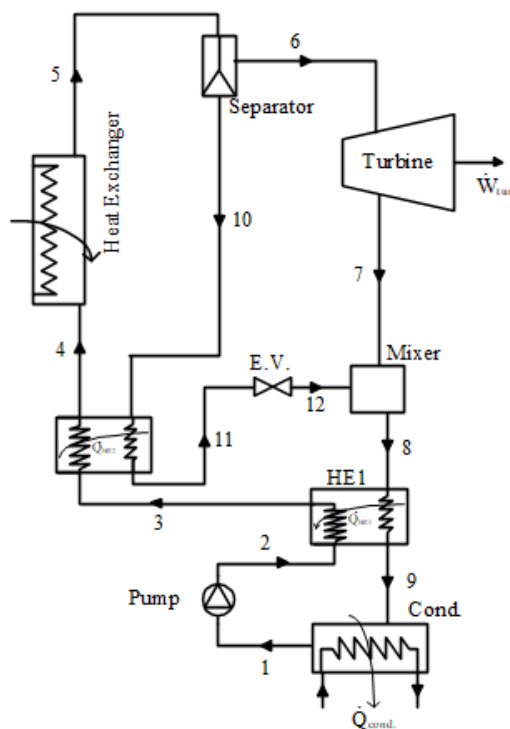
با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری که از کندانسور HTC به محیط دفع می‌شود، می‌توان یک سیکل ORC را که از منابع حرارتی دما پایین استفاده می‌کند را راه‌اندازی کرد. با این کار می‌توان تولیدی سیکل ORC را به مصرف کمپرسورهای سیکل تبرید آبشاری رساند و از این طریق بخشی از توان مصرفی را تأمین نموده و COP سیستم تبرید را افزایش داد. سیکل ORC همان سیکل رانکین بوده ولی به دلیل استفاده از سیال‌های ارگانیک با دمای جوش پایین توان کار کردن با استفاده از منابع حرارتی دما پایین را دارد. در این سیستم مبدل حرارتی (۱) سیکل‌های LTC و HTC را بهم مرتبط می‌کند. همچنین مبدل حرارتی (۲) سیکل HTC و سیکل ORC را به صورت آبشاری بهم وصل می‌کند. در حقیقت این مبدل نقش کندانسور را برای سیکل HTC و اواپراتور را برای ORC دارد. شماتیک سیستم تلفیقی در شکل (۲) نشان داده شده است.

### سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل کالینا

با استفاده از حرارت اتلافی سیکل تبرید آبشاری انرژی مورد نیاز در سیکل کالینا تأمین می‌شود. در این سیکل محلول آب آمونیاک پس از جذب حرارت وارد حالت دو فازی می‌شود در ادامه بخشی از محلول که بخار تبدیل شده است وارد مسیر ۶ و بخش دیگر به صورت محلول مایع وارد مسیر ۱۰ می‌گردد. بخار پس از عبور از توربین و تولید توان وارد مخلوط کننده می‌شود تا با محلول ورودی به نقطه ۱۰ که پیش از ورود به به مخلوط کننده، سیال خروجی از پمپ را پیش گرم کرده است ترکیب گردد. در پایان محلول پس از عبور از کندانسور دوباره وارد پمپ می‌شود و سیکل تکرار می‌گردد (شکل ۳).



شکل (۲): شماتیک سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل ORC ساده



شکل (۳): شماتیک سیکل تولید توان کالینا



## مدل‌سازی ترمودینامیکی

برای مدل‌سازی ترمودینامیکی سیکل‌های پیشنهادی، کدهای شبیه‌سازی شده در برنامه ای ای اس تهیه شده است. برای آنالیز ترمودینامیکی سیستم، قانون بقای جرم و قانون بقای انرژی برای هر یک از اجزا سیستم‌ها اعمال می‌شود [۲۷]:

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

$$\dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} = \sum m_e h_e - \sum m_i h_i \quad (2)$$

فرضیات مدل‌سازی به صورت زیر هستند:

- همه فرآیندها به صورت پایا بوده و از افت فشار در اجزای سیستم صرف‌نظر شده است.
- ظرفیت سرمای سیکل تبرید آبشاری ۴۰ کیلووات و دمای محیط سرد ۴۵- درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است [۲۸].
- بازده آیزنتروپیک پمپ‌ها ۸۵ درصد است [۲۸].
- بازده آیزنتروپیک توربین با توجه به تغییر سیال عامل، فشار ورودی و دمای توربین، سرعت چرخش توربین و نوع توربین تغییر می‌کند [۳۰].
- دمای تقطیر سیال سیکل LTC برای مبدل حرارتی (۱) صفر درجه سانتی‌گراد است [۲۷].
- دمای تقطیر سیال سیکل HTC در مبدل حرارتی (۲) ۴۵ درجه سانتی‌گراد است [۲۷].
- فرآیند تبخیر در اواپراتور سیکل تبرید آبشاری یک فرآیند دما ثابت می‌باشد [۲۷].
- فرآیند تبخیر در اواپراتور سیکل تبرید دما بالا در دمای ۱۰- درجه سانتی‌گراد و به صورت دما ثابت می‌باشد [۲۷].
- دمای آب خنک‌کننده کندانسور سیکل ORC ۲۵ درجه سانتی‌گراد است [۲۹].
- توان مصرفی فن به کار گرفته شده در سیکل تبرید آبشاری ۰/۵ کیلووات می‌باشد.
- دمای بالا در سیکل‌های تولید توان ۱۲۰ درجه سانتی‌گراد می‌باشد
- فشار خروجی پمپ در سیکل رانکین آلی ۲۰۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد
- فشار خروجی پمپ در سیکل کالینا ۲۳۰۰ کیلوپاسکال می‌باشد
- بازده آیزنتروپیک کمپرسورها براساس روابط زیر تعیین شده‌اند [۲۷]:

$$\eta_{comp,L} = -0.00097R_{p,LTC}^2 - 0.01026R_{p,LTC} + 0.83955 \quad (3)$$

$$\eta_{comp,H} = -0.00476R_{p,HTC}^2 - 0.09238R_{p,HTC} + 0.89810 \quad (4)$$

در روابط فوق  $R_{p,LTC}$  و  $R_{p,HTC}$  به ترتیب نسبت فشار کمپرسورهای سیکل‌های دما پایین و دما بالا هستند. با اعمال روابط (۱) و (۲) برای تک تک اجزای سیستم پیشنهادی، روابط مورد نیاز برای مدل‌سازی ترمودینامیکی به دست می‌آیند (جدول ۱).

جدول (۱): بالانس انرژی برای اجزاء سیکل‌های مختلف

معادلات	اجزاء
	سیکل تبرید آبشاری
$\dot{W}_{comp-LTC} = \dot{m}_{LTC}(h_2 - h_1)$	کمپرسور LTC (۱-۲)
$\dot{m}_{LTC}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{HTC}(h_5 - h_8)$	مبدل حرارتی (۱) (۲-۳ و ۵-۸)
$h_3 = h_4$	شیر فشار شکن ۱ (۳-۴)
$\dot{Q}_L = \dot{m}_{LTC}(h_1 - h_4)$	اواپراتور (۱-۴)



$\dot{W}_{comp-HTC} = \dot{m}_{HTC}(h_6 - h_5)$	کمپرسور HTC (۵-۶)
$\dot{Q}_H = \dot{m}_{HTC}(h_6 - h_7)$	کندانسور سیکل تبرید آبشاری (۷-۶)
$h_7 = h_8$	شیر فشار شکن ۲ (۸-۷)
$\dot{W}_{cascade} = \dot{W}_{comp-LTC} + \dot{W}_{comp-HTC}$	توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری
$COP_{cascade} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{cascade}}$	ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری
$\dot{Q}_H = \dot{m}_H(h_6 - h_7)$	کندانسور (۷-۶)
$\dot{W}_{cas} = \dot{W}_{comp-L} + \dot{W}_{comp-H}$	توان مصرفی کل
$\dot{Q}_L = \dot{m}_L(h_1 - h_4)$	ظرفیت سرمایی
$COP = \dot{Q}_L / \dot{W}_{cas}$	ضریب عملکرد

سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل رانکین آلی ساده\*

$\dot{W}_P = \dot{m}_{ORC}(h_{10} - h_9)$	پمپ (۹-۱۰)
$\dot{m}_{HTC}(h_6 - h_7) = \dot{m}_{ORC}(h_{11} - h_{10})$	مبدل حرارتی (۲) (۷-۶ و ۱۰-۱۱)
$\dot{Q}_{evap-ORC} = \dot{m}_{ORC}(h_{11} - h_{10})$	اوپراتور سیکل ORC
$\dot{W}_T = \dot{m}_{ORC}(h_{11} - h_{12})$	توربین (۱۱-۱۲)
$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_{ORC}(h_{12} - h_9)$	کندانسور (۹-۱۲)
$\dot{W}_{net-ORC} = \dot{W}_T - \dot{W}_P$	توان تولیدی کل سیکل ORC
$\eta_{th-ORC} = \dot{W}_{net,ORC} / \dot{Q}_{evap-ORC}$	بازده حرارتی سیکل ORC
$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{cascade} - \dot{W}_{net-ORC}$	کار خالص مصرفی سیکل ترکیبی
$\lambda = \dot{W}_{net,ORC} / \dot{W}_{cascade}$	نسبت کاهش توان مصرفی
$COP_{net} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{cascade}}$	ضریب عملکرد سیستم ترکیبی

سیکل کالینا

$\dot{Q}_{HE1} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{16})$	مبدل حرارتی ۱
$\dot{Q}_{HE2} = \dot{m}_7(h_8 - h_7) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_{12})$	مبدل حرارتی ۲
$\dot{Q}_{IHE} = \dot{m}_8(h_9 - h_8)$	مبدل حرارتی متصل کننده به سیکل تبرید
$\dot{W}_{tur} = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{14}), \eta_{s,tur} = \frac{h_{10} - h_{14}}{h_{10} - h_{14s}}$	توربین
$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11}$	جداکننده
$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{11} x_{11}$	
$\dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{14} h_{14}$	مخلوط کننده
$\dot{m}_{15} x_{15} = \dot{m}_{13} x_{13} + \dot{m}_{14} x_{14}$	
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_5)$	کندانسور
$\dot{W}_{pump} = \dot{m}_5(h_6 - h_5), \eta_{s,pump} = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5}$	پمپ

\* برای این سیکل‌ها روابط نقاط (۱-۸) همان روابط سیکل تبرید آبشاری است.



### اعتبارسنجی مدل

برای اعتبارسنجی مدل‌سازی‌های صورت گرفته، کدهایی در نرم‌افزار ای ای اس برای دو سیکل مختلف (تبرید آبشاری و ORC ساده، تجهیز شده با گرمکن تغذیه سیال و ریژنراتور) از دو مرجع مختلف تهیه شده است:

سیکل رانکین آلی ساده

شماتیک این سیکل در شکل (۲) به صورت تلفیق شده با سیکل تبرید آبشاری آمده است. از نتایج مرجع [۲۹] برای مقایسه با نتایج کد تهیه شده استفاده شده است. مقایسه صورت گرفته در جدول (۲) ارائه شده است. سیال عامل مورد استفاده در این سیکل R113 می‌باشد.

سیکل کالینا

شماتیک این سیکل در شکل (۳) آمده است. از نتایج مرجع [۳۱] برای مقایسه با نتایج کد تهیه شده استفاده شده است. مقایسه صورت گرفته در جدول (۳) ارائه شده است. سیال عامل مورد استفاده در این سیکل R113 می‌باشد.

سیکل تبرید آبشاری

شماتیک این سیکل در شکل (۱) نشان داده شده است. نتایج کد تهیه شده برای این سیکل با نتایج مرجع [۱۳] در جدول (۴) مقایسه شده‌اند.

در سیکل تبرید تراکمی دما پایین و سیکل تبرید تراکمی دما بالا به ترتیب از CO<sub>2</sub> و NH<sub>3</sub> استفاده شده است. انطباق خوبی مابین نتایج این مدل‌سازی و نتایج حاصل از مراجع وجود دارد.

جدول (۲): مقایسه نتایج برنامه کامپیوتری تهیه شده با نتایج مرجع [۲۹] برای سیکل رانکین آلی

سیکل رانکین آلی		
پارامتر	مرجع [۲۹]	مدل حاضر
بار اواپراتور (kW)	۲۵۲	۲۵۲
بار کندانسور (kW)	۲۰۲	۲۰۳/۸
توان کلی توربین (kW)	۵۱	۵۱/۳۷
کار پمپ‌ها (kW)	۱/۹۶	۳/۱۴۳
توان خالص خروجی (kW)	۴۹/۰۴	۴۸/۲۲
بازده حرارتی (%)	۱۹/۴۶	۱۹/۱۴

جدول (۳): مقایسه نتایج برنامه کامپیوتری تهیه شده با نتایج مرجع [۳۱] برای سیکل کالینا

سیکل کالینا		
پارامتر	مرجع [۳۱]	مدل حاضر
مبدل حرارتی متصل کننده به سیکل تبرید (kW)	۱۸۰۵۳۸/۵	۱۸۰۵۳۹
بار کندانسور (kW)	۱۵۰۲۹۰/۷	۱۵۰۲۸۸
بار مبدل حرارتی ۱ (kW)	۳۲۶۴۹/۴۱	۳۲۶۴۱
بار مبدل حرارتی ۲ (kW)	۱۸۲۶۶/۴	۱۸۲۷۳
توان توربین (kW)	۳۱۵۸۴	۳۱۷۰۲
توان پمپ (kW)	۱۴۷۶/۱۸	۱۴۷۴





جدول (۴): مقایسه نتایج برنامه کامپیوتری تهیه شده با نتایج مرجع [۲۷] برای سیکل تبرید آبشاری با استفاده از سیال‌های عامل CO<sub>2</sub> و NH<sub>3</sub> در سیکل تبرید دما بالا و سیکل تبرید دما پایین

پارامتر	مرجع [۲۷]	مدل حاضر
ظرفیت سرمایی (kW)	۴۰	۴۰
بار کندانسور (kW)	۹۸/۲۴	۹۴/۲۳
کار کمپرسور سیکل LTC (kW)	۳۱/۷۲	۲۹/۵۴
کار کمپرسور سیکل HTC (kW)	۲۶/۵۲	۲۴/۶۹
توان مصرفی کل (kW)	۵۸/۲۴	۵۴/۷۵
ضریب عملکرد سیکل	۰/۶۸۱	۰/۷۳۰

### الگوریتم حل

- گام ۱: محاسبه خواص ترمودینامیکی نقاط مشخص شده برای سیکل تبرید آبشاری با توجه به فرضیات
- گام ۲: محاسبه توان مصرفی کمپرسورها با توجه به داده‌های گام ۱
- گام ۳: محاسبه حرارت اتلافی در سیکل تبرید آبشاری با توجه به گام ۱
- گام ۴: استفاده از مقدار حرارت محاسبه شده در گام اول برای محاسبه دبی جرمی بخار تشکیل شده در سیکل‌های تولید توان
- گام ۵: محاسبه خواص ترمودینامیکی نقاط مشخص شده برای سیکل‌های تولید توان با توجه به گام ۴ و فرضیات
- گام ۶: محاسبه توان تولیدی در سیکل‌های تولید توان با توجه به گام ۵
- گام ۷: محاسبه توان مصرفی پمپ‌ها با توجه به گام ۵
- گام ۸: محاسبه توان خالص تولیدی در سیستم با استفاده از نتایج گام‌های ۶ و ۷
- گام ۹: محاسبه بازده انرژی، ضریب عملکرد و کاهش توان مصرفی سیستم ترکیبی

### بحث و بررسی نتایج

با استفاده از برنامه‌های کامپیوتری تهیه شده در نرم افزار ای ای اس، پارامترهای ترمودینامیکی برای همه نقاط سیکل‌های بررسی شده به دست آمده است. نتایج شبیه‌سازی سیکل تبرید آبشاری در جدول (۵) ارائه شده است.

جدول (۵): نتایج شبیه‌سازی برای سیکل تبرید آبشاری R717-R744

پارامتر	مقدار
دمای اواپراتور	-۴۵
بار کندانسور (kW)	۹۴/۰۴
توان مصرفی کمپرسور اول (kW)	۲۹/۴
توان مصرفی کمپرسور دوم (kW)	۲۴/۶۴
توان مصرفی کل (kW)	۵۴/۰۴
نسبت فشارسیکل دما پایین	۶/۲۹۱
نسبت فشار سیکل دما بالا	۶/۱۲۹
ضریب عملکرد	۰/۷۴



نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی برای ترکیب سیکل تبرید آبشاری و سیکل کالینا در جدول (۶) آورده شده است. در سیکل کالینا از محلول آب-آمونیاک که نقطه جوش پایینی دارد استفاده شده است. با توجه به این جدول در صورت استفاده از سیستم ارائه شده، کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری به اندازه ۱۴/۰۶ درصد قابل دستیابی می‌باشد.

جدول (۶): نتایج شبیه سازی ترکیب سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل کالینا

سیکل کالینا	مقدار
بار اواپراتور سیکل کالینا (kW)	۹۳/۹۷
بار کندانسور (kW)	۸۰/۴۶
توان تولیدی توربین (kW)	۷/۷۷
توان مصرفی پمپ (kW)	۰/۱۷
توان خالص خروجی کالینا (kW)	۷/۶
دبی جرمی (kg/s)	۰/۰۷۲
فشار ورودی پمپ (kPa)	۷۱۲/۴
فشار خروجی پمپ (kPa)	۲۳۱۸
بازده حرارتی (%)	۸/۱
کار خالص مصرفی سیکل ترکیبی (kW)	۴۶/۴۴
ضریب عملکرد سیکل ترکیبی ( $COP_{net}$ )	۰/۸۶
کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری (%)	۱۴/۰۶

نتایج مدل‌سازی ترمودینامیکی برای ترکیب سیکل تبرید آبشاری و سیکل رانکین آلی در جدول (۷) آورده شده است. برای این سیستم پارامترهای سیکل تبرید آبشاری (جدول ۵) یکسان است. همچنین برای سیکل ORC استفاده شده، از سیال عامل R1234ze که پتانسیل گرمایشی آن بسیار کم می‌باشد ( $GWP=7$ ) استفاده شده است. با توجه به جدول (۷) در صورت استفاده از سیال عامل R1234ze در سیکل رانکین آلی، کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری به اندازه ۲۰/۱۳ درصد قابل حصول می‌باشد.

جدول (۷): نتایج شبیه سازی ترکیب سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل رانکین آلی ساده

سیکل رانکین آلی	مقدار
بار اواپراتور سیکل ORC (kW)	۹۳/۹۷
بار کندانسور (kW)	۸۳/۰۹
توان تولیدی توربین (kW)	۱۱/۳۹
توان مصرفی پمپ (kW)	۰/۵۱
توان خالص خروجی ORC (kW)	۱۰/۸۸
دبی جرمی ORC (kg/s)	۰/۳۶۴
فشار ورودی پمپ (kPa)	۴۲۹/۱
فشار خروجی پمپ (kPa)	۲۰۰۰
بازده حرارتی (%)	۱۱/۵۸
ضریب عملکرد سیکل ترکیبی ( $COP_{net}$ )	۰/۹۳
کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری (%)	۲۰/۱۳



## نتیجه‌گیری

هدف اصلی از انجام این تحقیق جلوگیری از اتلاف انرژی سیکل‌های تبرید آبشاری و از طرفی کاهش توان مصرفی سیکل تبرید آبشاری از طریق ترکیب با سیکل‌های رانکین آلی و کالینا می‌باشد. بدین ترتیب از گرمای اتلافی سیکل تبرید آبشاری برای تولید بخار در سیکل رانکین آلی و کالینا استفاده گردید. دو سیکل از طریق یک مبدل حرارتی به هم متصل شدند، این مبدل حرارتی نقش کندانسور برای سیکل تبرید آبشاری و نقش اواپراتور برای سیکل‌های تولید توان داشت.

نتایج کلی به صورت خلاصه عبارتند از:

- طراحی سیستم تلفیقی به گونه‌ای است که می‌توان در دمای ۴۵- درجه سانتی‌گراد ایجاد برودت کرد به گونه‌ای که در صورت استفاده از سیکل رانکین آلی و سیکل کالینا به ترتیب می‌توان کاهش مصرف انرژی ۲۰/۱۳ درصد و ۱۴/۰۶ را داشت.
- ضریب عملکرد سیستم تلفیقی در مقایسه با ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری پیش از ترکیب با سیکل‌های رانکین آلی و کالینا به ترتیب ۲۶ درصد و ۱۶ درصد افزایش یافته است.

## مراجع

- [1] Dincer, I. (2000). Renewable energy and sustainable development: a crucial review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 4(2), pp 157-175.
- [2] Ghaebi, H., Saidi, M. H., & Ahmadi, P. (2012). Exergoeconomic optimization of a trigeneration system for heating, cooling and power production purpose based on TRR method and using evolutionary algorithm. *Applied thermal engineering*, 36, pp 113-125.
- [3] Goyal, P., Baredar, P., Mittal, A., & Siddiqui, A. R. (2016). Adsorption refrigeration technology—An overview of theory and its solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, pp 1389-1410.
- [4] Yari, M., Mehr, A. S., Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., & Rosen, M. A. (2015). Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, 83, pp 712-722.
- [5] Muratori, M., Schuelke-Leech, B. A., & Rizzoni, G. (2014). Role of residential demand response in modern electricity markets. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 33, pp 546-553.
- [6] Kalina, A. I. (1983, September). Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 79368, p. V001T02A003). American Society of Mechanical Engineers.
- [7] Wang, H., Peterson, R., & Herron, T. (2011). Design study of configurations on system COP for a combined ORC (organic Rankine cycle) and VCC (vapor compression cycle). *Energy*, 36(8), pp 4809-4820.
- [8] Saleh, B. (2016). Parametric and working fluid analysis of a combined organic Rankine-vapor compression refrigeration system activated by low-grade thermal energy. *Journal of advanced research*, 7(5), pp 651-660.
- [9] Wang, L., Roskilly, A. P., & Wang, R. (2014). Solar powered cascading cogeneration cycle with ORC and adsorption technology for electricity and refrigeration. *Heat Transfer Engineering*, 35(11-12), pp 1028-1034.
- [10] Jiang, L., Wang, L., Wang, R., Gao, P., & Song, F. (2014). Investigation on cascading cogeneration system of ORC (Organic Rankine Cycle) and CaCl<sub>2</sub>/BaCl<sub>2</sub> two-stage adsorption freezer. *Energy*, 71, pp 377-387.
- [11] Jiang, L., Wang, L. W., Liu, C. Z., & Wang, R. Z. (2016). Experimental study on a resorption system for power and refrigeration cogeneration. *Energy*, 97, pp 182-190.



- [12] Xu, F., Goswami, D. Y., & Bhagwat, S. S. (2000). A combined power/cooling cycle. *Energy*, 25(3), pp 233-246.
- [13] Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I., & Hamdullahpur, F. (2012). Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle. *Energy*, 45(1), pp 975-985.
- [14] Ahmadi, P., Dincer, I., & Rosen, M. A. (2013). Development and assessment of an integrated biomass-based multi-generation energy system. *Energy*, 56, pp 155-166.
- [15] Yang, X., Zheng, N., Zhao, L., Deng, S., Li, H., & Yu, Z. (2016). Analysis of a novel combined power and ejector-refrigeration cycle. *Energy conversion and management*, 108, pp 266-274.
- [16] Choi, I. H., Lee, S., Seo, Y., & Chang, D. (2013). Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery. *Energy*, 61, pp 179-195.
- [17] Fang, F., Wei, L., Liu, J., Zhang, J., & Hou, G. (2012). Complementary configuration and operation of a CCHP-ORC system. *Energy*, 46(1), pp 211-220.
- [18] Kim, K., Lee, U., Kim, C., & Han, C. (2015). Design and optimization of cascade organic Rankine cycle for recovering cryogenic energy from liquefied natural gas using binary working fluid. *Energy*, 88, pp 304-313.
- [19] Karellas, S., & Braimakis, K. (2016). Energy-exergy analysis and economic investigation of a cogeneration and trigeneration ORC-VCC hybrid system utilizing biomass fuel and solar power. *Energy conversion and management*, 107, pp 103-113.
- [20] Tian, Z., Yue, Y., Zhang, Y., Gu, B., & Gao, W. (2020). Multi-objective thermo-economic optimization of a Combined Organic Rankine Cycle (ORC) system based on waste heat of dual fuel marine engine and LNG cold energy recovery. *Energies*, 13(6), 1397.
- [21] Liang, Y., Mckeown, A., Yu, Z., & Alshammari, S. F. K. (2021). Experimental study on a heat driven refrigeration system based on combined organic Rankine and vapour compression cycles. *Energy Conversion and Management*, 234, 113953.
- [22] Aghaziarati, Z., & Aghdam, A. H. (2021). Thermo-economic analysis of a novel combined cooling, heating and power system based on solar organic Rankine cycle and cascade refrigeration cycle. *Renewable Energy*, 164, pp 1267-1283.
- [23] Saleh, B. (2018). Energy and exergy analysis of an integrated organic Rankine cycle-vapor compression refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 141, pp 697-710.
- [24] Bao, J., Zhang, L., Song, C., Zhang, N., Zhang, X., & He, G. (2020). Comparative study of combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for refrigeration: Single fluid or dual fluid?. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 37, 100595.
- [25] Liang, Y., Yu, Z., & Li, W. (2019). A waste heat-driven cooling system based on combined organic Rankine and vapour compression refrigeration cycles. *Applied Sciences*, 9(20), 4242.
- [۲۶] خلیل زاده، سامان و غائبی، هادی، ۱۳۹۵، ارزیابی جامع ترمودینامیکی یک سیستم تلفیقی جدید تولید برودت و توان سیکل تبرید آبشاری تلفیق شده با سیکل ارگانیک رانکین ساده، دومین کنفرانس بین المللی دستاوردهای نوین پژوهشی در مکانیک، صنایع و هوافضا، تهران، <https://civilica.com/doc/566272>
- [27] Cengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2011). *Thermodynamics: an engineering approach* (Vol. 5, p. 445). New York: McGraw-hill.
- [28] Rezayan, O., & Behbahaninia, A. (2011). Thermo-economic optimization and exergy analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. *Energy*, 36(2), pp 888-895.
- [29] Safarian, S., & Aramoun, F. (2015). Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy reports*, 1, pp 1-7.
- [30] Shokati, N., Ranjbar, F., & Yari, M. (2015). Comparative and parametric study of double flash and single flash/ORC combined cycles based on exergoeconomic criteria. *Applied thermal engineering*, 91, pp 479-495.
- [31] Zare, V., Mahmoudi, S. M. S., & Yari, M. (2015). On the exergoeconomic assessment of employing Kalina cycle for GT-MHR waste heat utilization. *Energy Conversion and Management*, 90, pp 364-374.