

نوع مقاله: پژوهشی

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۷/۲۸

تاریخ دریافت: ۱۳۹۷/۱۱/۱۵

## افزایش کارایی سیستم سرمایش فوق بحرانی دی اکسید کربن با استفاده از پس خنک کن جذبی

سید محمدحجت محمدی

استادیار پژوهشگاه انرژی، پژوهشگاه علوم و تکنولوژی پیشرفته و علوم محیطی، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری

پیشرفته، کرمان، ایران

smh.mohammadi@kgut.ac.ir

**چکیده:** سیستم سرمایش فوق بحرانی دی اکسید کربن (TCC) با تراکم دومرحله‌ای ابزاری مناسب برای ایجاد دماهای پایین به شمار می‌رود، اما ضریب عملکرد آن بسیار کم است. در این پژوهش، برای بهبود ضریب عملکرد این سیستم، از یک مبدل حرارتی تحت عنوان پس خنک کن (AFC) استفاده شده است. وظیفه AFC این است که دمای مبرد خروجی از خنک کن گاز در سیستم TCC را تا کمترین میزان ممکن کاهش دهد. بار سرمایشی مورد نیاز در AFC توسط یک چیلر جذبی و گرمای مورد نیاز برای راه‌اندازی چیلر جذبی توسط حرارت بازیافت‌شده از گازهای داغ خروجی از کمپرسورها تأمین شده است. انتخاب‌هایی که برای چیلر جذبی در نظر گرفته شده‌اند شامل سیستم‌های جذبی تک‌اثره لیتیم برمایدی و آمونیاکی است. پیکربندی‌های پیشنهادی در نرم‌افزار EES مدل‌سازی شده است و از دیدگاه انرژی و انرژی مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. نتایج نشان داد که در شرایط کاری یکسان و با استفاده از سیستم سرمایش جذبی آمونیاکی در قسمت AFC، می‌توان ضریب عملکرد بالاتری را برای سیستم TCC رقم زد (۲۲٪ بالاتر). اما با استفاده از سیستم آمونیاکی، فاکتور کاربرد انرژی کل سیستم (EUF) و نیز راندمان انرژی آن به ترتیب ۲۵٪ و ۲۹٪ پایین‌تر است. نتایج تحلیل پارامتری نیز نشان داد که طراحی دقیق شرایط کارکرد یک سیستم سرمایش فوق بحرانی دی اکسید کربن می‌تواند سهم بسزایی در بهبود عملکرد این سیستم داشته باشد؛ به گونه‌ای که ضریب عملکرد و EUF در سیستم ترکیبی با AFC لیتیم برمایدی می‌تواند به ترتیب تا میزان ۴/۷٪ و ۵۹/۴٪ نسبت به سیستم ترکیبی با AFC آمونیاکی بهبود پیدا کند. از سوی دیگر، نتایج تحلیل اقتصادی بیانگر این مطلب است که با قیمت‌های فعلی برق و گاز در ایران، هزینه‌های سالانه سیستم ترکیبی که از سیستم سرمایش جذبی لیتیم برمایدی استفاده می‌کند در مقایسه با سیستم TCC غیرترکیبی به میزان ۳۷۲۰\$ و در مقایسه با سیستم ترکیبی با AFC آمونیاکی به میزان ۴۵۹۰\$ کمتر است.

**واژه‌های کلیدی:** سیستم سرمایش فوق بحرانی دی اکسید کربن، سیستم سرمایش جذبی، پس خنک کن، تحلیل اقتصادی، تحلیل انرژی.

## ۱. مقدمه

دی‌اکسیدکربن، مبرد طبیعی، امن، از لحاظ اقتصادی مقرون‌به‌صرفه و از دیدگاه زیست‌محیطی پایدار است. این مبرد برای استفاده در سیستم‌های سرمایش و پمپ‌های حرارتی، به‌خصوص در فشارهای فوق بحرانی بسیار مناسب است [۱]. سیستم‌های سرمایش تراکمی فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن (TCC)، دستیابی به دماهای پایین را ممکن می‌سازند. با پیشرفت فناوری در دو دهه اخیر، استفاده از سیستم‌های سرمایش TCC بیشتر مورد توجه محققان و مهندسان قرار گرفته است. مطالعات تئوری و عملی زیادی روی این سیستم‌ها و شرایط کاری آن‌ها صورت گرفته و کاربردهای متفاوت این سیستم بررسی شده است؛ از جمله می‌توان به کار تساموس و همکاران [۲] اشاره کرد که کاربرد چهار پیکربندی متفاوت از یک سیستم TCC را در فروشگاه‌های خرده‌فروشی مواد غذایی بررسی کرده‌اند؛ ایشان ادعا کرده‌اند که بیشترین صرفه‌جویی در مصرف انرژی ۵٪ خواهد بود. بیشترین ضریب عملکردی که توسط باهتا و همکاران [۳] محاسبه شده، در فشار بهینه ۱۰ مگاپاسکال بوده که برابر با ۳/۲۴ گزارش شده است. ایشان استفاده از سیستم TCC را به‌جز سیستم‌های سرمایش برای کاربردهای تهویه مطبوع نیز پیشنهاد داده‌اند. ساوالا و همکاران [۴] نیز به مطالعه عملی کاربرد سیستم‌های سرمایش TCC در سوپرمارکت‌هایی واقع در کشور سوئد پرداخته‌اند؛ از جمله راهکارهایی که ایشان برای افزایش ضریب عملکرد (COP)<sup>۲</sup> سیستم پیشنهاد داده‌اند، عبارت است از استفاده از انبساط دومرحله‌ای یا استفاده از کمپرسورهایی با راندمان بیشتر. دمای پایین دی‌اکسیدکربن در نقطه بحرانی (۳۰/۹۸°C)، سبب شده است که نسبت فشار در سیستم‌های TCC بسیار بالا باشد؛ که این خود دلیلی برای پایین بودن ضریب عملکرد این سیستم‌هاست. به‌منظور بهبود ضریب عملکرد این سیستم، پرزگارسیا و همکاران اجزایی را به پیکربندی متداول این سیستم اضافه کرده‌اند [۵]. ایشان با اضافه کردن یک اجکتور، یک توربین و یک مبدل حرارتی داخلی به سیستم TCC، به مطالعه عملکرد آن در شرایط کاری مختلف پرداخته‌اند. بر طبق این گزارش، بیشترین میزان افزایش ضریب عملکرد در حالتی است که از اجکتور استفاده می‌شود و برابر با ۳۵/۸۵٪ است. یک سیستم TCC دومرحله‌ای که در آن به‌جای دو شیر فشارشکن، از دو اجکتور استفاده شده، توسط بای و همکاران مطالعه شده است [۶]. این سیستم قابلیت ایجاد دو دمای متفاوت در

دو تبخیرکننده را دارد و با سیستمی که در آن از یک اجکتور استفاده می‌شود، از دیدگاه انرژی و انرژی مورد مقایسه قرار گرفته است. در این پژوهش نتیجه‌گیری شده است که با استفاده از سیستم اجکتور دومرحله‌ای در مقایسه با سیستم یک‌مرحله‌ای، می‌توان ضریب عملکرد را حداکثر ۲۵/۵٪ و راندمان انرژی را حداکثر ۲۸/۷٪ افزایش داد. استفاده از توربین به‌جای شیر فشارشکن نیز راهکار دیگری است که طبق گفته گوپتا و داسگوپتا می‌تواند به بهبود عملکرد سیستم سرمایش فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن در مناطق حاره‌ای مانند هندوستان، به میزان حداکثر ۳۹٪ کمک کند [۷]. اکبری و محمودی [۸] نیز به تحلیل و بهینه‌سازی ترمودینامیکی یک سیستم تولید دوگانه پرداخته‌اند که از CO<sub>2</sub> به‌عنوان سیال عامل در هر دو بخش تولید توان و سرمایش استفاده می‌کند. این سیستم در واقع ترکیبی از یک سیکل فوق بحرانی برای تولید توان مکانیکی و یک سیکل فوق بحرانی سرمایش با منبسط‌کننده، برای تولید توان سرمایشی است. این سیستم در حالت تولید ترکیبی به‌گونه‌ای از دیدگاه هزینه بهینه‌سازی شده که هزینه آن نسبت به سیستم بهینه‌سازی شده از دیدگاه راندمان انرژی، ۳/۵٪ کمتر است. ترکیب کردن آبشاری<sup>۳</sup> یک سیستم TCC با یک سیستم سرمایش دیگر می‌تواند راهکار مناسب دیگری برای بالا بردن ضریب عملکرد سیستم TCC باشد. در این راهکار، با پایین آوردن دمای کندانسور/خنک‌کن گاز توسط سیستم سرمایش کمکی، می‌توان اختلاف دمای بین منبع دما پایین و منبع دما بالا را کاهش و ضریب عملکرد سیستم را افزایش داد. تحلیل ترمودینامیکی و بهینه‌سازی یک سیستم ترکیبی CO<sub>2</sub> - N<sub>2</sub>O برای سرمایش گرمایش توسط بهاتاچاریا و همکاران صورت پذیرفته است [۹]. در این تحقیق، اکسید نیتروژن به‌عنوان سیال دما پایین و دی‌اکسیدکربن به‌عنوان سیال دما بالا مورد استفاده قرار گرفته است. ایشان دماها و فشارهای میانی را به‌عنوان هدف بهینه‌سازی در نظر گرفته و سیستم‌هایی را پیشنهاد داده‌اند که در آن‌ها از ترکیب یک سیکل فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن با انبساط اجکتوری در بازه دمایی بالاتر و از یک سیستم سرمایش زیربحرانی دی‌اکسیدکربن در بازه دمایی پایین‌تر استفاده شده است [۱۰]. افزایش ضریب عملکرد در ترکیب آبشاری دو سیستم پیشنهادی ایشان در بازه ۱۸٪ تا ۳۱/۵٪ گزارش شده است؛ همچنین دمای بالای سیال خروجی از کمپرسورهای سیستم TCC ظرفیت مناسبی برای بازیاب حرارت در دماهای

۱. Transcritical Carbon dioxide Compression  
 2. Coefficient of Performance

مبرد خروجی از خنک‌کن گاز در سیستم TCC مورد مطالعه قرار می‌گیرد. بار سرمایشی مورد نیاز در قسمت پس‌خنک‌کن (AFC)<sup>۱</sup>، توسط یک چیلر جذبی، و حرارت مورد نیاز برای راه‌اندازی چیلر جذبی از طریق بازیابی حرارت اتلافی از سیستم TCC تأمین می‌شود. همچنین در شرایطی که حرارت بازیافت شده، برای تأمین حداکثر بار سرمایشی ممکن کافی نیست، با استفاده از سوخت فسیلی توان حرارتی مورد نیاز تأمین می‌شود تا حداقل دمای ممکن در خروجی AFC به دست آید.

از سوی دیگر، یک مطالعه پارامتری دقیق روی دو پیکربندی مختلف پیشنهادی، عملکرد آن‌ها در شرایط کاری مختلف مورد بررسی قرار می‌دهد. نتایج این مطالعه پارامتری دمای مناسب برای ژنراتور و نیز فشارهای کاری مناسب برای سیستم TCC را معین می‌کند. در عین حال با توجه به اینکه در مطالعات قبلی مقایسه اقتصادی مناسبی بین پیکربندی‌های پیشنهادی صورت نگرفته است [۱۸]، با بررسی اقتصادی می‌توان سیستمی را که کمترین هزینه طول عمر سالیانه را به دنبال دارد، شناسایی کرد. انتظار می‌رود که نتایج به‌دست‌آمده از این تحقیق، مجموعه اطلاعاتی را در اختیار قرار دهد که در فرایند طراحی سیستم‌های TCC بتوان به سیستمی با بهترین عملکرد و کمترین هزینه دست یافت.

## ۲. توصیف مسئله

هدف از این مطالعه، بررسی میزان بهبود عملکرد یک سیستم سرمایش فوق‌بحرانی دی‌اکسیدکربن (TCC) با استفاده از پس‌خنک‌کاری سیال خروجی از خنک‌کن گاز سیستم TCC، توسط یک چیلر جذبی است. به‌منظور کاهش هرچه بیشتر انرژی مصرفی مورد نیاز برای تأمین بار سرمایشی پس‌خنک‌کن، از حرارت اتلافی از خود سیستم TCC استفاده می‌شود. با توجه به اینکه از سیستم TCC پیشنهادی برای تأمین دماهای پایین در تبخیرکننده استفاده می‌شود (۶۰- درجه سانتی‌گراد)، فرایند تراکم در چرخه سرمایش تراکمی به‌صورت دومرحله‌ای<sup>۳</sup> صورت می‌پذیرد. شکل (۱) نمودار توصیفی سیستم سرمایش تراکمی دومرحله‌ای را نشان می‌دهد که در این مطالعه به‌عنوان سیستم مبنا (سیستم A) شناخته می‌شود و سیکل‌های ترکیبی پیشنهادی با آن مقایسه می‌شوند. شکل (۲) مقایسه‌ای بین سیکل ترمودینامیکی سرمایش تراکمی دومرحله‌ای و تک‌مرحله‌ای را در نمودار دما-آنترپوی نمایش می‌دهد.

مختلف را فراهم می‌کند. از این حرارت بازیابی می‌توان برای تأمین آب گرم مصرفی/ گرمایش یک سوپرمارکت استفاده کرد [۱۱] یا توسط آن، یک سیستم آب شیرین‌کن را راه‌اندازی و آب شور را به آب شیرین تبدیل کرد [۱۲ و ۱۳].

از دیگر راهکارهایی که برای بهبود عملکرد سیستم‌های TCC پیشنهاد شده است، پس‌خنک‌کاری سیال خروجی از خنک‌کن گاز است که سبب کاهش کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده و افزایش اثر تبرید می‌شود. از جمله تلاش‌هایی که در این زمینه صورت گرفته است می‌توان به تحقیق لویس و همکاران اشاره کرد [۱۴]؛ ایشان در یک تحقیق آزمایشگاهی، از یک سیستم سرمایش تراکمی برای پس‌خنک‌کاری یک سیستم TCC استفاده کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان داد که در دمای تبخیرکننده صفر درجه سانتی‌گراد، میزان افزایش ضریب عملکرد سیستم از ۱۰/۹٪ تا ۲۶/۱٪ است. همچنین می‌توان پس‌خنک‌کاری سیستم را با استفاده از مازول‌های ترموالکتریک که انرژی حرارتی مورد نیاز آن‌ها توسط بازیاب حرارت اتلافی از TCC تأمین می‌شود، انجام داد یا از توان تولیدشده توسط این مازول، بخشی از توان مصرفی سیستم را تأمین کرد [۱۵]. در هر دو حالت، راندمان کلی سیستم افزایش می‌یابد و این میزان افزایش در بهترین سیستم ترکیبی پیشنهادی تا ۳۷/۸٪ خواهد رسید. جمالی و همکاران [۱۶] از مازول‌های ترموالکتریک در قسمت خنک‌کن گاز و نیز پس‌خنک‌کن یک سیستم TCC استفاده کرده‌اند. ایشان با بازیاب حرارت اتلافی از خنک‌کن گاز یک ژنراتور ترموالکتریک دومرحله‌ای را راه‌اندازی و از توان تولیدی آن برای تأمین بخشی از توان مورد نیاز برای به‌کار انداختن یک سیستم سرمایش ترموالکتریک در قسمت پس‌خنک‌کن استفاده کرده‌اند. یاری و همکاران [۱۷] از حرارت اتلافی از سیستم TCC برای راه‌اندازی یک چیلر جذبی تک‌اثره لیتیم برماید-آب استفاده کرده‌اند؛ ایشان برای انبساط از فشار زیاد به کم در TCC از یک اجکتور استفاده کرده‌اند. هدف این پژوهش بهبود عملکرد سیستم TCC با استفاده از اجکتور و مقایسه آن با سیستم شیر انبساط بوده است.

با بررسی مطالعات گذشته، می‌توان گفت که در بین ترکیب‌های مختلف سیستم TCC و چیلر جذبی، استفاده از سیستم تراکمی دومرحله‌ای به‌همراه چیلر جذبی تک‌اثره، از دیدگاه انرژی و آگرژی مناسب‌تر است [۱۸]. در این پژوهش، اثر استفاده از مبدل بازیاب حرارتی و سیستم سرمایش جذبی (ARS)<sup>۱</sup> برای پس‌خنک‌کاری

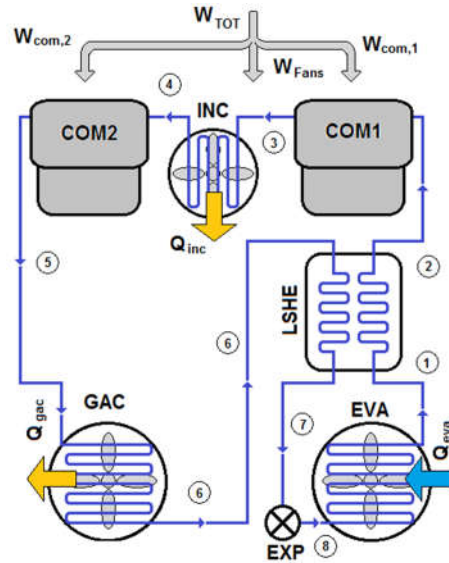
این شرایط را می‌توان با مقایسه شیب خطوط فرایند تراکم تک‌مرحله‌ای با شیب آن در تراکم دو مرحله‌ای به صورت کیفی مشاهده کرد (شکل ۲).

پیش‌تر بیان شد که بار سرمایشی پس‌خنک‌کن در سیستم ترکیبی توسط یک چیلر جذبی تأمین می‌شود که تمام یا بخشی از انرژی حرارتی مورد نیاز خود را از اتلافات خنک‌کن گاز تأمین می‌کند. شایان ذکر است که استفاده از حرارت اتلافی در سیستم‌های سرمایش جذبی، راهکاری متداول است [۱۹]. شکل (۳) نمودار توصیفی سیستم‌های ترکیبی مورد مطالعه در این پژوهش را نمایش می‌دهد. شکل (۳-الف) سیستمی را نمایش می‌دهد که از چیلر جذبی لیتیم‌برمایدی (LARS) [۲۰] در قسمت پس‌خنک‌کن بهره می‌جوید (سیستم B). شکل (۳-ب) سیستم TCC را نشان می‌دهد که به چیلر جذبی آمونیاکی (NARS) مجهز شده است (سیستم C).

پیش‌تر بیان شد که بار سرمایشی پس‌خنک‌کن در سیستم ترکیبی توسط یک چیلر جذبی تأمین می‌شود که تمام یا بخشی از انرژی حرارتی مورد نیاز خود را از اتلافات خنک‌کن گاز تأمین می‌کند. شکل (۳) نمودار توصیفی سیستم‌های ترکیبی مورد مطالعه در این پژوهش را نمایش می‌دهد. شکل (۳-الف) سیستمی را نمایش می‌دهد که از چیلر جذبی لیتیم‌برمایدی (LARS) در قسمت پس‌خنک‌کن بهره می‌جوید (سیستم B). شکل (۳-ب) سیستم TCC را نشان می‌دهد که به چیلر جذبی آمونیاکی (NARS) مجهز شده است (سیستم C).

در سیستم ترکیبی، برای مثال سیستم B، مبرد دی‌اکسیدکربن خروجی از اولین کمپرسور که فشار و دما بالایی دارد، وارد یک مبدل حرارتی می‌شود. در سیستم A این مبدل حرارتی همان خنک‌کن میانی است که حرارت را به محیط اطراف اتلاف می‌کند. ولی در سیستم B از یک مبدل بازیافت حرارت (HRSG<sup>A</sup>) استفاده می‌شود. در HRSG با انتقال حرارت از مبرد به یک سیال واسط (آب)، دمای مبرد تا حد امکان کاهش می‌یابد. پس از اولین مرحله تراکم (فرایند ۲-۳)، مبرد وارد اولین مرحله بازیاب حرارت در HRSG می‌شود (فرایند ۳-۴). با توجه به اینکه دمای ژنراتور سیستم جذبی همواره از دمای محیط بیشتر است، دمای مبرد خروجی از مرحله اول بازیافت حرارت نیز همواره از دمای محیط

در شکل (۱) مبدل حرارتی مکش-مایع با (LSHE)<sup>۱</sup>، خنک‌کن میانی با (INC)<sup>۲</sup> و خنک‌کن گاز با (GAC)<sup>۳</sup> نشان داده شده است.



شکل (۱): نمودار توصیفی سیستم سرمایش تراکمی دو مرحله‌ای (سیستم A)

در این سیستم، مبرد پس از تبخیر در تبخیرکننده (فرایند ۱-۲) وارد مبدل حرارتی مکش-مایع می‌شود. در LSHE، مبرد مقداری حرارت جذب می‌کند (فرایند ۲-۱) و سپس وارد اولین کمپرسور می‌شود. پس از اولین مرحله تراکم (فرایند ۳-۲) گاز داغ وارد خنک‌کن میانی و پس از خنک‌شدن توسط هوای محیط (فرایند ۳-۲) وارد دومین کمپرسور می‌شود. پس از طی دومین مرحله تراکم (فرایند ۵-۴) گاز داغ وارد خنک‌کن گاز و دوباره توسط هوای محیط خنک می‌شود (فرایند ۵-۶). سپس خنک‌کاری بیشتر این گاز در LSHE صورت می‌پذیرد (فرایند ۶-۷) و آماده انجام فرایند انبساط (فرایند ۷-۸) در شیر فشارشکن می‌شود. این مبرد پس از انبساط و کاهش دما وارد تبخیرکننده و چرخه کامل می‌شود.

در فرایند تراکم دو مرحله‌ای، دمای مبرد خروجی از هرکدام از کمپرسورها به شکل قابل ملاحظه‌ای کمتر از دمای خروجی از کمپرسور تراکم تک‌مرحله‌ای است. بنابراین در عمل، امکان دستیابی به دمای تبخیرکننده بسیار پایین با استفاده از سیستم‌های تراکم تک‌مرحله‌ای امکان‌پذیر نیست. از سوی دیگر، در فرایند تراکم تک‌مرحله‌ای، به‌علت نسبت تراکم بالای کمپرسور، راندمان ایزنتروپیک آن به شدت کاهش می‌یابد که منجر به انحراف زیاد حالت مبرد خروجی کمپرسور از شرایط ایدئال (فرایند ایزنتروپیک) و افزایش دمای غیرقابل قبول مبرد خروجی از کمپرسور می‌شود.

4. LiBr Absorption Refrigeration System  
5. NH<sub>3</sub> Absorption Refrigeration System  
6. LiBr Absorption Refrigeration System  
7. NH<sub>3</sub> Absorption Refrigeration System  
8. Heat Recovery Steam Generator

1. Liquid Suction Heat Exchanger  
2. Inter-Cooler  
3. GAS-Cooler

بیشتر خواهد بود. پس لازم است که در یک مبدل حرارتی دیگر دمای آن تا حد امکان به دمای محیط نزدیک شود (فرایند ۴-۵) که بیشترین میزان کاهش توان مصرفی در فرایند تراکم (در مقایسه با تراکم تک مرحله‌ای) صورت پذیرد. سپس مبرد وارد دومین مرحله تراکم می‌شود (فرایند ۵-۶) و با دمای بالا از کمپرسور دوم خارج می‌شود. در اینجا مبرد مجدد وارد HRSG می‌شود و دومین مرحله بازیافت حرارت (فرایند ۶-۷) اتفاق می‌افتد. پس از آن مبرد از خنک‌کن گاز عبور می‌کند که با هوای محیط خنک می‌شود. به منظور بالاتر بردن ضریب عملکرد سیستم TCC، یک پس‌خنک‌کن در مسیر مبرد قرار می‌گیرد تا دمای آن تا حد امکان کاهش یابد. این پس‌خنک‌کن در واقع تبخیرکننده یک سیستم سرمایش جذبی است و دمای دی‌اکسیدکربن خروجی از آن به دمای تبخیرکننده سیستم جذبی نزدیک می‌شود. همان گونه که در ادامه بیان می‌شود، دمای تبخیرکننده چیلر جذبی در سیستم B از این دما در سیستم C بیشتر است که سبب می‌شود ضریب عملکرد TCC در سیستم C از این مقدار در سیستم B بیشتر باشد.

با توجه به شکل (۳)، اختلاف بین NARS و LARS در این است که در NARS باید از یک خالص‌ساز (رکتیفایر) در خروجی ژنراتور استفاده کرد. بخاری که از ژنراتور سیستم NARS خارج می‌شود، هنوز کاملاً خالص نیست. با خنک کردن این بخار در REC<sup>۱</sup> می‌توان بخار آب را از آمونیاک جدا کرد؛ به گونه‌ای که در خروجی REC بخار آمونیاک تقریباً خالص داشت (غلظت تقریبی ۹۹/۹۹٪). بنابراین در سیستم LARS ژنراتور مستقیماً به کندانسور متصل است اما در NARS اتصال ژنراتور به کندانسور از طریق خالص‌ساز صورت می‌گیرد. از سوی دیگر، ضریب عملکرد چیلر آمونیاکی کمتر از چیلر لیتیم‌برومایدی است. از این رو، از یک مبدل حرارتی داخلی (RHE)<sup>۲</sup> در NARS استفاده می‌شود که اندکی عملکرد آن را بهبود ببخشد.

شایان ذکر است که چون کاربرد RHE می‌تواند هزینه اولیه و پیچیدگی سیستم را افزایش دهد، کاربرد آن محدود به شرایطی است که دمای تبخیرکننده پایین باشد. بنابراین در تحقیق حاضر، فقط در سیستم آمونیاکی از RHE استفاده شده است. با استفاده از RHE آنتالپی مبردی که وارد شیر فشارشکن و سپس تبخیرکننده سیستم جذبی می‌شود، کاهش می‌یابد؛ بنابراین اثر تبرید و نیز ضریب عملکرد سیستم اندکی افزایش را تجربه می‌کند.

از سوی دیگر، کاهش دما و آنتالپی مبرد ورودی به تبخیرکننده

سیستم TCC، ضریب عملکرد این سیستم را افزایش می‌دهد. در هریک از سیستم‌های ترکیبی، مبرد دی‌اکسیدکربن خروجی از AFC باید به کمترین دمای ممکن برسد، که همانا ۵°C بیشتر از دمای تبخیرکننده در سیستم سرمایش جذبی فرض شده است. بنابراین در سیستم‌های جذبی کمترین دمای تبخیرکننده انتخاب شده است، که در نتیجه می‌توان بیشترین افزایش در ضریب عملکرد سیستم سرمایش تراکمی دی‌اکسیدکربن را به دست آورد.<sup>۳</sup> از آنجا که ممکن است حرارت بازیافتی از سیستم TCC به اندازه‌ای نباشد که بتواند تمام بار حرارتی مورد نیاز در ژنراتور چیلر جذبی را تأمین کند، از یک دیگ بخار استفاده می‌شود که با استفاده از مشعل بتواند باقی‌مانده حرارت مورد نیاز ژنراتور را فراهم آورد. برای رسیدن به این هدف، دمای سیال خروجی از دیگ بخار باید به یک میزان مشخص برسد (۵°C بیشتر از دمای ژنراتور). اگر با جذب حرارت اتلافی از GAC، حالت سیال خروجی از HRSG به شرایط از پیش تعیین شده نرسد، مشعل دیگ بخار روشن شده و تا رسیدن بخار آب به شرایط تعریف شده، به حرارت دادن ادامه می‌دهد. شایان ذکر است که در شکل (۳) مبدل حرارتی محلول با (SHE)<sup>۴</sup>، شیر کاهش فشار محلول با (SEV)<sup>۵</sup> و شیر انبساط مبرد با (REV)<sup>۶</sup> نشان داده شده است.

شکل (۴) مقایسه‌ای کیفی بین سیکل‌های ترمودینامیکی سیستم‌های A، B و C را نمایش می‌دهد. همان گونه که انتظار می‌رود، با استفاده از AFC می‌توان دمای مبرد خروجی از GAC را تا حد ممکن کاهش داد. با توجه به اینکه دمای تبخیرکننده سیکل جذبی در سیستم B بیشتر از این دما در سیستم C است، دمای مبرد دی‌اکسیدکربن خروجی از پس‌خنک‌کن در سیستم C کمتر از دمای آن در سیستم B است. بنابراین کیفیت مبرد ورودی به تبخیرکننده TCC در سیستم C از مقدار آن در سیستم B کمتر و اثر تبرید مبرد بیشتر خواهد بود. از سوی دیگر، با توجه به اینکه دمای مبرد ورودی به LSHE (نقطه ۹) در سیستم C کمتر از این دما در سیستم B است، دمای نقطه ۲ نیز در سیستم C از دمای نقطه مشابه در سیستم B کمتر است. از این رو انتظار می‌رود که ضریب عملکرد TCC در سیستم C بهتر از این مقدار در سیستم B باشد. در ادامه و در بخش نتایج به تفصیل در این مورد بحث خواهد شد.

۳. در سیستم B دمای تبخیرکننده سیکل جذبی ۵ درجه سانتی‌گراد و در سیستم C این دما ۳۰- درجه سانتی‌گراد فرض شده است.

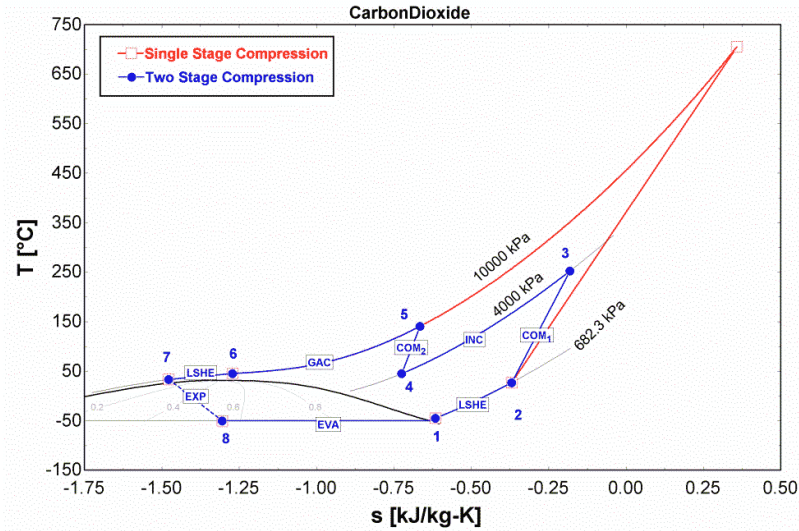
4. Solution Heat exchanger  
5. Solution Expansion Valve  
6. Refrigerant Expansion Valve

1. Rectifier  
2. Refrigerant Heat Exchanger

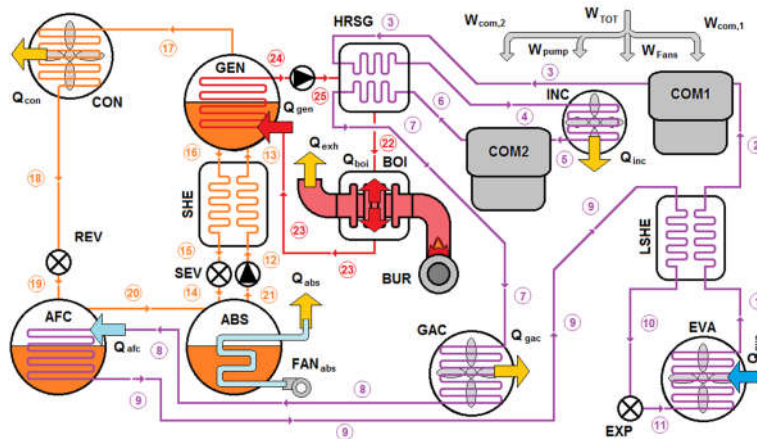
سیستم، میزان مصرف انرژی و انرژی در آن جزء به دست می‌آید. در حالت پایدار، معادله پایستگی برای یک جزء به صورت رابطه (۱) بیان می‌شود.

### ۳. بررسی انرژی و انرژی سیستم‌های مورد مطالعه

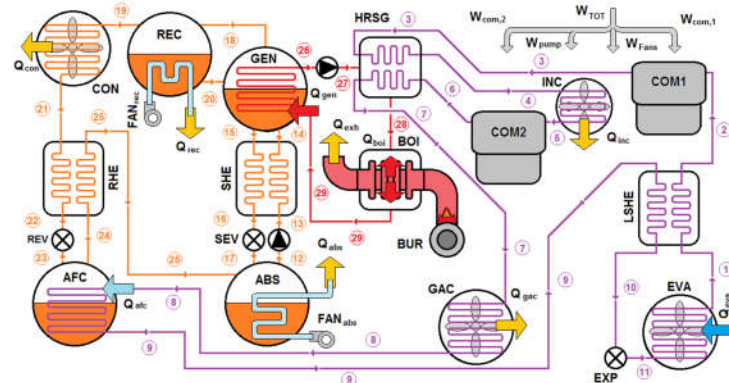
برای شبیه‌سازی هریک از اجزای یک سیستم مورد نظر، معادلات بقای جرم، بقای انرژی و توازن انرژی باید برای آن تجهیز مورد استفاده قرار گیرد. در نتیجه حل این معادلات برای هر جزء از



شکل (۲): مقایسه بین سیستم سرمایش تراکمی دو مرحله‌ای و تک‌مرحله‌ای در نمودار دما-آنترپپی



(الف) سیستم ترکیبی با چیلر جذبی لیتیم برمایدی در قسمت پس‌خنک‌کن (سیستم B)



(ب) سیستم ترکیبی با چیلر جذبی آمونیاکی در قسمت پس‌خنک‌کن (سیستم C)

شکل (۳): نمودار توصیفی سیستم‌های ترکیبی



به صورت رابطه (۳) نوشته می شود.

$$Q - W = \sum_{in} (\dot{m} \times h) - \sum_{out} (\dot{m} \times h) \quad (3)$$

در این رابطه،  $Q$  نرخ انتقال حرارت،  $W$  توان تولیدی و  $h$  آنتالپی مخصوص است. معادله توازن انرژی در واقع تلفیقی از قوانین اول و دوم ترمودینامیک است. در یک تحلیل انرژی، نرخ زمانی انتقال حرارت و توان مکانیکی ارزش یکسانی ندارند که باعث می شود اتلافات به دست آمده نشان دهنده اتلافات واقعی سیستم باشد.

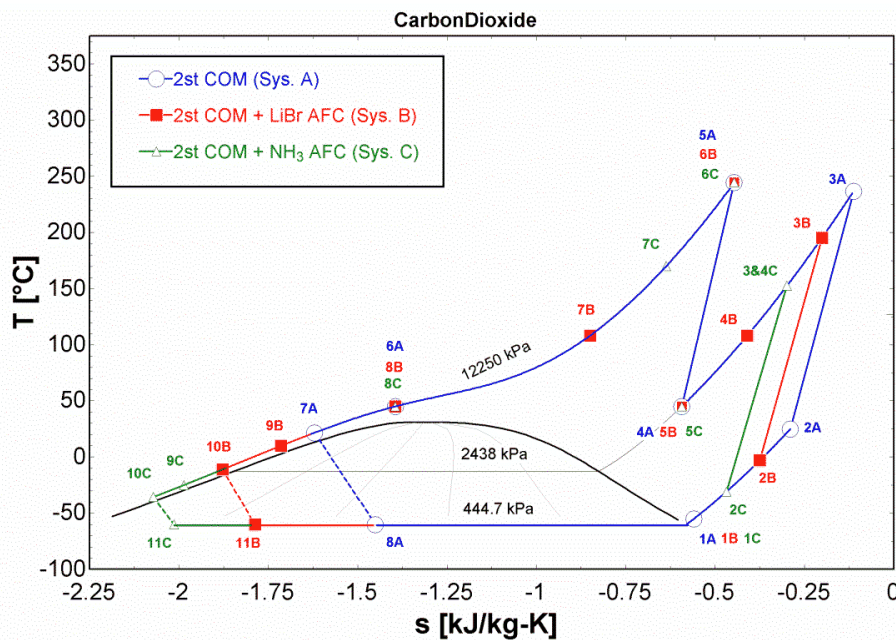
معادله عمومی توازن انرژی را نیز می توان به صورت رابطه (۴) بیان کرد [۲۱].

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} = 0 \quad (1)$$

در رابطه (۱)،  $\dot{m}$  نشان دهنده دبی جرمی سیال است. در کنار معادله (۱)، معادله بقای جرم برای لیتیم برماید (یا آمونیاک) در محلول مبرد/ جاذب به صورت رابطه (۲) مورد استفاده قرار می گیرد. این رابطه برای تجهیزاتی که تغییر غلظت محلول در آنها اتفاق می افتد (مانند ژنراتور و ابزوربر در چیلر جذبی)، کاربرد دارد.

$$\sum \dot{m}_{in} \times X_{in} - \sum \dot{m}_{out} \times X_{out} = 0 \quad (2)$$

در این رابطه،  $X$  معرف غلظت جرمی مبرد در محلول است. با صرف نظر از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل در یک حجم کنترل و در حالت دائم، معادله بقای انرژی (قانون اول ترمودینامیک)



شکل (۴): مقایسه سیکل های سیستم های A، B و C در نمودار دما - آنتروپی

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_c(T_{c.out} - T_{c.in})}{C_{min}(T_{h.in} - T_{c.in})} = \frac{C_h(T_{h.in} - T_{h.out})}{C_{min}(T_{h.in} - T_{c.in})} \quad (6)$$

$$C = \dot{m} \times c_p \quad (7)$$

$$C_{min} = \min(C_h, C_c) \quad (8)$$

در اینجا  $\varepsilon$  ضریب تأثیر مبدل،  $C$  ظرفیت گرمایی و  $c_p$  ظرفیت گرمایی ویژه است. راندمان ایزنتروپیک کمپرسور دی اکسید کربن را می توان از کار سرویناسان و همکاران [۲۳] استخراج کرد. این معادله در رابطه (۹) نشان داده شده است.

$$\eta_{ise} = 0.76 - 0.0335 \times PR \quad (9)$$

که در آن،  $\eta_{ise}$  راندمان ایزنتروپیک کمپرسور و  $PR$  نسبت فشار

$$\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) Q_j - W_{cv} + \sum_{in} (\dot{m} \times e) - \sum_{out} (\dot{m} \times e) - E_D = 0 \quad (4)$$

که در آن  $T_0$  دمای مطلق محیط و  $T_j$  دمای مطلق منبعی است که با عضو  $\dot{m}$  سیستم در حال تبادل حرارت است،  $e$  انرژی از انرژی مخصوص  $E_D$  نیز نرخ اتلاف انرژی می باشد. با صرف نظر از انرژی شیمیایی، می توان انرژی مخصوص را توسط رابطه (۵) تعریف کرد که در آن  $T_0$  دمای مطلق مرجع و  $s$  آنتروپی مخصوص است.

$$e = (h - h_0) - T_0 \times (s - s_0) \quad (5)$$

ارتباط بین ضریب تأثیر مبدل های حرارتی و دمای سیال خروجی از آنها توسط روابط (۶) تا (۸) قابل محاسبه است [۲۲].

ایدئال را تشخیص دهد. راندمان آگزرژی معمولاً دیدگاه روشن‌تری از وضعیت عملکرد سیستم را نشان می‌دهد. در راندمان آگزرژی جریان‌های مختلف مواد بنا بر میزان محتوی آگزرژی آن‌ها وزندهی می‌شود و نیز برای انتقال کار و حرارت ارزش متفاوتی در نظر گرفته می‌شود [۲۴]. از این‌رو برای سیستم مورد مطالعه در این پژوهش، راندمان آگزرژی با استفاده از معادله (۱۴) به دست می‌آید [۲۵].

$$\eta_{ex} = \frac{Q_{eva} \times \left| 1 - \frac{T_0}{T_{cold}} \right|}{E_{supply}} = 1 - \frac{E_D}{E_{supply}} \quad (14)$$

در این رابطه،  $E_{supply}$  میزان کل آگزرژی ورودی به سیستم است که مجموع آگزرژی حاصل از توان مصرفی و حرارت مصرفی در بویلر می‌باشد (معادله ۱۵).

$$E_{supply} = W_{tot} + Q_{boi} \times \left| 1 - \frac{T_0}{T_{burner}} \right| \quad (15)$$

#### ۴. اعتبارسنجی مدل‌سازی

همان‌گونه که بیان شد، سیستم پیشنهادی ترکیبی از یک سیستم سرمایش فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن دومرحله‌ای و یک پس‌خنک‌کن با سیستم سرمایش جذبی است. این سیستم جذبی می‌تواند لیتیم‌برمایدی یا آمونیاکی باشد. با توجه به اینکه پیکربندی ترکیبی پیشنهادی کمی پیچیده است، برای اطمینان یافتن از درستی مدل ارائه‌شده و در نهایت نتایج به‌دست‌آمده از پیکربندی ترکیبی، ابتدا هرکدام از اجزا به‌طور جداگانه مدل‌سازی و نتایج آن با نتایج ارائه‌شده توسط سایر محققان مقایسه می‌شود.

#### ۱.۴. سیستم سرمایش فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن دومرحله‌ای

برای راستی‌آزمایی نتایج حاصل از مدل‌سازی سیستم سرمایش فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن دومرحله‌ای، این نتایج با نتایج تجربی که توسط کاوالینی و همکاران [۲۶] ارائه شده‌اند، مقایسه شده است. جدول (۱) نتایج این مقایسه را نمایش می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نتایج مدل‌سازی با نتایج مرجع [۲۶] مطابقت قابل قبولی دارد. در اینجا ذکر این نکته ضروری است که تعریف ضریب عملکرد توسط کاوالینی با آنچه در این مقاله استفاده شده است، اندکی تفاوت دارد. از این‌رو به‌منظور انجام مقایسه مناسب، در محاسبه مقادیر جدول (۱) تعریفی مشابه تعریف کاوالینی به کار گرفته شده است. این تعریف در معادله (۱۶) ارائه شده است.

$$COP = \frac{(h_{eva.out} - h_{gac.out})}{(h_{inc.in} - h_{eva.out}) + (h_{gac.in} - h_{com2.in})} \quad (16)$$

کمپرسور است. با استفاده از  $\eta_{ise}$  می‌توان حالت مبرد خروجی از کمپرسور و در نتیجه میزان توان مصرفی آن را مشخص کرد. جدول پ-۱ در قسمت پیوست، معادلات تفصیلی حاکم بر مدل‌سازی انرژی و آگزرژی سیستم B را نمایش می‌دهد.

ضریب عملکرد یک سیستم سرمایش به‌صورت نسبت توان سرمایشی تولیدی به نرخ مصرف انرژی توسط سیستم تعریف می‌شود. از این‌رو برای سیستم جذبی، ضریب عملکرد ( $COP_A$ ) به‌صورت رابطه (۱۰) و ضریب عملکرد سیستم تراکمی ( $COP_C$ ) نیز به‌صورت رابطه (۱۱) تعریف می‌شود.

$$COP_A = \frac{Q_{eva.ARS}}{Q_{gen} + W_{ARS}} \quad (10)$$

$$COP_C = \frac{Q_{eva.TCC}}{W_{TCC}} \quad (11)$$

در این روابط  $Q_{eva.ARS}$  بار سرمایشی تولیدی توسط سیستم جذبی،  $Q_{gen}$  نرخ انتقال حرارت به ژنراتور،  $W_{ARS}$  توان کل مصرفی در سیستم جذبی،  $Q_{eva.TCC}$  بار سرمایشی تأمین شده توسط سیستم تراکمی و  $W_{TCC}$  توان مصرفی کل در سیستم تراکمی است.

بخشی از انرژی مصرفی در سیستم‌های مورد مطالعه در این پژوهش به‌صورت توان الکتریکی و بخش دیگر آن به‌صورت انرژی حرارتی است. برای اینکه معیار مناسبی برای مقایسه میزان مصرف انرژی در سیستم ترکیبی با سیستم سرمایش TCC ساده وجود داشته باشد، باید مصرف انرژی الکتریکی را به مصرف انرژی حرارتی (انرژی اولیه) تبدیل کرد (رابطه ۱۲). همچنین فاکتور کاربرد انرژی ( $EUF$ ) که به‌صورت نسبت انرژی سرمایشی تولیدی توسط سیستم TCC به انرژی حرارتی اولیه کل تعریف می‌شود، از رابطه (۱۳) به دست می‌آید.

$$Q_{eq} = \frac{W_{tot}}{\eta_{EG} \times \eta_{PP}} \quad (12)$$

$$EUF = \frac{Q_{eva}}{Q_{eq} + Q_{boi}} \quad (13)$$

در اینجا  $Q_{eq}$  حرارت معادل توان الکتریکی مصرفی است که از تقسیم توان الکتریکی ( $W$ ) بر راندمان شبکه انتقال انرژی الکتریکی ( $\eta_{EG}$ ) و راندمان نیروگاه ( $\eta_{PP}$ ) به دست می‌آید. فاکتور کاربرد انرژی، در مقایسه با ضریب عملکرد، می‌تواند معیار مناسب‌تری برای مقایسه راندمان انرژی سیستم‌ها از دیدگاه قانون اول ترمودینامیک باشد.

از طرفی، راندمان انرژی در تحلیل سیستم‌ها می‌تواند گمراه‌کننده باشد، زیرا نمی‌تواند میزان انحراف سیستم از حالت



یکسان صورت می‌گیرد.

جدول (۲): مقایسه نتایج به دست آمده برای مدل سازی سیستم سرمایش جذبی آمونیاکی در مطالعه حاضر با نتایج گزارش شده توسط ادیوسی و زیبر [۲۷]

نام اختصاری	کار ادیوسی و زیبر [۲۷]	کار فعلی	اختلاف (%)
$Q_{abs} (kW)$	۲۳۱	۲۳۱/۲	۰/۰۹
$Q_{gen} (kW)$	۲۶۷/۹	۲۶۸/۲	۰/۱۱
$Q_{che} (kW)$	۱۵/۴	۱۵/۳۹	۰/۰۶
$Q_{rec} (kW)$	۵۰/۷	۵۰/۲	۰/۹۹
$Q_{con} (kW)$	۱۵۱	۱۵۱/۹	۰/۶۰
$Q_{she} (kW)$	۳۴۳/۳	۳۴۴/۱	۰/۲۳
$Q_{eva} (kW)$	۱۶۲	۱۶۲	۰/۰۰
$W_{pump} (kW)$	۳	۳/۰۵۲	۱/۷۳
$COP$	۰/۵۹۸	۰/۵۹۷۲	۰/۱۳
$ED_{tot} (kW)$	۶۱/۷۸	۶۳/۰۹	۲/۱۲

جدول (۳): مقایسه نتایج به دست آمده برای مدل سازی سیستم سرمایش جذبی لیتیم برمایدی در مطالعه حاضر با نتایج گزارش شده توسط کواشیک و آرورا [۲۵]

نام اختصاری	کار کواشیک و آرورا [۲۵]	کار فعلی	اختلاف (%)
$Q_{abs} (kW)$	۲۹۴۵/۲۷	۲۹۲۶	۰/۶۵
$Q_{gen} (kW)$	۳۰۹۵/۷۰	۳۰۷۶	۰/۶۴
$Q_{con} (kW)$	۲۵۰۵/۹۱	۲۵۰۶	۰
$Q_{she} (kW)$	۵۱۸/۷۲	۵۳۹/۳	۳/۹۷
$Q_{eva} (kW)$	۲۳۵۵/۴۵	۲۳۵۵	۰/۰۲
$W_{pump} (kW)$	۰/۰۳۱۴	۰/۰۳۰۹	۱/۵۹
$COP$	۰/۷۶۰۹	۰/۷۶۵۶	۰/۶۲

در اینجا هزینه کلی یک سیستم با استفاده از معادله (۱۷) و به صورت حاصل جمع هزینه سرمایه گذاری اولیه ( $CC$ )، هزینه تعمیر و نگهداری ( $MC$ ) و هزینه های جاری ( $OP$ ) سیستم به دست می آید. شایان ذکر است که در این پژوهش، هزینه تعمیرات و نگهداری برابر با ۱۰٪ هزینه سرمایه گذاری اولیه و طول عمر سیستم ۱۵ سال در نظر گرفته شده است.

$$LCC = CC + MC + OC \quad (17)$$

هزینه سرمایه گذاری اولیه برای تجهیزات مختلف در متون علمی ارائه شده است. خلاصه روابط مورد استفاده برای محاسبه هزینه های سرمایه گذاری اولیه برای سیستم سرمایش تراکمی فوق

جدول (۱): مقایسه ضریب عملکرد به دست آمده برای سیستم TCC دومرحله ای در مطالعه حاضر با ضریب عملکرد گزارش شده توسط کوالینی و همکاران [۲۶]

نام اختصاری	TCC برای COP		TCC برای COP		دما (°C)
	کار	اختلاف (%)	کار	اختلاف (%)	
$Q_{abs} (kW)$	۳/۰۷	۳/۱۷	۰/۷	۲/۸۹	۲۲°C
$Q_{gen} (kW)$	۲/۸۸	۲/۸۲	۱/۹	۲/۶۷	۳۳°C

#### ۲.۴. سیستم سرمایش جذبی آمونیاکی

برای بررسی درستی نتایج حاصل از شبیه سازی سیستم جذبی آمونیاکی، نتایج با کار ادیوسی و زیبر [۲۷] مقایسه شده است. جدول (۲) نتایج این مقایسه را نمایش می دهد. در این جدول، مقادیر تبادل انرژی در اجزای مختلف سیستم و نیز ضریب عملکرد و راندمان آگزوری با مقادیر گزارش شده در مرجع [۲۷] مقایسه شده است. مقایسه دو دسته جواب ارائه شده در جدول (۲)، متوسط اختلاف ۰/۰۶۱٪ را نشان می دهد که بیانگر درستی نتایج مدل سازی حاضر است.

#### ۳.۴. سیستم سرمایش جذبی لیتیم برمایدی

کواشیک و آرورا [۲۵] مطالعه جامعی در مدل سازی سیستم های سرمایش جذبی لیتیم برمایدی انجام داده اند که می تواند به عنوان مرجعی برای مقایسه مدل ارائه شده در پژوهش حاضر مورد استفاده قرار گیرد. جدول (۳) مقایسه ای بین مجموعه جواب های به دست آمده با نتایج کار کواشیک و آرورا ارائه می دهد. در اینجا نیز متوسط اختلاف حدود ۱٪ است که نشان دهنده دقت شبیه سازی به کار گرفته شده در این تحقیق است.

#### ۵. مطالعه اقتصادی سیستم ها

به منظور بررسی اقتصادی سیستم ها از روش هزینه چرخه زندگی ( $LCC$ ) استفاده می شود. در این روش، تمامی هزینه ها در طول عمر کاری یک سیستم (چرخه زندگی) برحسب ارزش یک واحد پول (مثلاً دلار آمریکا) در یک سال مرجع محاسبه می شوند. بدین معنی که هزینه هایی که در آینده انجام می شوند نیز با بهره گیری از شاخص های اقتصادی به پول سال مبنا تبدیل می شوند. از این رو مقایسه اقتصادی تمامی سیستم ها نسبت به یک مرجع مشخص و

2. Capital Cost
3. Maintenance Cost
4. Operating Cost

1. LCC: Life Cycle Cost

بحرانی دی‌اکسیدکربن (TCC) در جدول (۴) ارائه شده است.

جدول (۴): هزینه سرمایه‌گذاری اولیه برای تجهیزات سیستم TCC		
نام تجهیز	هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$) مرجع	
کمپرسور	$CC_{com} = 10167.5 \times W_{com}^{0.46}$	[۲۸]
خنک‌کن گاز، خنک‌کن میانی	$CC_{HEX} = 1397 \times A_{HEX}^{0.89} + 629.05 \times W_{fan,HEX}^{0.76}$	[۲۸]
تبخیرکننده	$U_{inc} = U_{gac} = 0.18 \frac{kW}{m^2.K}$ $U_{eva} = 0.95 \frac{kW}{m^2.K}$	[۲۹]
شیر انبساط	$CC_{exp} = 114 \times m_{CO2}$	[۳۰]
مبدل حرارتی مکش - مایع	$CC_{Ishe} = 635.14 \times A_{Ishe}^{0.778}$ $U_{Ishe} = 0.18 \frac{kW}{m^2.K}$	[۳۱]

با توجه به اینکه بخش عمده‌ای از تجهیزات مورد استفاده در سیستم‌های سرمایه‌گذاری به صورت مبدل حرارتی هستند و در تحلیل اقتصادی سطح مقطع این مبدل‌ها یک پارامتر تعیین‌کننده است، در ادامه برای محاسبه سطح مقطع مبدل‌های حرارتی از رابطه (۱۸) استفاده می‌شود.

$$A_{HEX} = \frac{Q_{HEX}}{U_{HEX} \times LMTD_{HEX}} \quad (18)$$

در این رابطه، Q میزان انتقال حرارت، U ضریب کلی انتقال حرارت و LMTD اختلاف دمای متوسط لگاریتمی برای آن مبدل حرارتی است. همچنین با استفاده از رابطه (۱۹) مقدار LMTD در هر مبدل حرارتی قابل محاسبه است. در این رابطه، پانویس‌های h برای سیال گرم، c برای سیال سرد، i ورودی و o خروجی از حجم کنترل را نشان می‌دهند.

$$LMTD = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}\right)} \quad (19)$$

هزینه مبدل‌های حرارتی مختلفی که در سیستم‌های جذبی مورد استفاده قرار گرفته است، با استفاده از رابطه (۲۰) به دست می‌آید. این مبدل‌های حرارتی شامل ژنراتور، ایزوربر، خالص‌ساز، کندانسور، پس‌خنک‌کن و نیز مبدل‌های حرارتی محلول و مبرد هستند [۳۲].

$$CC_{HEX} = CC_{R,HEX} \left(\frac{A_{HEX}}{A_{R,HEX}}\right)^{0.6} \quad (20)$$

در این رابطه،  $CC_R$  هزینه سرمایه‌گذاری مبنا و  $A_R$  سطح مقطع مبنا برای مبدل‌های حرارتی مختلف در سیستم‌های جذبی است. مقادیر مربوط به ضرایب کلی انتقال حرارت مربوط نیز توسط عالینانی و همکاران ارائه شده‌اند [۳۳]. هزینه سرمایه‌گذاری اولیه برای شیرهای انبساط و فشارشکن در سیستم‌های جذبی برابر با ۳۰۰ دلار سال ۲۰۰۰ در نظر گرفته شده است [۳۲]. هزینه سرمایه‌گذاری برای پمپ‌های مربوط نیز از رابطه (۲۱) به دست آمده است [۳۲].

$$CC_{pump} = CC_{R,pump} \left(\frac{W_{pump}}{W_{R,pump}}\right)^{0.26} \times \left(\frac{1 - \eta_p}{\eta_p}\right)^{0.5} \quad (21)$$

با توجه به بررسی‌های انجام‌شده در مرجع [۳۴] و با فرض اینکه بویلر از نوع GWTB<sup>۱</sup> باشد، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه آن برابر با ۳۱/۳۸ \$/kW در نظر گرفته می‌شود. همچنین برای HRSG، هزینه سرمایه‌گذاری از رابطه (۲۲) محاسبه می‌شود [۳۱] که در آن، ضریب کلی انتقال حرارت ( $U_{HRSG}$ ) برابر با  $kW/m^2.K$  ۳/۹ در نظر گرفته شده است [۱۲]. با توجه به اینکه در سیستم ترکیبی بازیابی حرارت در دو مرحله صورت می‌گیرد، سطح مقطع کل در مبدل بازیابی حرارت برابر با مجموع سطح مقطع‌های دو مرحله است.

$$CC_{HRSG} = 2768 \times A_{HRSG}^{0.573} \quad (22)$$

از آنجا که روابط مربوط به هزینه‌های سرمایه‌گذاری در سال‌های مختلف بیان شده‌اند و سال مبنا برای تحلیل اقتصادی سال ۲۰۱۷ در نظر گرفته شده است، تمامی هزینه‌ها با استفاده از روابط (۲۳) و (۲۴) به‌روز شده‌اند [۳۵].

$$C_{2017} = C_N \times (1 + i_{ad})^n \quad (23)$$

$$i_{ad} = i_r + f_r + i_r \times f_r \quad (24)$$

در این روابط،  $C_{2017}$  هزینه در سال مبنا،  $C_N$  هزینه در سال N، n اختلاف بین سال‌های N و مبنا،  $i_r$  نرخ واقعی تنزیل بازار،  $f_r$  نرخ تورم و  $i_{ad}$  نرخ اصلاح‌شده تنزیل است. هزینه‌های جاری سیستم، شامل هزینه الکتریسیته و گاز طبیعی مصرفی در سیستم است. رابطه (۲۵) هزینه مصرف انرژی را در سال اول و رابطه (۲۶) این هزینه را در طول عمر سیستم نشان می‌دهد [۳۵].

$$OC_{1st} = C_{en} \times EN \times OH \quad (25)$$

$$OC = OC_{1st} \times PWF(N_{life}, f_r, i_r) \quad (26)$$

در این رابطه،  $C_{en}$  هزینه واحد انرژی مصرفی، EN میزان انرژی مصرفی، OH تعداد ساعات کاری سالانه سیستم و PWF فاکتور ارزش امروزی هزینه در کل طول عمر سیستم است. برای محاسبه OH با توجه به مرجع [۱۲]، مقدار فاکتور بار مجموعه (PF) برابر با ۰/۹ در نظر گرفته شده است. همچنین هزینه الکتریسیته و هزینه گاز طبیعی بر اساس قیمت ۴۲۰۰۰ ریال به‌ازای هر دلار آمریکا به‌ترتیب،  $0.00811$  \$/kWh [۳۷] و  $0.238$  \$/m<sup>3</sup> [۳۸] فرض شده است. در نهایت، برای تبدیل LCC به هزینه

1. Gas-fired Water Tube Boiler  
2. Plant load Factor

سالیانه (ALCC) از رابطه (۲۷) استفاده شده است [۳۶].

$$ALCC = \frac{LCC}{PWF(N_{life}, 0, i_r)} \quad (27)$$

## ۶. مدل‌سازی و فرضیات

برای مدل‌سازی سیستم‌های مورد مطالعه، از نرم‌افزار مهندسی حل معادلات (EES) استفاده شده است که امکان تحلیل و بررسی عملکرد سیستم‌ها را در شرایط کاری متفاوت فراهم می‌آورد. فرضیاتی که برای مدل‌سازی در این پژوهش به کار رفته، برای نزدیک کردن شرایط کاری به شرایط واقعی در نظر گرفته شده است. از سوی دیگر، بخشی از این فرضیات فرایند مدل‌سازی و معادلات حاکم بر اجزای مختلف سیستم را نیز ساده می‌کنند. در ادامه، فرضیات اصلی مورد استفاده در این پژوهش بیان می‌شود.

- برای تمامی مبدل‌های حرارتی هوایی (مانند خنک‌کن گاز، کندانسور، ایزوربر و تبخیرکننده) اختلاف دمای متوسط بین سیال خروجی از مبدل و هوای ورودی به آن  $10^{\circ}\text{C}$  در نظر گرفته شده است [۳۹].
- راندمان ایزنتروپیک برای پمپ‌های استفاده‌شده برابر با  $90\%$  فرض شده است.
- ضریب تأثیر برای مبدل حرارتی مکش-مایع (LSHE)، مبدل حرارتی محلول (SHE) و نیز مبدل حرارتی مبرد (RHE) برابر با  $0/8$  در نظر گرفته شده است.
- دمای مبرد دی‌اکسیدکربن ( $\text{CO}_2$ ) که پس از تبادل حرارت از ژنراتور سیستم جذبی خارج می‌شود،  $10^{\circ}\text{C}$  بالاتر از دمای ژنراتور فرض می‌شود.
- دمای خروجی مبرد در پس‌خنک‌کن (AFC) می‌تواند  $5^{\circ}\text{C}$  بالاتر از دمای تبخیرکننده سیستم جذبی باشد ( $T_{eva,abs}$ ).
- توان سرمایشی مورد نیاز برای سیستم سرمایش  $100 \text{ kw}$  در نظر گرفته شده است.
- برای سیستم سرمایش جذبی آمونیاکی، غلظت آمونیاک خروجی از خالص‌ساز به سمت کندانسور  $99/99\%$  و غلظت جرمی آمونیاک در محلول برگشتی از خالص‌ساز به ژنراتور برابر با  $35\%$  فرض می‌شود.
- دبی هوای عبوری از مبدل‌های حرارتی هوایی شامل خنک‌کن گاز، کندانسور، ایزوربر و تبخیرکننده، برابر با  $0/537 \text{ m}^3/\text{s}$  به‌ازای هریک کیلووات توان انتقال حرارت مبدل حرارتی است؛ همچنین توان مصرفی توسط موتور الکتریکی این

مبدل‌ها  $775 \text{ W}$  به‌ازای هر  $1 \text{ m}^3/\text{s}$  دبی هوای عبوری از مبدل است [۴۰].

- متوسط راندمان انرژی نیروگاه‌ها ( $\eta_{PP}$ )  $40\%$  و متوسط راندمان شبکه انتقال انرژی الکتریکی ( $\eta_{EG}$ )  $75\%$  در نظر گرفته شده است.
- متوسط دمای محصولات احتراق در بویلر  $200^{\circ}\text{C}$  فرض شده است [۴۱].
- دمای تبخیر آب در بویلر به میزان  $5^{\circ}\text{C}$  بیشتر از دمای ژنراتور فرض شده و فشار آن نیز، فشار اشباع در این دماست.

## ۷. نتایج و بحث

در این بخش، سیستم‌های پیشنهادشده از دیدگاه‌های انرژی، آگزرژی و اقتصادی مورد بررسی و کاوش قرار می‌گیرند و راندمان‌های این سیستم‌ها محاسبه می‌شوند. مقایسه‌ای تفصیلی بین پارامترهای عملکردی سیستم‌ها انجام می‌گیرد و بازده آن‌ها در شرایط کاری مختلف سنجیده می‌شود. همچنین با مشخص شدن شرایط کاری بهینه، میزان کل هزینه‌های مربوط به هر سیستم محاسبه و با سایر سیستم‌ها مقایسه می‌شود. انتظار می‌رود که از نتایج این بررسی بتوان مشخص کرد که کدام سیستم بهره‌وری بیشتر و هزینه کمتری را فراهم می‌آورد.

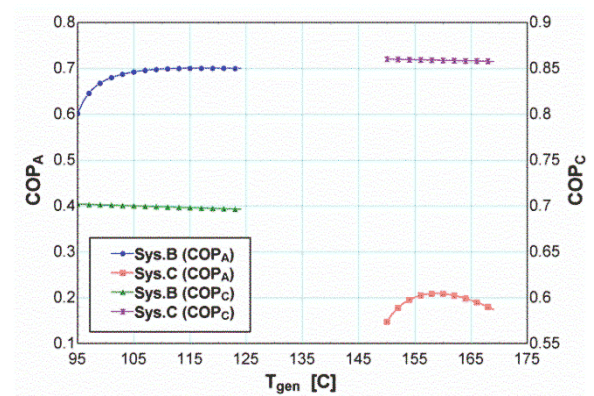
### ۱.۷. مقایسه پارامترهای عملکردی سیستم‌ها

به‌منظور مقایسه سیستم‌های پیشنهادی، تمامی این سیستم‌ها در نرم‌افزار EES و تحت شرایط کاری یکسان مدل‌سازی شده‌اند. این شرایط کاری در جدول (۵) نمایش داده شده است. مقادیر فشارهای استفاده‌شده در این جدول، معادل فشارهایی است که در نمودار شکل (۴) مشاهده می‌شود. میزان توان کل مصرفی، میزان حرارت بازیافت شده توسط ژنراتور، حرارت تأمین‌شده توسط بویلر و نیز پارامترهای عملکردی تمامی سیستم‌ها در جدول (۶) ارائه شده است. شرایط کاری سیستم‌ها در جدول (۶) همان است که در جدول (۵) ارائه شده است. باید به این نکته نیز توجه داشت که میزان بهبود در  $\text{COP}_c$ ،  $\eta_{ex}$  و  $\text{EUF}$  ارائه‌شده برای هر کدام از سیستم‌ها، در مقایسه با مقدار پارامتر مشابه در سیستم A محاسبه شده است. نکته قابل توجه این است که در سیستم C میزان بهبود ضریب عملکرد TCC حدود  $1/7$  برابر میزان بهبود در سیستم B است. این در حالی است که بهبود فاکتور کاربرد انرژی در سیستم B به‌متراتب از مقدار این مؤلفه در سیستم C بیشتر است (حدود  $5/4$  برابر بزرگ‌تر). همچنین راندمان آگزرژی برای سیستم B نیز  $1/4$  برابر  $\eta_{ex}$  در سیستم C است. دمای

نام اختصاری	توصیف پارامتر	مقدار عددی
پارامتر	پارامتر	
$T_{amb}$	دمای طراحی محیط	$35^{\circ}C$
$T_{eva}$	دمای تبخیرکننده سیستم TCC	$-60^{\circ}C$
$T_{gen,LARS}$	دمای ژنراتور سیستم جذبی LiBr	$95^{\circ}C$
$T_{gen,NARS}$	دمای ژنراتور سیستم جذبی $NH_3$	$160^{\circ}C$
$T_{afe,LARS}$	دمای تبخیرکننده سیستم جذبی LiBr	$5^{\circ}C$
$T_{afe,NARS}$	دمای تبخیرکننده سیستم جذبی $NH_3$	$-30^{\circ}C$
$P_{dis}$	فشار خروجی از کمپرسور فشار بالا	$12/25 MPa$
$P_{inc}$	فشار خنک کن میانی	$2/4 MPa$

قبل از اینکه به مقایسه اقتصادی سیستم‌های مورد مطالعه پرداخته شود، باید بهترین شرایط کاری برای سیستم‌ها مشخص شود. از این رو ابتدا در یک مطالعه پارامتری، شرایط کاری بهینه برای سیستم‌ها محاسبه می‌شود.

نام سیستم	$W_{tot}$ (kW)	$Q_{gen}$ (kW)	$Q_{rec}$ (kW)	$COP_C$	$COP_A$	EUF	$\eta_{ex}$ (%)	$COP_{C,imp}$ (%)	EUF <sub>imp</sub> (%)	$\eta_{ex,imp}$ (%)
سیستم A	211/7	---	---	0/472	---	0/1417	18	0	0	0
سیستم B	143/6	57/09	57/09	0/702	0/6015	0/205	26/03	48/73	42/67	44/61
سیستم C	130/5	246/6	29/4	0/859	0/208	0/1534	18/48	82	8/25	2/7



شکل (۵): تغییرات ضریب عملکرد سیستم‌های سرمایشی بر حسب تغییرات دمای ژنراتور سیستم جذبی (شرایط کاری همانند جدول (۵))

همان گونه که از شکل (۵) پیداست، برای سیستم جذبی لیتیم برمایدی، بیشینه ضریب عملکرد در دمای ژنراتوری برابر با  $117^{\circ}C$  و برای سیستم جذبی آمونیاکی در  $159^{\circ}C$  اتفاق می‌افتد. از سوی دیگر، به رغم اینکه  $COP_A$  در هر دو سیستم با تغییر  $T_{gen}$  تغییر می‌کند، تغییرات  $COP_C$  چشمگیر نیست؛ زیرا با تغییر دمای ژنراتور، میزان تغییرات  $COP_A$  به اندازه‌ای زیاد نیست که سبب

خروجی از پس خنک کن سیستم C بسیار پایین تر از این دما در سیستم B است. برای تأمین این دمای پایین و با توجه به ضریب عملکرد کم سیستم جذبی آمونیاکی، حرارت اضافی مورد نیاز در ژنراتور سیستم C به مراتب بیشتر از این حرارت در سیستم B است. همان گونه که در جدول (۶) مشاهده می‌شود و با توجه به دمای بالاتر ژنراتور سیستم C، مقدار کمی از این گرما از سیکل TCC بازیاب می‌شود. باقی مانده این حرارت باید توسط سوخت فسیلی و در بویلر تأمین شود. این در حالی است که در سیستم B، تمامی حرارت مورد نیاز در ژنراتور توسط سیستم بازیاب فراهم می‌آید و به سوخت فسیلی نیازی نیست. از این رو در سیستم B به رغم پایین تر بودن  $COP_C$  در مقایسه با سیستم C، مقدار  $EUF_{sys,B}$  به میزان  $233/6$ ٪ از  $EUF_{sys,C}$  بیشتر است.

### ۲.۷. دمای ژنراتور ( $T_{gen}$ )

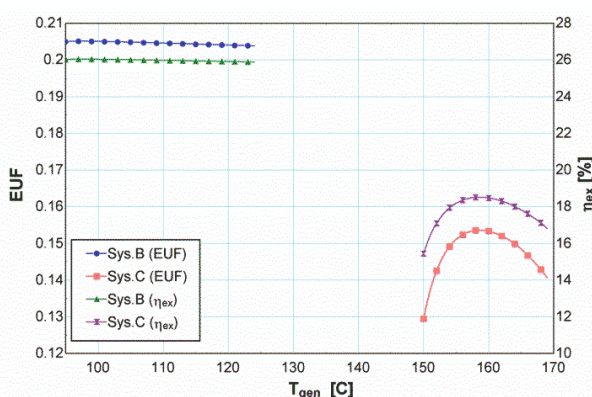
عملکرد یک سیستم سرمایش جذبی به طور نسبی به دمای انتخابی برای ژنراتور این سیستم بستگی دارد. در یک دمای تبخیرکننده و دمای محیط معین، یک دمای ژنراتور خاص وجود دارد که در آن دما، سیستم سرمایش جذبی به بهترین عملکرد خود دست می‌یابد. در سیستم‌های جذبی لیتیم برمایدی، باید پدیده کریستاله شدن هم در انتخاب دمای ژنراتور مدنظر قرار گیرد. از سوی دیگر، هرچه دمای ژنراتور بالاتر انتخاب شود، میزان حرارت بازیافت شده از سیستم TCC کاهش می‌یابد. با در نظر گرفتن این موارد، شکل (۵) تغییرات ضریب عملکرد چیلرهای جذبی ( $COP_A$ ) و تراکمی ( $COP_C$ ) مورد استفاده در سیستم‌های B و C را بر حسب تغییرات دمای ژنراتور نشان می‌دهد. لازم به تکرار است که طرح‌واره سیستم‌های B و C در شکل (۳) مشخص شده‌اند.

یک سیستم سرمایه‌ش فوق بحرانی به صورت قابل ملاحظه‌ای با تغییر  $P_{dis}$  تغییر می‌کند [۴۲] و مشخص کردن این فشار همواره دغدغه‌ای برای محققان این عرصه بوده است [۴۳]. این مسئله زمانی پیچیده تر می‌شود که فرایند تراکم دومرحله‌ای مورد نظر قرار گرفته باشد. فشار خروجی از کمپرسور مرحله اول (یا فشار میانی،  $P_{inc}$ ) نیز بر عملکرد سیستم سرمایه‌ش تأثیر می‌گذارد. شکل (۷) تغییرات  $COP$ ،  $\eta_{ex}$  و  $EUF$  را در یک فشار تخلیه ثابت برحسب تغییرات  $P_{inc}$  برای هر سه سیستم نشان می‌دهد. واضح است که در یک فشار تخلیه معلوم، می‌توان فشاری را برای خنک‌کن میانی در نظر گرفت که در آن فشار، عملکرد سیستم بهینه باشد. این فشار برای سیستم‌های A و B برابر با  $250 \text{ kPa}$  و برای سیستم C معادل  $2250 \text{ kPa}$  است. زمین پس در هر فشار تخلیه مشخص،  $P_{inc}$  به گونه‌ای توسط نرم‌افزار انتخاب می‌شود که  $EUF$  به بیشینه مقدار خود برسد.

شکل (۸) تغییرات پارامترهای عملکردی سیستم‌های مورد بررسی را بر اساس تغییرات فشار تخلیه نشان می‌دهد. در شکل (۸-الف)، فشار میانی بهینه در هر فشار تخلیه مشخص ارائه شده است. همان گونه که انتظار می‌رود، با افزایش فشار تخلیه، فشار خنک‌کن میانی نیز افزایش می‌یابد. در شکل (۸-ب) تغییرات ضریب عملکرد سیستم TCC در پیکربندی‌های مختلف نشان داده شده است. در سیستم A که از پس‌خنک‌کن استفاده نمی‌کند، در  $P_{dis} = 12250 \text{ kPa}$  و با  $P_{inc} = 2438 \text{ kPa}$  حداکثر  $COP_C$  برابر با  $0.2547$  است. این در حالی است که در سیستم‌های B و C بالاترین ضریب عملکرد سیستم سرمایه‌ش تراکمی در فشار بحرانی ( $7377 \text{ kPa}$ ) اتفاق می‌افتد. با توجه به شکل (۸-پ) مشخص می‌شود که بیشینه راندمان آگزرژی برای هر کدام از سیستم‌های ترکیبی در نقطه‌ای متفاوت از نقطه بهینه شکل (۸-ب) رخ می‌دهد. همچنین نقطه بهینه نمودار  $EUF$  در شکل (۸-ت)، برای هر کدام از نمودارها با دیگری متفاوت است.

به منظور جمع‌بندی مطالب بیان‌شده، جدول (۷) شرایطی را نمایش می‌دهد که در آن برای تولید  $100 \text{ kW}$  بار سرمایشی در دمای تبخیر  $-60^\circ\text{C}$  و در محیطی با دمای  $35^\circ\text{C}$ ، بالاترین فاکتور کاربرد انرژی حاصل می‌شود. در این جدول، پارامترهای عملکردی سیستم‌ها در شرایط کاری ارائه‌شده نیز مشخص شده است. در بخش تحلیل اقتصادی، از این شرایط کاری به منظور انجام محاسبات استفاده می‌شود. شایان ذکر است که مقادیر بهبود محاسبه‌شده در جدول (۷) در مقایسه با مقادیر مشابه ارائه‌شده برای سیستم A در

تغییرات زیادی در  $COP_C$  شود. این تغییرات برای سیستم LARS در حدود  $0.1$  و برای سیستم NARS در حدود  $0.05$  است؛ این بدان معناست که توان سرمایشی پس‌خنک‌کن با تغییر دمای ژنراتور چندان تغییر نمی‌کند. لذا میزان کاهش دمای مبرد دی‌اکسید کربن خروجی از پس‌خنک‌کن با تغییر  $T_{gen}$  چندان قابل توجه نیست؛ به عبارت دیگر، وابستگی  $COP_C$  به دمای ژنراتور چشمگیر نیست. در نتیجه این سؤال مطرح می‌شود که «آیا دمای ژنراتوری که در آن  $COP_{A,MAX}$  اتفاق می‌افتد، بهترین گزینه برای سیستم ترکیبی جذبی-تراکمی است؟» برای پاسخ به این سؤال، در شکل (۶) تغییرات  $EUF$  و  $\eta_{ex}$  برحسب تغییرات  $T_{gen}$  ارائه شده است. پرواضح است که در سیستم B، تغییرات راندمان‌های سیستم نسبت به تغییرات دمای ژنراتور قابل چشم‌پوشی است. برخلاف آن، در سیستم C نقطه بهینه‌ای برای دمای ژنراتور وجود دارد ( $159^\circ\text{C}$ ) که در آن هر دو شاخص  $EUF$  و  $\eta_{ex}$  به میزان بیشینه خود می‌رسند. از این پس در یک شرایط کاری مشخص، دمای ژنراتور به گونه‌ای اختیار می‌شود که  $EUF$  به حداکثر میزان ممکن خود برسد. این کار با استفاده از قابلیت جست‌وجوی بخش طلایی<sup>۱</sup> در نرم‌افزار EES صورت می‌گیرد.



شکل (۶): تغییرات فاکتور کاربرد انرژی و راندمان آگزرژی برحسب تغییرات دمای ژنراتور سیستم جذبی (شرایط کاری همانند جدول ۵)

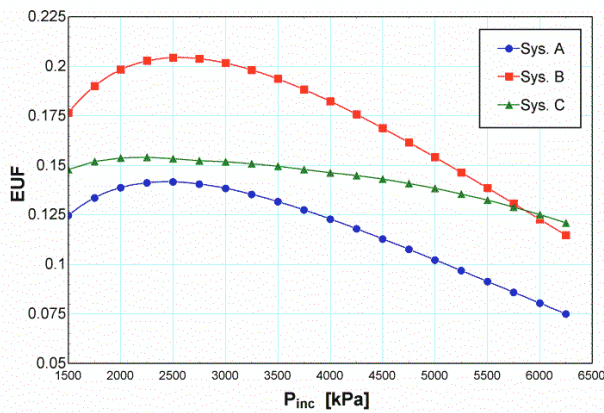
### ۳.۷. فشار تخلیه ( $P_{dis}$ ) و فشار میانی ( $P_{inc}$ )

برخلاف سیستم‌های سرمایه‌ش تراکمی متداول که در آن‌ها فشار تخلیه کمپرسور برابر با فشار اشباع در دمای تقطیر است، برای سیستم‌های فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن (TCC) فشار تخلیه در یک بازه نسبتاً وسیع تغییر می‌کند. از این رو در طراحی سیستم‌های TCC، انتخاب فشار تخلیه یک مسئله بسیار مهم است. ضریب عملکرد

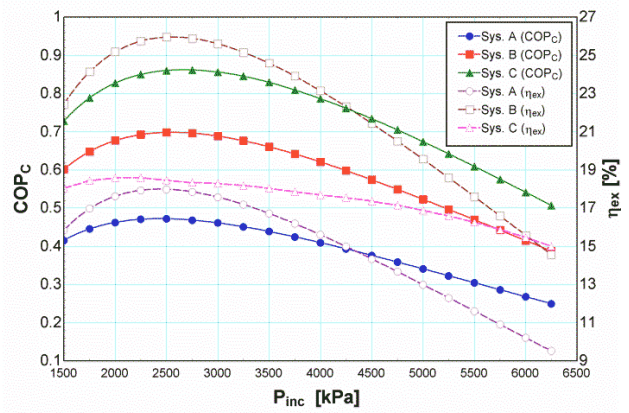


این سیستم از دیدگاه اقتصادی نیز می‌تواند به‌عنوان برترین سیستم معرفی شود؟

همان جدول به دست آمده‌اند. از این جدول برمی‌آید که سیستم B با دمای ژنراتور و فشار تخلیه پایین‌تر از دو سیستم دیگر، بالاترین فاکتور کاربرد انرژی را ارائه می‌دهد. حال باید بررسی کرد که آیا

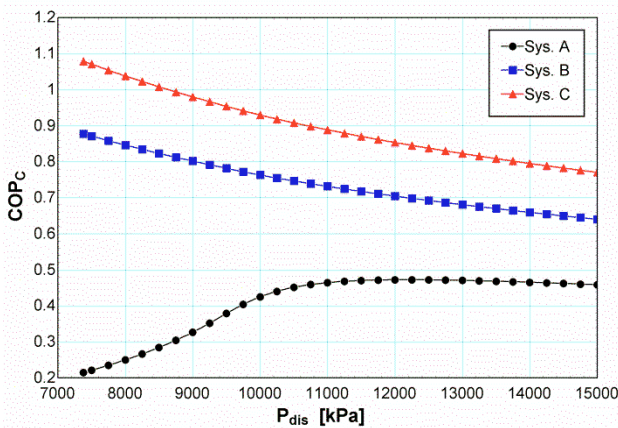


ب) EUF

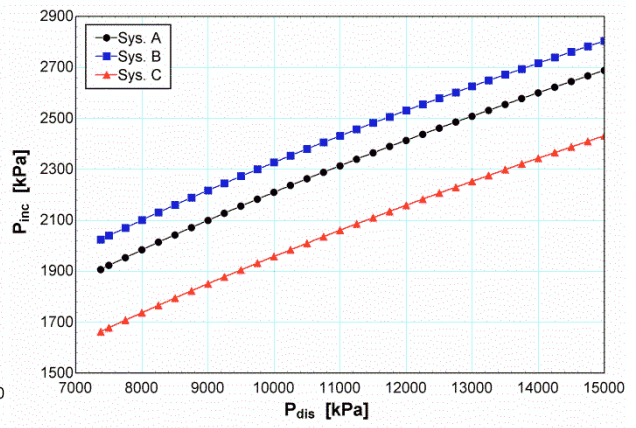


الف)  $\eta_{ex}$  و COP

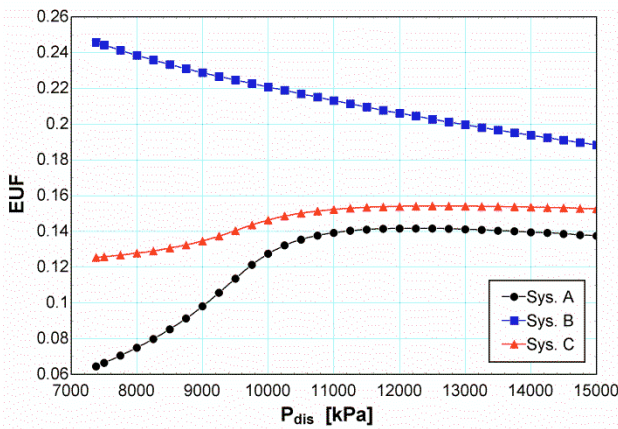
شکل (۷): تغییرات راندمان سیستم‌های مختلف بر حسب تغییرات فشار میانی سیستم TCC (برای سیستم B دمای ژنراتور  $117^{\circ}\text{C}$  و برای سیستم C این دما معادل  $159^{\circ}\text{C}$  است، سایر شرایط کاری همانند جدول ۵)



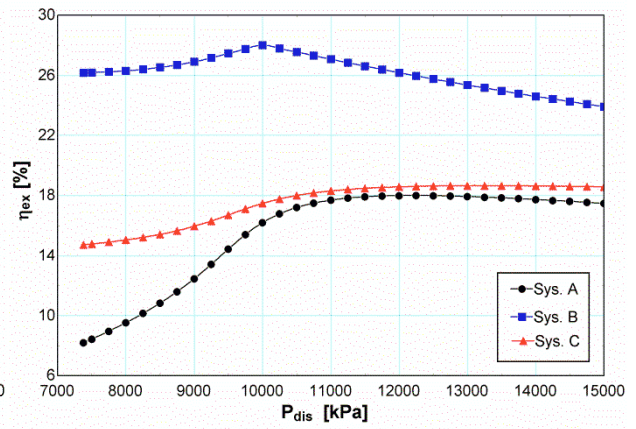
ب) COP<sub>c</sub>



الف)  $P_{inc}$



ت) EUF



ب)  $\eta_{ex}$

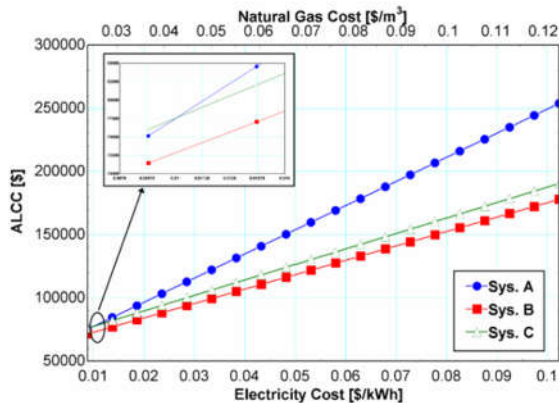
شکل ۸: تغییرات فشار میانی بهینه، ضریب عملکرد، راندمان انرژی و فاکتور کاربرد انرژی بر حسب تغییرات فشار تخلیه سیستم TCC (برای سیستم B دمای ژنراتور  $117^{\circ}\text{C}$  و برای سیستم C این دما معادل  $159^{\circ}\text{C}$  است، سایر شرایط کاری همانند جدول ۵)



جدول (۷): شرایط کاری بهینه در سیستم‌های مورد مطالعه

نام سیستم	$T_{gen}$ (°C)	$P_{dis}$ (kPa)	$P_{inc}$ (kPa)	$COP_C$	$COP_A$	EUFC	$\eta_{ex}$ (%)	$COP_{C,imp}$ (%)	EUFC <sub>imp</sub> (%)	$\eta_{ex,imp}$ (%)
سیستم A	---	۱۲۲۵۰	۲۴۳۸	۰/۴۷۲۵	---	۰/۱۴۱۷	۱۸	۰	۰	۰
سیستم B	۱۱۷	۱۳۷۷	۲۰۲۴	۰/۸۷۷۶	۰/۷۰۰۷	۰/۲۴۵۸	۲۶/۱۷	۸۵/۷	۷۳/۴	۴۵/۴
سیستم C	۱۵۹	۱۲۵۰۰	۲۲۰۷	۰/۸۳۷۷	۰/۲۰۹	۰/۱۵۴۲	۱۸/۶۳	۷۷/۳	۸/۸	۳/۵

ALCC در سیستم‌های A، B و C به ترتیب برابر با \$ ۲۵۳۸۵۲، \$ ۱۷۷۸۹۵ و \$ ۱۹۰۵۰۶ است.



شکل (۱۴): مقایسه هزینه‌های سالیانه سیستم‌های مورد مطالعه با افزایش قیمت حامل‌های انرژی

### ۸. نتیجه‌گیری

در این پژوهش، یک سیستم سرمایش فوق بحرانی دی‌اکسیدکربن با تراکم دومرحله‌ای، توسط نرم‌افزار EES مدل‌سازی شده است. به منظور افزایش کارایی این سیستم، استفاده از پس‌خنک‌کاری میرد خروجی از خنک‌کن گاز پیشنهاد شده است. عملکرد سیستم‌های پیشنهادی با استفاده از آنالیز انرژی و آگزرژی مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته و با استفاده از یک مطالعه پارامتری، شرایط کاری مناسب برای هر سیستم مشخص شده است. در نهایت با استفاده از تحلیل اقتصادی، هزینه سالانه سیستم‌ها محاسبه و کم‌هزینه‌ترین سیستم معین شده است. در پایان می‌توان این موارد را به‌عنوان نتیجه‌گیری از این پژوهش بیان کرد.

- نتایج تحلیل انرژی نشان داد که ضریب عملکرد سیستم TCC با کاهش دمای AFC افزایش می‌یابد. در نتیجه در یک شرایط کاری یکسان، برای سیستم C که از NARS در پس‌خنک‌کن استفاده شده است ضریب عملکرد سیستم تراکمی به میزان ۸۲٪ نسبت به سیستم مبنا افزایش پیدا می‌کند. این افزایش برای سیستم B به میزان ۴۸/۷۳٪ محاسبه شده است.
- اگر کل سیستم از دیدگاه انرژی مورد بررسی قرار گیرد، فاکتور

### ۴.۷. مقایسه اقتصادی سیستم‌های پیشنهادی

از دیدگاه اقتصادی، در سیستم‌های ترکیبی با افزایش هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، میزان مصرف انرژی در سیستم کاهش می‌یابد. در این پژوهش با استفاده از ALCC به مقایسه هزینه کلی سالیانه سیستم‌های مورد مطالعه پرداخته می‌شود. در جدول (۸) هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه‌های جاری، هزینه کل چرخه زندگی و هزینه چرخه زندگی سالیانه برای هر سه سیستم ارائه شده است. تمامی هزینه‌ها در این جدول برای شرایط کاری جدول (۷) و برحسب دلار در سال مبنا (۲۰۱۷) محاسبه شده‌اند. همان گونه که از جدول (۸) برمی‌آید، بالاتر بودن مقادیر EUFC و  $COP_C$  برای سیستم B از لحاظ اقتصادی نیز این سیستم را برتر می‌کند. بنابراین می‌توان نتیجه‌گیری کرد که با توجه به قیمت نسبتاً پایین فعلی حامل‌های انرژی در ایران، استفاده از سیستم پیچیده B در مقایسه با دو سیستم دیگر مقرون‌به‌صرفه است.

جدول (۸): مقایسه شاخص‌های اقتصادی سیستم‌های مورد مطالعه

نام سیستم	CC (\$)	OC (\$)	LCC (\$)	ALCC (\$/year)
سیستم A	۴۰۳۵۵۰	۱۲۸۰۵۲	۵۷۱۹۵۷	۷۵۱۹۵
سیستم B	۴۲۴۸۷۷	۷۶۲۸۰	۵۲۳۶۴۵	۷۱۴۷۵
سیستم C	۴۵۱۳۹۲	۸۲۰۳۲	۵۷۸۵۶۴	۷۶۰۶۶

اما این پرسش نیز جای پاسخ دارد که با افزایش قیمت حامل‌های انرژی به قیمت واقعی، آیا همچنان سیستم B برنده این رقابت اقتصادی خواهد بود؟ در شکل (۹) قیمت حامل‌های انرژی مورد استفاده در این سیستم‌ها به قیمت جهانی افزایش پیدا کرده است. همان گونه که پیداست، شیب افزایش هزینه سالانه سیستم A بسیار بیشتر از دو سیستم دیگر است؛ به گونه‌ای که با افزایش قیمت انرژی الکتریکی به  $0.1 \text{ $/kWh}$  و افزایش قیمت گاز به  $3 \text{ $/m}^3$  هزینه سالانه سیستم C نیز از سیستم A کمتر خواهد شد. شایان ذکر است که در انتهای سمت راست نمودارهای شکل (۹)، قیمت الکتریسیته  $0.1023 \text{ $/kWh}$  و قیمت گاز  $3.1233 \text{ $/m}^3$  است که برابر با قیمت‌های متوسط مصرف این حامل‌های انرژی در سال ۲۰۱۷ در آمریکاست [۴۴]. بر اساس این قیمت‌ها، مقدار

کاربرد انرژی (EUF) در سیستم B به میزان ۳۴٪ بیشتر از این فاکتور در سیستم C به دست می‌آید.

- به دلیل اتلافات زیاد و ضریب عملکرد پایین سیستم جذبی آمونیاکی، راندمان انرژی برای سیستم B نیز بالاتر از مقدار این پارامتر برای سیستم C است.
- از سوی دیگر، با انتخاب شرایط کاری مناسب برای سیستم‌های B و C، می‌توان EUF را به ترتیب تا ۷۳/۴٪ و ۸/۸٪ افزایش داد. مشابه این نتیجه را می‌توان برای راندمان انرژی نیز بیان کرد.
- نتایج بررسی اقتصادی نیز بیانگر این مطلب است که به قیمت‌های فعلی برق و گاز، در سیستم B هزینه سالانه به اندازه ۵٪ از سیستم مینا (سیستم A) کمتر است؛ در حالی که در سیستم C، هزینه سالانه به اندازه ۱/۲٪ از سیستم A بیشتر است.
- با افزایش قیمت حامل‌های انرژی به قیمت جهانی، هر دو سیستم ترکیبی پیشنهادی گوی رقابت را از سیستم A خواهند ربود؛ به گونه‌ای که با توجه به قیمت‌های امروزی انرژی در آمریکا، هزینه سالانه سیستم B و C به ترتیب ۳۰٪ و ۲۵٪ کمتر از سیستم A می‌باشد. از سوی دیگر، با توجه به افزایش قیمت حامل‌های انرژی در ایران در راستای هدفمندسازی یارانه‌ها، در آینده‌ای نه‌چندان دور در ایران نیز نتیجه‌ای مشابه به دست خواهد آمد.

### سپاسگزاری

نویسنده این مقاله از حمایت‌های مادی و معنوی دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفته طی قرارداد شماره ۹۷/۳۵۳۹ بسیار سپاسگزاری می‌کند.

### فهرست علائم

سطح مقطع ( $m^2$ )	$A$
هزینه سالیانه چرخه زندگی (\$/year)	$ALCC$
ظرفیت گرمایی ویژه ( $kJ/kg/K$ )	$c_p$
ظرفیت گرمایی ( $kJ/K$ )	$C$
هزینه سرمایه‌گذاری اولیه (\$)	$CC$
ضریب عملکرد سیستم جذبی	$COP_A$
ضریب عملکرد سیستم تراکمی	$COP_C$
انرژی مخصوص ( $kJ/kg$ )	$e$
فاکتور کاربرد انرژی	$EUF$
نرخ اتلاف انرژی ( $kW$ )	$E_D$
نرخ انرژی تغذیه‌شده به سیستم	$E_{supply}$
نرخ تورم	$f_r$
آنتالپی مخصوص ( $kJ/kg$ )	$h$
نرخ اصلاح‌شده تنزیل	$i_{ad}$
نرخ واقعی تنزیل بازار	$i_r$
هزینه چرخه زندگی (\$)	$LCC$
اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K یا $^{\circ}C$ )	$LMTD$
هزینه تعمیرات و نگهداری (\$)	$MC$
دبی جرمی ( $kg/s$ )	$\dot{m}$
هزینه‌های جاری (\$)	$OC$
فشار مطلق تخلیه از کمپرسور فشار بالا (kPa)	$P_{dis}$
فشار مطلق تخلیه از کمپرسور فشار پایین (kPa)	$P_{inc}$
فاکتور ارزش امروزی هزینه	$PWF$
نرخ انتقال حرارت ( $kW$ )	$Q$
آنتروپی مخصوص ( $kJ/kg/K$ )	$s$
دما (K یا $^{\circ}C$ )	$T$
ضریب کلی انتقال حرارت ( $kW/m/K$ )	$U$
توان تولیدی ( $kW$ )	$W$
غلظت مبرد	$X$
ضریب تأثیر مبدل حرارتی	علائم یونانی
راندمان شبکه انتقال انرژی الکتریکی (%)	$\epsilon$
راندمان انرژی ( $\eta$ )	$\eta_{EG}$
راندمان انرژی ( $\eta$ )	$\eta_{ex}$
راندمان ایزنتروپیک (%)	$\eta_{ise}$
راندمان پمپ (%)	$\eta_p$
راندمان نیروگاه (%)	$\eta_{PP}$
زیر نویس‌ها	
سیال سرد	$c$
مقدار معادل	$eq$
سیال گرم	$h$
ورودی به حجم کنترل	$in$
خروجی از حجم کنترل	$out$
حالت مرجع	$R$
کل (مجموع)	$tot$

جدول (پ-۱): معادلات اصلی حاکم بر مدل‌سازی انرژی و انرژی اجزای سیستم B (شکل ۳-الف)

معادلات بالانس انرژی	معادلات بقای جرم و انرژی	نام تجهیز (مخفف)
$ED_{eva} = \dot{m}_{CO_2}(e_{11} - e_1) + Q_{eva} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cold}}\right) + W_{fan.eva}$	$Q_{eva} = \dot{m}_{CO_2}(h_1 - h_{11})$	تبخیرکننده (EVA)
$ED_{LSHE} = \dot{m}_{CO_2}(e_1 - e_2) + \dot{m}_{CO_2}(e_9 - e_{10})$	$\varepsilon = \frac{C_1(T_2 - T_1)}{C_{min}(T_9 - T_1)}$ $(h_2 - h_1) = (h_9 - h_{10})$	مبدل حرارتی مکش-مایع (LSHE)
$ED_{com.1} = \dot{m}_{CO_2}(e_2 - e_3) + W_{com.1}$	$PR1 = \frac{P_3}{P_2}$ $\eta_{ise.1} = 0.76 - 0.0335 \times PR1$ $\eta_{ise.1} = \frac{h_{3.s} - h_2}{h_3 - h_2}$	کمپرسور مرحله اول (COM1)
$ED_{HRSG} = \dot{m}_{CO_2}(e_3 - e_4) + \dot{m}_{CO_2}(e_6 - e_7) + \dot{m}_{25}(e_{25} - e_{22})$	$W_{com.1} = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_2)$ $Q_{hrsg} = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_4 + h_6 - h_7) = Q_{rec}$	بویلر بازیاب حرارت (HRSG)
$ED_{inc} = \dot{m}_{CO_2}(e_4 - e_5) - Q_{inc} \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}}\right) + W_{fan.inc}$	$Q_{rec} = \dot{m}_{25}(h_{22} - h_{25})$ $Q_{inc} = \dot{m}_{CO_2}(h_4 - h_5)$	خنک‌کن میانی (INC)
$ED_{com.1} = \dot{m}_{CO_2}(e_2 - e_3) + W_{com.1}$	$PR2 = \frac{P_6}{P_5}$ $\eta_{ise.2} = 0.76 - 0.0335 \times PR2$ $\eta_{ise.2} = \frac{h_{6.s} - h_5}{h_6 - h_5}$	کمپرسور مرحله دوم (COM2)
$ED_{gac} = \dot{m}_{CO_2}(e_7 - e_8) - Q_{gac} \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}}\right) + W_{fan.gac}$	$W_{com.2} = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_2)$ $Q_{gac} = \dot{m}_{CO_2}(h_7 - h_8)$	خنک‌کن گاز (GAC)
$ED_{afc} = \dot{m}_{CO_2}(e_8 - e_9) + \dot{m}_{19}(e_{19} - e_{20})$	$Q_{afc} = \dot{m}_{CO_2}(h_8 - h_9) = \dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19})$	پس‌خنک‌کن (AFC)
$ED_{exp} = \dot{m}_{CO_2}(e_{10} - e_{11})$	$h_{10} = h_{11}$	شیر انبساط (EXP)
$ED_{abs} = \dot{m}_{14} \times e_{14} + \dot{m}_{20} \times e_{20} - \dot{m}_{21} \times e_{21} - Q_{abs} \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}}\right) + W_{fan.abs}$	$\dot{m}_{14} + \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21}$ $\dot{m}_{14} \times X_{14} + \dot{m}_{20} \times X_{20} = \dot{m}_{21} \times X_{21}$ $Q_{abs} = \dot{m}_{14} \times h_{14} + \dot{m}_{20} \times h_{20} - \dot{m}_{21} \times h_{21}$	ابزوربر (ABS)
$ED_{sev} = \dot{m}_{15} \times e_{15} - \dot{m}_{14} \times e_{14}$	$h_{14} = h_{15}$	شیر فشارشکن محلول (SEV)
$ED_{pump.1} = \dot{m}_{21}(e_{21} - e_{12}) + W_{pump.1}$	$h_{12} = h_{21} + \frac{v_{21}(P_{12} - P_{21})}{\eta_{pump}}$ $W_{pump.1} = \dot{m}_{21}(h_{12} - h_{21})$	پمپ محلول (پمپ ۱)
$ED_{SHE} = \dot{m}_{12}(e_{12} - e_{13}) + \dot{m}_{16}(e_{16} - e_{15})$	$\varepsilon = \frac{C_{12}(T_{13} - T_{12})}{C_{min}(T_{16} - T_{12})}$ $\dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{15})$	مبدل حرارتی محلول (SHE)
$ED_{gen} = \dot{m}_{13} \times e_{13} + \dot{m}_{23} \times e_{23} - \dot{m}_{16} \times e_{16} - \dot{m}_{17} \times e_{17} - \dot{m}_{24} \times e_{24}$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{16}$ $\dot{m}_{13} \times X_{13} = \dot{m}_{17} \times X_{17} + \dot{m}_{16} \times X_{16}$ $Q_{gen} = \dot{m}_{17} \times h_{17} + \dot{m}_{16} \times h_{16} - \dot{m}_{13} \times h_{13}$ $Q_{gen} = \dot{m}_{23}(h_{24} - h_{23})$	ژنراتور (GEN)
$ED_{con} = \dot{m}_{17}(e_{17} - e_{18}) - Q_{con} \left(1 - \frac{T_0}{T_{amb}}\right) + W_{fan.con}$	$Q_{con} = \dot{m}_{17}(h_{17} - h_{18})$	کندانسور (CON)
$ED_{rev} = \dot{m}_{18} \times e_{18} - \dot{m}_{19} \times e_{19}$	$h_{18} = h_{19}$	شیر انبساط مبرد (REV)
$ED_{boi} = \dot{m}_{22}(e_{22} - e_{23}) + Q_{boi} \left(1 - \frac{T_0}{T_{burner}}\right)$	$Q_{boi} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22})$	دیگ بخار (BOI)
$ED_{pump.2} = \dot{m}_{24}(e_{24} - e_{25}) + W_{pump.2}$	$h_{25} = h_{24} + \frac{v_{24}(P_{25} - P_{24})}{\eta_{pump}}$ $W_{pump.2} = \dot{m}_{24}(h_{25} - h_{24})$	پمپ سیستم بازیاب (پمپ ۲)

- [1] Ma, Y., Zhongyan, L. and Tian, H., "A Review of Transcritical Carbon Dioxide Heat Pump and Refrigeration Cycles", Energy, Vol. 55, pp. 156-172, 2013.
- [2] Tsamos, K.M., Ge, Y.T., Santosa, I., Tassou, S.A., Bianchi, G. and Mylona, Z., "Energy Analysis of Alternative CO<sub>2</sub> Refrigeration System Configurations for Retail Food Applications in Moderate and Warm Climates", Energy Conversion and Management, Vol. 150, pp. 822-829, 2017.
- [3] Baheta, A.T., Hassan, S., Reduana, A.R.B. and Woldeyohannes, A.D., "Performance Investigation of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle", Procedia CIRP, Vol. 26, pp. 482-485, 2015.
- [4] Sawalha, S., Karampour, M. and Rogstam, J., "Field Measurements of Supermarket Refrigeration Systems. Part I: Analysis of CO<sub>2</sub> Trans-Critical Refrigeration Systems", Applied Thermal Engineering, Vol. 87, pp. 633-647, 2015.
- [5] Pérez-García, V., Rodríguez-Muñoz, J.L., Ramírez-Minguela, J.J., Belman-Flores, J.M. and Méndez-Díaz, S., "Comparative Analysis of Energy Improvements in Single Transcritical Cycle in Refrigeration Mode", Applied Thermal Engineering, Vol. 99, pp. 866-872, 2016.
- [6] Bai, T., Yan, G. and Yu, J., "Performance Evolution on a Dual-Temperature CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Cycle With Two Cascade Ejectors", Applied Thermal Engineering, Vol. 120, pp. 26-35, 2017.
- [7] Gupta, D.K. and Dasgupta, M.S., "Performance of CO<sub>2</sub> Trans-Critical Refrigeration System with Work Recovery Turbine in Indian Context", Energy Procedia, Vol. 109, pp. 102-112, 2017.
- [8] Akbari, A.D. and Mahmoudi, S.M.S., "Thermoeconomic Performance and Optimization of a Novel Cogeneration System Using Carbon Dioxide as Working Fluid", Energy Conversion and Management, Vol. 145, pp. 265-277, 2017.
- [9] Bhattacharyya, S., Garai, A. and Sarkar, J., "Thermodynamic Analysis and Optimization of a Novel N<sub>2</sub>O-CO<sub>2</sub> Cascade System for Refrigeration and Heating", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1077-1084, 2009.
- [10] Yari, M. and Mahmoudi, S.M.S., "Thermodynamic Analysis and Optimization of Novel Ejector-Expansion TRCC (Transcritical CO<sub>2</sub>) Cascade Refrigeration Cycles (Novel Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle)", Energy, Vol. 36, pp. 6839-6850, 2011.
- [11] Polzota, A., D'Agaro, P. and Cortella, G., "Energy Analysis of a Transcritical CO<sub>2</sub> Supermarket Refrigeration System with Heat Recovery", Energy Procedia, Vol. 111, pp. 648-657, 2017.
- [12] Farsi, A., Ameri, M. and Mohammadi, S.M.H., "Combined Production of Distillated Water and Cooling by Application of Supercritical Carbon Dioxide Refrigeration in Multi-Effect-Desalination Systems", Modares Mechanical Engineering, Vol. 16, No. 12, pp. 525-533, 2016. (In Persian)
- [13] Farsi, A., Mohammadi, S.M.H. and Ameri, M., "Thermo-Economic Comparison of Three Configurations of Combined Supercritical CO<sub>2</sub> Refrigeration and Multi-Effect Desalination Systems", Applied Thermal Engineering, Vol. 112, pp. 855-870, 2017.
- [14] Llopis, R., Nebot-Andrés, L., Cabello, R., Sánchez, D. and Catalán-Gil, J., "Experimental Evaluation of a CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Plant with Dedicated Mechanical Subcooling", International Journal of Refrigeration, Vol. 69, pp. 361-368, 2016.
- [15] Dai, B., Liu, S., Zhu, K., Sun, Z. and Ma, Y., "Thermodynamic Performance Evaluation of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle Integrated With Thermoelectric Subcooler and Expander", Energy, Vol. 122, pp. 787-800, 2017.
- [16] Jamali, S., Yari, M. and Mohammadkhani, F., "Performance Improvement of a Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle Using Two-Stage Thermoelectric Modules in Sub-Cooler and Gas Cooler", International Journal of Refrigeration, Vol. 74, pp. 105-115, 2017.
- [17] Yari, M., Mohseni, R. and Akbari, P., "Energy and Exergy Analysis of a Combined Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration and Single Effect Lithium Bromide/Water Absorption Refrigeration Cycles", Proceedings of the Second International Conference on air conditioning and heating/cooling installations, Birjand, Iran, September 28, 2016. (in Persian)
- [18] Mohammadi, S.M.H., "Theoretical Investigation on Performance Improvement of a Low-Temperature Transcritical Carbon Dioxide Compression Refrigeration System by Means of an Absorption Chiller After-Cooler", Applied Thermal Engineering, Vol. 138, pp. 264-279, 2018.

- [۱۹] چهارطافی، محمود، علی‌زاده خارکشی، بهراد، «تحلیل انرژی و آگزژی یک سیستم تولید همزمان کوچک بر پایه پیل سوختی پلیمری برای سرمایه‌گذاری»، مجله مهندسی و مدیریت انرژی، شماره چهارم، صفحه ۳۴-۴۹، دانشگاه کاشان، زمستان ۹۴.
- [20] Iranmanesh, A. and Mehrabian, M.A., "Transient Characteristics of a Single-Effect Absorption Refrigeration Cycle", The Journal of Energy: Engineering & Management, Vol. 2, NO. 4, pp. 40-47, 1391.
- [21] Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M., *Thermal Design and Optimization*, pp. 121-131, New York: John Wiley & Sons, 1996.
- [22] Shah, R.K. and Sekulić, D.P., *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, pp. 114-119, New York: John Wiley & Sons, 2003.
- [23] Srinivasan, K., Sheahen, P. and Sarathy, C.S.P., "Optimum Thermodynamic Conditions for Upper Pressure Limits of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol. 33, pp. 1395-1401, 2010.
- [24] Dincer, I. and Rosen, M.A., *Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development*, Chaps 1 and 2, Oxford: Elsevier Publications, 2013.
- [25] Kaushik, S.C. and Arora, A., "Energy and Exergy Analysis of Single Effect and Series Flow Double Effect Water-LiBr Absorption Refrigeration System", International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 1247-1258, 2009.
- [26] Cavallini, A., Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E. and Zilio, C., "Two-Stage Transcritical Carbon Dioxide Cycle Optimisation: A Theoretical and Experimental Analysis", International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1274-1283, 2005.
- [27] Adewusi, S.A. and Zubair, S.M., "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems", Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 2355-2369, 2004.
- [28] Rezayan, O. and Behbahaninia, A., "Thermoeconomic Optimization and Exergy Analysis of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration Systems", Energy, Vol. 36, pp. 888-895, 2011.
- [29] Fazelpour, F. and Morosuk, T., "Exergoeconomic Analysis of Carbon Dioxide Transcritical Refrigeration Machines", International Journal of Refrigeration, Vol. 38, pp. 128-139, 2014.
- [30] Mosaffa, A.H., Garousi Farshi, L., Infante Ferreira, C.A. and Rosen, M.A., "Exergoeconomic and Environmental Analyses of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> Cascade Refrigeration Systems Equipped With Different Types of Flash Tank Intercoolers", Energy Conversion and Management, Vol. 117, pp. 442-453, 2016.
- [31] Guo-Yan, Z., Wu, E. and Shan-Tung, T., "Techno-Economic Study on Compact Heat Exchangers", International Journal of Energy Research, Vol. 32, pp. 1119-1127, 2008.
- [32] Garousi Farshi, L., Mahmoudi, S.M.S. and Rosen, M.A., "Exergoeconomic Comparison of Double Effect and Combined Ejector-Double Effect Absorption Refrigeration Systems", Applied Energy, Vol. 103, pp. 700-711, 2013.
- [33] Alelyani, S.M., Fette, W.N., Stechel, E.B., Doron, P. and Phelan, P.E., "Techno-Economic Analysis of Combined Ammonia-Water Absorption Refrigeration and Desalination", Energy Conversion and Management, Vol. 143, pp. 493-504, 2017.
- [34] Park, N.B., Park, S.Y., Kim, J.J., Choi, D.G., Yun, B.Y. and Hong, J.C., "Technical and Economic Potential of Highly Efficient Boiler Technologies in the Korean Industrial Sector", Energy, Vol. 121, pp. 884-891, 2017.
- [35] Blank, L. and Tarquin, A., *Engineering Economy*. Chap. 14, New York: McGraw-Hill, 2011.
- [36] Duffie, J.A. and Beckman, W.A., *Solar Engineering of Thermal Processes*, Chap. 11, New York: John Wiley and Sons, 2013.
- [37] Electricity tariffs and their general conditions, *Approved by the Ministry of Energy on 22 July 2016*. Accessed on 2 June 2018; <http://www.tariff.moe.gov.ir>. (in Persian)
- [38] Natural Gas tariff in 2014, Accessed on 7 July 2018; <http://www.nigc.ir>. (in Persian)
- [39] Judge, J., Hwang, Y. and Radermacher, R., "Results of Two Drop-In Replacement Refrigerants for HCFC-22", Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration, Hague, Netherlands, August 20-25, 1995.
- [40] Hwang, Y., "Potential Energy Benefits of Integrated Refrigeration System with Microturbine and Absorption Chiller", International Journal of Refrigeration, Vol. 27, pp. 816-829, 2004.
- [41] The Carbon Trust Reports, *Steam and High Temperature Hot water Boilers*, Published in the UK: March 2012.
- [42] Chen, Y. and Gu, J., "The Optimum High Pressure for CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Systems With Internal Heat Exchangers", International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp. 1238-1249, 2005.
- [43] Zhang, X.P., Fan, X.W., Wang, F.K. and Shen H.G., "Theoretical and Experimental Studies on Optimum Heat Rejection Pressure for a CO<sub>2</sub> Heat Pump System", Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 2537-2544, 2010.

- [44] U.S. Energy Information Administration (EIA) 2018. Accessed on June 2018; [www.eia.gov](http://www.eia.gov).  
Report, *Electric Power Monthly with Data for April*