

امکان‌سنجی استفاده از مبدل بازیاب حرارت در سیکل تبرید تراکمی بخار با آنالیز ترمودینامیکی، انتقال حرارت و اقتصادی

حامد مرتضوی بنی^۱، افشین احمدی ندوشن^{۲*}، مرتضی بیاره^۳

^۱ دانشجوی کارشناسی ارشد دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

mortazavi.h_2013@yahoo.com

^۲ دانشیار دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

ahmadi@eng.sku.ac.ir

^۳ استادیار دانشکده فنی مهندسی، دانشگاه شهرکرد، شهرکرد، ایران

m.bayareh@eng.sku.ac.ir

چکیده: معمولاً در سیکل‌های تبرید تراکمی از مبدل حرارتی مایع مکش بعد از کندانسور و قبل از شیر انبساط استفاده می‌شود. در این پژوهش با استفاده از مبدل بازیاب حرارتی بعد از کمپرسور و قبل از کندانسور، سعی در بررسی تأثیر استفاده از مبدل حرارتی در این روش شده است. بدین منظور، سیکل تبرید تراکمی بخار با مبدل حرارتی مایع مکش و مبدل بازیاب حرارتی و با استفاده از مبردهای تترافلوروواتان، تترافلوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳ تترافلوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳ و مبرد ایزوتروپ پنتافلوروواتان/تری‌فلوروواتان، از لحاظ ترمودینامیکی، انتقال حرارت و اقتصادی تحلیل شده است. سیکل تبرید تراکمی شبیه‌سازی شده دارای ظرفیت پایین است و مبدل‌های حرارتی کندانسور و اواپراتور مانند سیکل تبرید یخچال‌های خانگی از نوع هوا خنک با جابه‌جایی طبیعی هوا در نظر گرفته شده است. نتایج نشان دادند که با استفاده از مبدل بازیاب حرارت در سیکل تبرید تراکمی، کاهش محسوسی در سطوح کل مورد نیاز مبدل‌های حرارتی موجود در سیکل برای انتقال حرارت و همچنین کاهش در هزینه کل سیکل تبرید رخ می‌دهد. همچنین مبرد تترافلوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳ دارای بیشترین کاهش در مساحت کل مورد نیاز مبدل‌های حرارتی و هزینه کل سیستم است و برای استفاده در سیکل‌های تبرید تراکمی به‌جای مبرد تترافلوروواتان توصیه می‌شود.

واژه‌های کلیدی: سیکل تبرید تراکمی بخار، انرژی، انتقال حرارت، آنالیز اقتصادی، مبدل بازیاب حرارت.

۱. مقدمه

یانگ و هویه با استفاده از یک مبدل حرارتی مادون سردساز به بررسی عملکرد و آنالیز تخریب آگزرژی برای به‌دست‌آوردن دمای بهینه مادون سردسازی در سیستم‌های تبرید تراکمی بخار پرداختند. آن‌ها به‌صورت عددی، آنالیز تخریب آگزرژی و بهبود عملکرد سیستم‌های تبرید تراکمی بخار با سیال عامل‌های مختلف را بررسی کردند [۴].

هرمس با استفاده از مبدل حرارتی داخلی برای مافوق گرم و مادون سرد کردن مبرد در سیکل تبرید تراکمی، تأثیر کاهش دبی جرمی مبرد را با در نظر گرفتن سیال عامل‌های مختلف بررسی کرد. او با در نظر گرفتن ظرفیت سرمایش ثابت به‌عنوان تابع هدف و تغییر در فشار اواپراتور، به این نتیجه رسید که می‌توان دبی مبرد را با توجه به خواص ترموفیزیکی آن و شرایط کارکرد سیکل کاهش داد [۵].

جینگ‌هی و همکاران به مطالعه و مقایسه تجربی سیکل تبرید تراکمی با یک اواپراتور^۵ دو تکه (با دو سینک حرارتی^۶) در حالت‌های استقرار موازی و سری در مدار سیکل پرداختند. در حالت سری مشاهده شد که سینک حرارتی دوم دچار تأخیر در عملکرد می‌شود، درحالی‌که در حالت موازی، مبرد هنگام توزیع در دو سینک حرارتی دچار مشکل می‌شود. همچنین تحت شرایط آزمایشی مختلف، بازه ضریب عملکرد در ظرفیت تبرید یکسان صد وات برای حالت سری بین ۱/۸۱ تا ۳/۲۲ و برای حالت موازی بین ۱/۵۱ تا ۲/۹۲ است که این نشان‌دهنده بهینه‌تر بودن استفاده از حالت سری است [۶].

لی و همکاران به بررسی تأثیر تزریق مایع مبرد بعد از کندانسور به مخزن ذخیره (جداساز مایع و بخار مبرد) قبل از کمپرسور بر روی یک سیستم تبرید تراکمی که در نسبت تراکم بالا کار می‌کرد، پرداختند. نتایج نشان داد که با تزریق نسبت حجمی مایع به حجم کل مبرد ورودی به کمپرسور تا ۱۰ درصد ضریب عملکرد سیستم افزایش می‌یابد و در نسبت‌های بیشتر از ۱۰ درصد ضریب عملکرد کاهش می‌یابد [۷].

ژیائوهویی‌شی و همکاران با ارائه یک سیکل تبرید تراکمی ترکیبی برای بازیابی انرژی اتلافی در شیر انبساط و استفاده از این انرژی در کمپرسور سیکل جانبی جهت مادون سردسازی مبرد سیکل اصلی، به بررسی ضریب عملکرد این سیکل و مقایسه با ضریب عملکرد دو سیکل متداول تبرید تراکمی دیگر پرداختند. یکی از این دو سیکل متداول سیکل ساده مادون سردسازی و دیگری سیکل ساده بازیابی انرژی اتلافی شیر انبساطی بودند. نتایج افزایش چشمگیری در ضریب عملکرد سیکل ترکیبی در مقایسه با دو سیکل دیگر نشان داد [۸].

سیکل تبرید در تولید سرمایش، کاربردهای بسیار زیادی در موارد صنعتی و غیرصنعتی و همچنین علوم مهندسی دارد. از جمله موارد استفاده از تبرید عبارت‌اند از: نگهداری مواد غذایی و فاسدشدنی، بیمارستان‌ها، تهویه مطبوع و خنک‌سازی فضای داخلی ساختمان‌ها، فرایندهای صنایع غذایی همچون لبنیات و محصولات کشاورزی، صنایع شیمیایی و نفتی، تولید گاز مایع شده^۱، تکنولوژی کرایونیک^۲ برای تولید اکسیژن و نیتروژن خالص در حجم زیاد به روش تقطیر جزء به جزء برای استفاده در کارخانه‌های فولادسازی و ذوب آهن و... سیکل‌های تبرید به‌طور کلی به دو دسته چیلرهای تراکمی و چیلرهای جذبی تقسیم‌بندی می‌شوند. در این بین، سیکل تبرید تراکمی دارای اهمیت خاص و کاربرد گسترده‌تری است. از آنجایی که سیکل تبرید تراکمی دارای کاربردهای بسیار زیادی در مصارف صنعتی و تجاری و حتی خانگی می‌باشد، همواره این سیکل‌ها مورد توجه دانشمندان و مهندسان بوده است. تاکنون طیف وسیعی از پژوهش‌ها و مطالعات بر روی سیکل‌های تبرید تراکمی انجام شده است.

هاشمی و همکاران به طراحی و ساخت یک نمونه پمپ حرارتی و بررسی عملکرد این پمپ در شرایط کاری مختلف پرداختند. در نهایت با نصب یک پمپ حرارتی در یک ساختمان نمونه، عملکرد دستگاه در شرایط کارکرد واقعی را ارزیابی کردند. نتایج نشان دادند که ضریب عملکرد پمپ حرارتی با توجه به تغییر دمای خروجی آب خروجی از کندانسور، بین ۴ تا ۷ تغییر می‌کند [۱].

علوی و همکاران با ترکیب یک میکروتوربین گازی، سرمایش جذبی و رانکین آلی یک سیستم تولید سه‌گانه ارائه کردند. سپس با مدل تحلیل آگزرژی و اقتصادی برای هریک از اجزای سیکل به شبیه‌سازی و بهینه‌سازی آگزرژی - اقتصادی سیکل مذکور پرداختند [۲].

سلباس و همکاران به تحلیل آگزرژی^۳ یک سیکل تبرید تراکمی شامل فرایندهای مافوق گرم شدن در اواپراتور و مادون سرد شدن در کندانسور پرداختند. آن‌ها با استفاده از روش بهینه‌سازی ترموکانونومیک^۴ مبتنی بر تحلیل آگزرژی، اجزای مختلف حرارتی سیکل نظیر کندانسور و اواپراتور را برای مبردهای مختلف بررسی و سطح تبادل حرارت بهینه متناظر با دمای مافوق گرم و مادون سرد برای مبدل‌های حرارتی را ارائه کردند [۳].

1. LNG
2. Cryogenic
3. Exergy
4. Thermoeconomic

5. Evaporator
6. Heat Sink

دفع شدن در کندانسور در خود سیکل باقی خواهد ماند. در ابتدا با تحلیل ترمودینامیکی سیکل مورد نظر، کارایی دو سیکل از لحاظ بازده انرژی و ضریب عملکرد مقایسه خواهد شد، سپس با آنالیز حرارتی سیکل به بررسی میزان کل سطوح مورد نیاز مبدل‌های حرارتی در دو سیکل پرداخته خواهد شد. در نهایت با استفاده از تحلیل اقتصادی به بررسی دو سیکل از لحاظ هزینه کل تمام شده در سال برای هر سیکل و همچنین درصد کاهش هزینه در سیکل با بازیاب حرارت نسبت به سیکل معمولی پرداخته خواهد شد. شبیه‌سازی سیکل با کدنویسی معادلات حاکم بر ترمودینامیک، انتقال حرارت و ترموآکونومیک مسئله در نرم‌افزار EES انجام شده است.

۲. شرح سیکل

در شرایط واقعی باید سیال ورودی به کمپرسور در حالت بخار مافوق گرم (بخار خشک) باشد تا از عدم ورود رطوبت به کمپرسور مطمئن شویم چرا که ورود رطوبت به کمپرسور خسارات شدیدی وارد می‌کند و باعث افزایش شدید انرژی مصرفی کمپرسور می‌شود. این کار، امری اجتناب‌ناپذیر است و در همه سیستم‌های تبرید به‌نوعی وجود دارند.

در شکل (۱) طرح‌واره سیکل‌های مورد بررسی آورده شده است. استفاده از مبدل بازیاب حرارت به‌جای مبدل حرارتی معمولی این امکان را فراهم می‌کند که در عین حال که سیال بعد از اواپراتور مافوق گرم خواهد شد، مقداری از انرژی که باید در کندانسور دفع می‌شد، به خود سیکل بازگردانده شود. در این صورت به کندانسور با ظرفیت پایین‌تری احتیاج است.

شبیه‌سازی سیکل‌های تبرید با استفاده از مبدل‌های ترافلوئورواتان^۱، ترافلوئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳^۲، ترافلوئوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳^۳ و مبرد ایزوتروپ پنتافلوئورواتان/تری‌فلوئورواتان^۴ انجام شده است. تمامی این مبردها غیرسمی و بدون پتانسیل تخریب لایه^۵ اوزون هستند. مبرد ترافلوئورواتان، مبرد رایج مورد استفاده در اکثر سیکل‌های تبرید از جمله یخچال‌هاست. در این بین مبدل‌های ترافلوئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳^۱ ترافلوئوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳^۲ دارای پتانسیل گرمایش جهانی^۶ بسیار کمتر و خواص ترموفیزیکی بهتر از ترافلوئورواتان هستند و از آنجا که بیشترین سازگاری را با مبرد

ساگ و همکاران تأثیر استفاده از اجکتور به‌جای شیر انبساطی را در سیکل تبرید تراکمی پایه در شرایط محیطی و ظرفیت تبرید یکسان به‌صورت تجربی مطالعه و بررسی کردند. آن‌ها با کمک نرم‌افزار EES^۱ به آنالیز انرژی و انرژی سیکل تحت سیال عامل ترافلوئورواتان پرداختند. آن‌ها مهم‌ترین عامل تخریب انرژی را کمپرسور سیستم شناسایی کردند. همچنین استفاده از اجکتور به‌جای شیر انبساطی باعث ۳۹ تا ۴۲ درصد بازیابی در کار، ۶/۶ تا ۱۱/۲۴ درصد بهبود در راندمان انرژی و ۷/۳۴ تا ۱۲/۸۷ درصد بهبود در ضریب عملکرد سیستم است [۹].

مولس و همکاران و یاتاگانابا و همکاران مبردهای ترافلوئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳^۱ و ترافلوئوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳^۲ با پتانسیل گرمایش جهانی کمتر را برای جایگزینی مبرد ترافلوئورواتان پیشنهاد دادند. مولس و همکاران با آنالیز تئوری به بررسی جایگزینی مبردها در یک سیکل تبرید تراکمی ساده پرداختند. نتایج نشان داد که بهترین حالت عملکرد سیکل استفاده از اجکتور به‌عنوان شیر انبساط می‌باشد. همچنین اضافه کردن مبدل حرارتی داخلی به سیکل با اجکتور باعث کاهش ضریب عملکرد و در عین حال افزایش قابل توجهی در ظرفیت تبرید سیکل می‌شود [۱۰-۱۱]. یاتاگانابا و همکاران با آنالیز انرژی بزرگ‌ترین عامل تخریب انرژی را مانند ساگ و همکاران کمپرسور سیستم شناسایی کردند. سپس با کدنویسی و شبیه‌سازی مسئله در نرم‌افزار ایز به مطالعه و بررسی تأثیر تغییرات دمای اواپراتور و کندانسور در نرخ تخریب انرژی و بازده انرژی پرداختند. نتایج نشان داد که بیشترین بازده انرژی با استفاده از مبرد ترافلوئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳^۱ و ترافلوئورواتان حاصل می‌شود [۹-۱۰]. همان‌طور که ذکر شد، تاکنون طیف وسیعی از پژوهش‌ها و مطالعات بر روی سیکل‌های تبرید تراکمی انجام شده است. در بسیاری از پژوهش‌های انجام گرفته تأثیر مافوق گرم کردن و مادون سرد شدن سیال عامل سیکل با استفاده از وسایل و روش‌ها مختلفی را بررسی کردند. در تحقیق حاضر تأثیر استفاده از مبدل بازیاب حرارت به‌جای مبدل‌های معمولی مایع مکش مورد تجزیه و تحلیل و بررسی قرار گرفته است. سیال مبرد بعد از کمپرسور به کندانسور برای دفع حرارت به محیط هدایت می‌شود. این ایده در واقع بر این اصل استوار است که سیال عامل سیکل که کار فشرده‌سازی از کمپرسور را دریافت کرده و دما و فشار و همچنین سطح انرژی آن بالا رفته است، بخشی از انرژی حرارتی خود را برای مافوق گرم کردن سیال خروجی از اواپراتور صرف می‌کند. در این صورت مقداری از انرژی سیال به‌جای

2. R134a

3. R1234ze

4. R1234yf

5. R507A

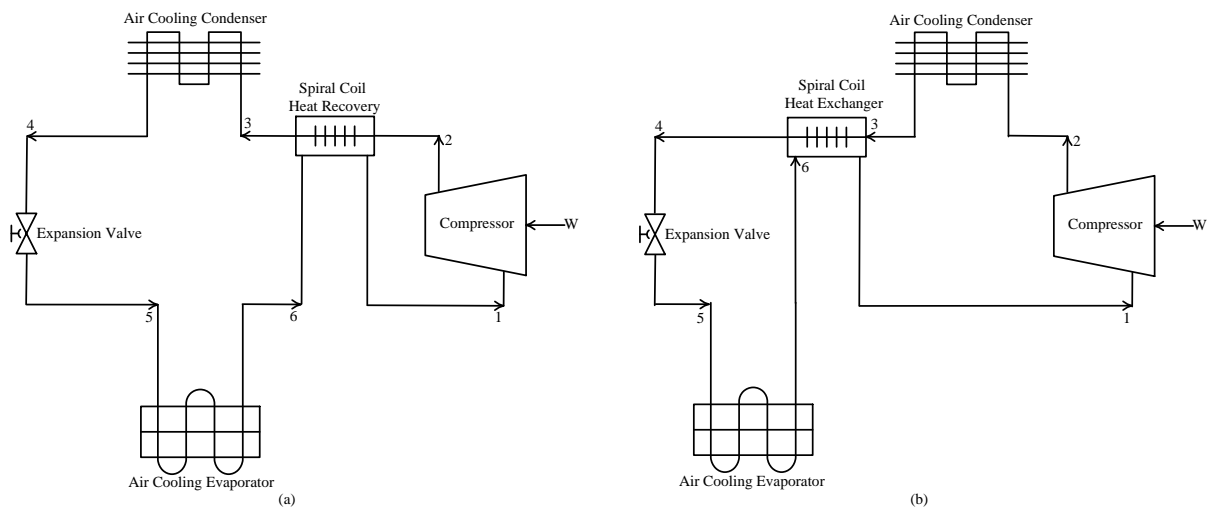
6. ODP: Ozone Depletion Potential

7. GWP: Global Warming Potential

1. EES: Engineering Equation Solver

توصیه می‌شود. برای مدل‌سازی سیکل فرضیات زیر انجام شده است:

تترافلوئورواتان دارند، برای جایگزینی با این مبرد در سیکل‌های فعلی



شکل (۱): الف. سیکل تبرید تراکمی بخار با مبدل بازایاب حرارتی؛ ب. سیکل تبرید تراکمی با مبدل حرارتی

حالت پایا و آگرزری جریانی روبه‌رو هستند. بنابراین معادلات موازنه جرم، انرژی و آگرزری به صورت زیر قابل بیان است [۱۲]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i + \dot{Q} = \sum \dot{m}_e h_e + \dot{W} \quad (2)$$

$$\sum \dot{E}x_i + \sum (1 - \frac{T_0}{T_s}) \dot{Q}_s = \sum \dot{E}x_e + \dot{W} + \dot{I} \quad (3)$$

در این روابط، h انتالپی، \dot{Q} نرخ انتقال حرارت، \dot{W} نرخ کار و \dot{I} نرخ بازگشت‌ناپذیری یا همان تخریب آگرزری است. در رابطه پایستگی آگرزری، $(1 - \frac{T_0}{T_s}) \dot{Q}_s$ مقدار آگرزری انتقال حرارت است. آگرزری انتقال حرارت از سطح کنترل، برابر کار ماکزیمم قابل حصول از انرژی حرارتی \dot{Q}_s منتقل شده در دمای T_s است. این ترم از معادله موازنه آگرزری فقط در دستگاه‌های شامل انتقال حرارت با محیط (مبدل حرارتی) نظیر کندانسور و اوپراتور وجود خواهد داشت و در فرایندهای آدیاباتیک که نرخ انتقال حرارت صفر در نظر گرفته می‌شود، مانند کمپرسور این ترم از معادله موازنه آگرزری، از معادله حذف خواهد شد. Ex آگرزری جریانی ترموفیزیکی است و با رابطه زیر به دست می‌آید:

$$Ex = h - h_0 - T_0 (s - s_0) \quad (4)$$

نرخ تخریب آگرزری بر اساس قضیه گوی استودولا^[۱۳] قابل محاسبه است. این قضیه بیان می‌کند که نرخ تخریب آگرزری برابر بازگشت‌ناپذیری در سیستم است که بازگشت‌ناپذیری در سیستم از

۱. تمامی فرایندهای موجود در سیکل از نوع فرایند حالت پایا جریان پایا^۱ هستند. از اثرات انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل صرف‌نظر گردیده، همچنین تلفات حرارتی و افت فشار در سیستم ناچیز فرض شده است.

۲. دمای اشباع کندانسور 40°C و شرایط محیطی دمای 25°C و فشار 101 kpa در نظر گرفته شده است.

۳. مبدل بازایاب حرارتی و مبدل مایع مکش به صورت کویل مارپیچی^۲ در نظر گرفته شده‌اند و فقط داری انتقال حرارت داخلی هستند.

۴. سیکل تبرید تراکمی با ظرفیت پایین با کندانسور و اوپراتور هوای خنک با جابه‌جایی طبیعی مد نظر است. قطر داخلی لوله‌های کندانسور 5 mm و قطر داخلی لوله‌های اوپراتور 8 mm در نظر گرفته شده است. جنس لوله‌ها مسی و در سمت هوا بدون رسوب هستند و ضخامت جداره لوله‌ها 1 mm فرض شده است.

۵. اختلاف دمای اوپراتور و محیط سردشونده 10°C و میزان مافوق گرم شدن سیال خروجی از مبدل حرارتی 5°C است.

۶. ضریب تصحیح برای تمام مبدل‌های حرارتی 0.9 در نظر گرفته شده است.

۳. مدل‌سازی سیکل

۱.۳. آنالیز ترمودینامیکی

روابط حاکم بر مسئله همان روابط بقای جرم، بقای انرژی و بقای آگرزری می‌باشند. در سیکل تبرید تراکمی با فرایندهای جریان پایا،

1. SSSF: Steady State Steady Flow
2. Spiral Coil

3. Gouy Stodola

سیکل به کار مصرفی کمپرسور تعریف می‌شود و با استفاده از رابطه (۸) محاسبه می‌شود:

$$COP = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{W}} \quad (۸)$$

۲.۳. آنالیز انتقال حرارت

برای مدل‌سازی مبدل‌های حرارتی موجود در دو سیکل مورد بحث، از روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی^۲ استفاده شده است. روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی، روشی ایده‌نال و مناسب برای مبدل‌هایی است که دماهای ورودی و خروجی سیال سرد و گرم قابل محاسبه و معلوم باشند. روش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی به صورت رابطه زیر بیان می‌شود [۱۶]:

$$\dot{Q} = F_c UA \Delta T_{LMTD} \quad (۹)$$

از رابطه (۹) برای محاسبه سطوح کل مورد نیاز در مبدل‌های حرارتی دو سیکل استفاده شده است. در این رابطه، \dot{Q} نرخ انتقال حرارت مبدل حرارتی، F_c ضریب تصحیح، U ضریب کل انتقال حرارت بر مبنای سطح خارجی، A سطح مورد نیاز برای انتقال حرارت و ΔT_{LMTD} اختلاف دمای متوسط لگاریتمی است که از رابطه (۱۰) محاسبه می‌شود:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h_i} - T_{c_o}) - (T_{h_o} - T_{c_i})}{\ln \left[\frac{(T_{h_i} - T_{c_o})}{(T_{h_o} - T_{c_i})} \right]} \quad (۱۰)$$

در رابطه (۱۰)، T_{h_i} و T_{h_o} به ترتیب دمای سیال گرم در ورود و خروج از مبدل حرارتی و T_{c_i} و T_{c_o} به ترتیب دمای سیال سرد در ورود و خروج از مبدل حرارتی است. از رابطه (۱۱) برای محاسبه ضریب کل انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی استفاده شده است [۱۷]:

$$U = \left(\frac{1}{h_o} + F_o + \left(\frac{D_o}{2k_w} \right) \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right) + \left(\frac{D_o}{D_i} \right) F_i + \left(\frac{D_o}{D_i} \right) \left(\frac{1}{h_i} \right) \right)^{-1} \quad (۱۱)$$

در رابطه (۱۱)، F_o و F_i به ترتیب ضریب رسوب داخلی و خارجی مبدل حرارتی، D_o و D_i قطر داخلی و خارجی لوله‌ها، h_i و h_o ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی سیال داخلی و خارجی مبدل حرارتی و k_w ضریب هدایت حرارت جداره لوله‌هاست. با اعمال روابط فوق به مبدل‌های حرارتی سیستم می‌توان مقدار سطح مورد نیاز برای تبادل حرارت هر جزء را به دست آورد و سپس با جمع این مقادیر سطوح کل انتقال حرارت برای سیکل را محاسبه کرد.

مجموع کل اتروپی تولیدی در سیستم و شار اتروپی حاصل از انتقال حرارت در سیستم به دست می‌آید. این قضیه مطابق رابطه (۵) بیان می‌شود:

$$\dot{E}x_{dest} = \dot{I} = T_0 \dot{S}_{gen} = T_0 [(\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i) - \sum \frac{\dot{Q}_s}{T_s}] \quad (۵)$$

در روابط بالا، s اتروپی و \dot{S}_{gen} نرخ تولید اتروپی است. اندیس 0 در روابط به مفهوم شرایط محیطی یا حالت مرده^۱ است. قضیه گوی استودولا با استفاده از معادله (۳) برای حجم کنترل اثبات می‌شود. با بسط معادلات موازنه جرم، انرژی و انرژی برای اجزای مختلف سیکل، می‌توان روابط پایه برای محاسبه نرخ انتقال حرارت مبدل‌های حرارتی، کار مصرفی کمپرسور و تخریب انرژی در چرخه تبرید تراکمی را به دست آورد [۱۴]. با توجه به قسمت الف شکل (۱) رابطه انرژی و تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیکل در جدول (۱) آورده شده است.

جدول (۱): روابط انرژی و تخریب انرژی برای اجزای مختلف سیکل

اجزای سیکل	موازنه انرژی	تخریب انرژی
کمپرسور	$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$	$\dot{I} = \dot{m}T_0(s_2 - s_1)$
کندانسور	$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_4)$	$\dot{I} = \dot{m}T_0(s_4 - s_3 + \frac{q_H}{T_0})$
اوپراتور	$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_6 - h_5)$	$\dot{I} = \dot{m}T_0(s_6 - s_5 - \frac{q_L}{T_L})$
شیر انبساط	$h_4 = h_5$	$\dot{I} = \dot{m}T_0(s_5 - s_4)$
بازیاب حرارتی	$h_3 - h_2 = h_1 - h_6$	$\dot{I} = \dot{m}T_0(s_1 + s_3 - s_2 - s_6)$

می‌توان بازده آیزنتروپیک کمپرسور را با استفاده از نسبت فشار کمپرسور به صورت رابطه (۶) محاسبه کرد [۱۵]. همچنین بازده انرژی سیکل به صورت نسبت انرژی خروجی از سیکل به کل انرژی ورودی به سیکل تعریف می‌شود و از رابطه (۷) به دست می‌آید:

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.0135 \frac{P_2}{P_1} \quad (۶)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_{\dot{Q}_L}}{\dot{W}} = \left(1 - \frac{\dot{E}x_{des, total}}{\dot{W}} \right) \quad (۷)$$

در رابطه (۷)، $\dot{E}x_{des, total}$ مجموع تخریب انرژی تمام اجزای سیستم و $\dot{E}x_{\dot{Q}_L}$ انرژی خروجی از اوپراتور است. در سیکل‌های تبرید ضریب عملکرد به صورت نسبت سرمایه‌گذاری از اوپراتور

2. LMTD: Logarithmic Mean Temperature Difference

1. Dead State

۳.۳. آنالیز اقتصادی

در آنالیز اقتصادی با در نظر گرفتن همزمان پارامترهای ترمودینامیکی و انتقال حرارت و با استفاده از روابط ترموآکونومیکی مربوط، اقدام به محاسبه توابع هزینه‌های هر جزء در سیکل حرارتی می‌شود. رابطه بین هزینه‌های هر جزء و تابع هزینه کل سیکل حرارتی، به صورت زیر است [۱۸]:

$$C_{Total} = \sum C_i \dot{E}x_i + CRF \sum Z_j \quad (12)$$

در این رابطه، C_i هزینه واحد انرژی ورودی از منابع خارجی است که در اینجا فقط الکتریسیته مصرفی کمپرسور منظور می‌شود. $\dot{E}x_i$ نرخ انرژی، Z_j نرخ هزینه‌های اولیه و هزینه‌های مربوط به نگهداری و تعمیرات اجزای سیستم، CRF ضریب بازیافت سرمایه و C_{Total} هزینه کل سیستم حرارتی است. هزینه‌های اولیه شامل هزینه خرید مبدل‌های حرارتی، کمپرسور، شیر انبساطی، مبرد و لوله‌های رابط و سایر هزینه‌های ساختاری سیستم است. برای محاسبه هزینه کل سیکل نیاز به محاسبه ضریب بازیافت سرمایه است. ضریب بازیافت سرمایه از رابطه (۱۳) محاسبه می‌شود [۱۸ و ۱۹]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (13)$$

در رابطه (۱۳)، i نرخ بهره سالانه و n تعداد سال عمر مورد انتظار کارکرد سیکل تبرید است. برای محاسبه هزینه اولیه کمپرسور، از رابطه والرو استفاده شده است [۲۰]. در این رابطه γ_1 و γ_2 ثابت‌های عددی هستند که بر اساس نوع کمپرسور و قیمت‌های موجود در بازار تعیین می‌شوند. در این تحقیق، برای کمپرسور ظرفیت پایین این ثابت‌ها به ترتیب ۳۹/۵ و ۰/۹ مطابق منبع [۲۱] در نظر گرفته شده است:

$$Z_{comp} = \frac{\gamma_1 \dot{m}}{(\gamma_2 - \eta_{is})} \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (14)$$

با استفاده از رابطه (۱۵)، هزینه سرمایه‌گذاری اولیه تمامی مبدل‌های حرارتی موجود در سیکل به دست می‌آید. این رابطه به صورت تابعی از سطح تبادل حرارت در مبدل حرارتی ارائه شده است [۲۲]:

$$Z_k = 516.621A_k + 268.45 \quad (15)$$

با استفاده از روابط (۱۲-۱۵) می‌توان تابع هزینه کل سیستم را به صورت زیر محاسبه کرد:

$$C_{Total} = CRF \phi (Z_{comp} + Z_{evap} + Z_{cond} + Z_H) + t_{op} C_1^{el} \dot{W} \quad (16)$$

در این رابطه، Z_H هزینه سرمایه‌گذاری اولیه مبدل حرارتی داخلی در هر سیکل (مبدل بازیاب یا معمولی)، C_1^{el} قیمت الکتریسیته مصرفی کمپرسور و t_{op} تعداد ساعات کارکرد سیستم سال است. هزینه‌های مربوط به نگهداری و تعمیرات اجزای سیستم معمولاً به صورت کسری از هزینه‌های مربوط به سرمایه‌گذاری اولیه در نظر گرفته می‌شود. بدین منظور از ضریب نگهداری ϕ در تابع کل هزینه‌ها استفاده شده است. در تحقیق حاضر $n=10$ ، $i=0.15$ ، $t_{op}=5000$ (hr)، هزینه الکتریسیته مصرفی 0.075 (\$/KWh) و ضریب نگهداری $1/0.6$ بر اساس منابع [۱۸، ۲۳ و ۲۴] در نظر گرفته شده است. بر اساس منبع [۲۵] هزینه‌های مربوط به شیر انبساطی، مبرد و لوله‌های رابط و سایر هزینه‌های ساختاری سیستم را می‌توان به صورت 0.84 درصد هزینه کل سرمایه‌گذاری اولیه در نظر گرفت. به منظور مقایسه بهتر دو سیکل مورد بحث روابط (۱۷-۱۹) استفاده شده است. این روابط به ترتیب بیانگر نسبت ضریب عملکرد دو سیکل، درصد کاهش سطح کل انتقال حرارت مورد نیاز دو سیکل و درصد کاهش در تابع هزینه کل دو سیکل مورد نظر هستند.

$$COP_{Ratio} = \frac{COP_{H,Ex}}{COP_{H,Re}} \quad (17)$$

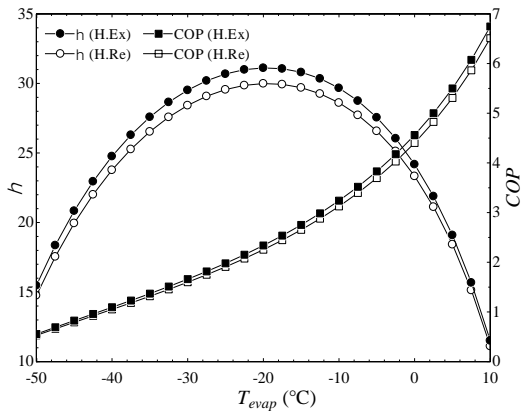
$$A_{Ratio} = \frac{A_{Total,H,Ex} - A_{Total,H,Re}}{A_{Total,H,Re}} \times 100 \quad (18)$$

$$C_{Ratio} = \frac{C_{Total,H,Ex} - C_{Total,H,Re}}{C_{Total,H,Re}} \times 100 \quad (19)$$

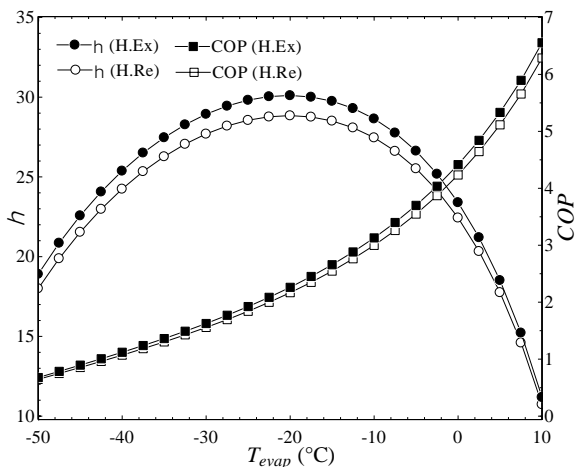
در روابط فوق، اندیس H.Ex معرف سیکل با مبدل حرارت معمولی و اندیس H.Re معرف سیکل با مبدل بازیاب حرارت است. روابط ارائه شده با کدنویسی در نرم‌افزار این برای سیکل تبرید تراکمی شبیه‌سازی شده و سپس تحلیل ترمودینامیکی و انتقال حرارت و اقتصادی سیکل انجام شده است. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی مبردهای مورد بحث و ضرایب انتقال حرارت برای سمت مبرد و سمت هوا، از توابع کتابخانه‌ای موجود در نرم‌افزار استفاده شده است.

۴. نتایج

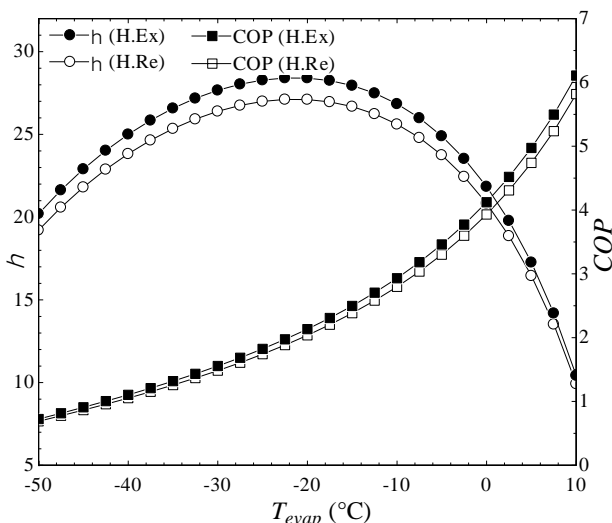
با به‌کارگیری قانون اول ترمودینامیک، می‌توان به تحلیل انرژی سیکل و به‌دست‌آوردن ضریب عملکرد چیلر تراکمی پرداخت؛ اما قانون اول ترمودینامیک، انرژی‌های مختلف را فقط از لحاظ کمی ارزیابی می‌کند و یک تعریف از انرژی بر اساس ماهیت مقداری بیان می‌کند. قانون اول ترمودینامیک هیچ محدودیتی در مورد مسیر فرایندها و انتقال کار و گرما قائل نمی‌شود. از این رو با به‌کارگیری قانون دوم تعریف جامع‌تری از انرژی بیان شده و کاستی‌های قانون اول رفع گردیده است. تحلیل



شکل (۳): تغییرات درصد بازده آگزرژی و ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور (مبرد تترافلئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳)

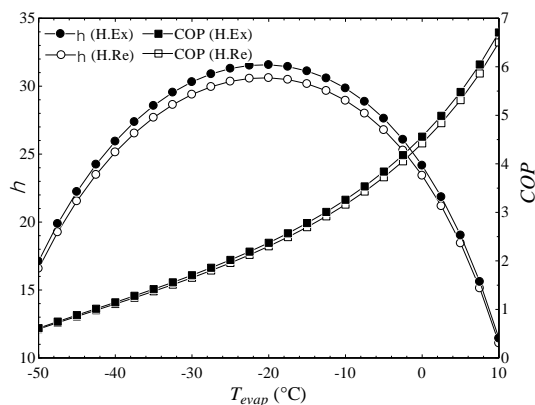


شکل (۴): تغییرات درصد بازده آگزرژی و ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور (مبرد تترافلئوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳)

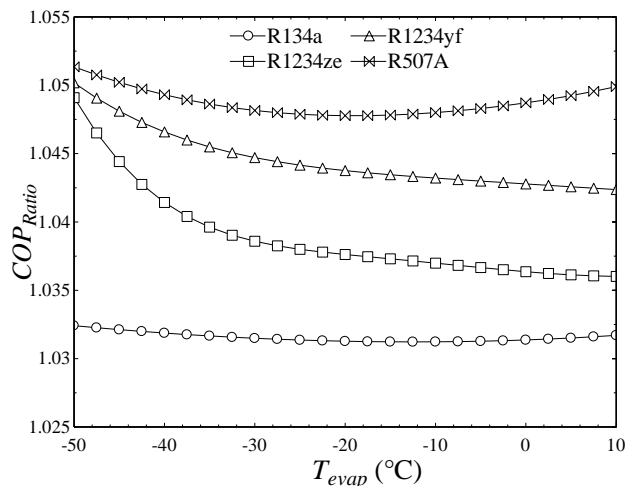


شکل (۵): تغییرات درصد بازده آگزرژی و ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور (مبرد پنتافلئورواتان/تری فلئورواتان)

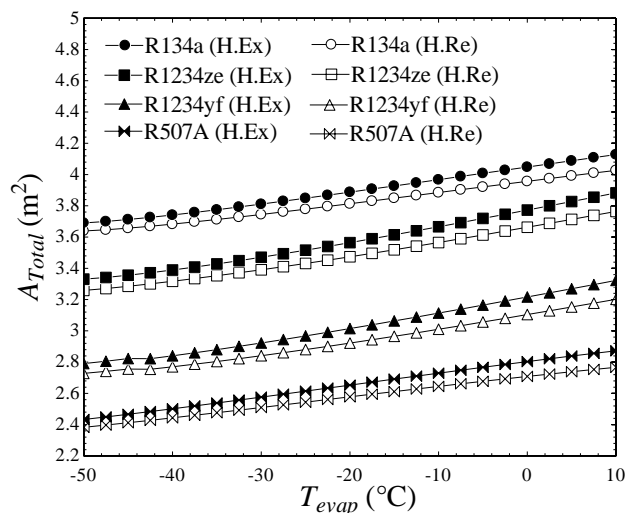
آگزرژی با به کارگیری همزمان قانون اول و قانون دوم به تعریف جامع تری از مفهوم انرژی از لحاظ ماهیت کیفی پرداخت. با استفاده از مفهوم آگزرژی می توان به شناخت واضح تری از سطوح انرژی در سیکل ترمودینامیکی دست پیدا کرد. تحلیل آگزرژی با ادغام قانون اول و دوم ترمودینامیک و ارائه یک تعریف از انرژی بر اساس ماهیت کیفی، این امکان را فراهم آورد که با استفاده از مفهوم دسترس پذیری یا همان کیفیت انرژی کارایی اجزای مختلف سیکل ترمودینامیکی، راه های افزایش راندمان، شناسایی بازگشت ناپذیری ها و تعیین محل تولید بیشترین تخریب آگزرژی و راه های جلوگیری از تخریب آگزرژی و کاهش بازگشت ناپذیری ها به طور مؤثر و مطلوب تری بررسی و تحلیل گردد. در شکل های (۲-۵) نمودار تغییرات درصد ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل بر حسب دمای اواپراتور به ترتیب برای چهار مبرد تترافلئورواتان، تترافلئوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳-، تترافلئوروپروپیلن-۲،۳،۳،۳- و مبرد ایزوتروپ پنتافلئورواتان/تری فلئورواتان مشاهده می شود. با توجه به نمودارها می توان دریافت که با افزایش دمای اواپراتور به دلیل تقلیل توان مصرفی کمپرسور ضریب عملکرد سیکل بدون هیچ محدودیتی در حال افزایش است. بنابراین در اینجا می توان به ضعف قانون اول ترمودینامیک در تحلیل عملکرد سیستم پی برد. این در حالی است که بازده آگزرژی ابتدا افزایش و سپس کاهش می یابد. از تحلیل آگزرژی می توان دریافت که در یک محدوده دمایی معین برای اواپراتور، سیکل دارای عملکرد بهینه و بیشترین مقدار در بازده آگزرژی است. دلیل این امر این است که در دمای خیلی پایین نسبت به دمای مرجع و همچنین در دماهای نزدیک به دمای مرجع برای اواپراتور، عملکرد سیکل از لحاظ کیفیتی دچار تزلزل و اختلال می شود.



شکل (۲): تغییرات درصد بازده آگزرژی و ضریب عملکرد بر حسب دمای اواپراتور (مبرد تترافلئورواتان)



شکل (۶): نسبت ضریب عملکرد دو سیکل بر حسب دمای اواپراتور

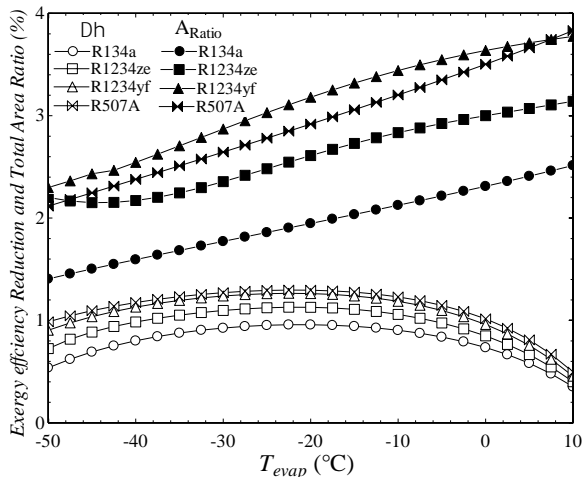


شکل (۷): تغییرات سطح کل مبدل‌های حرارتی بر حسب دمای اواپراتور

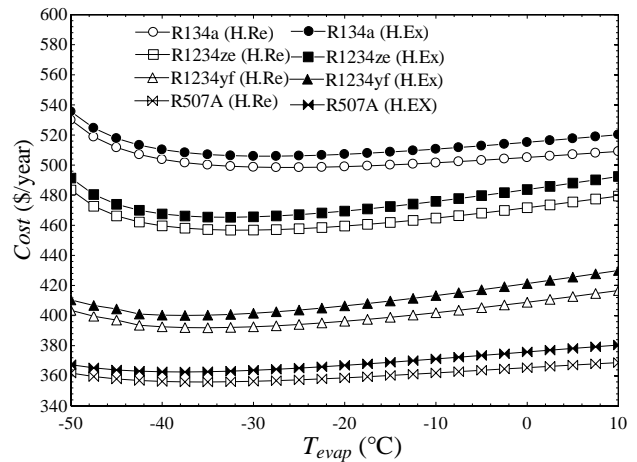
در شکل (۸)، نمودار تغییرات هزینه کل در دو سیکل بر حسب تغییرات دمای اواپراتور آورده شده است. از آنجا که سطح کل مورد نیاز برای مبدل‌های حرارتی سیکل در نتایج تحلیل اقتصادی و مقادیر تابع هزینه کل تأثیر مستقیم دارد، ملاحظه می‌شود که استفاده از مبرد تترافلوروواتان بیشترین هزینه و مبرد ایزوتروپ پنتافلوروواتان/تری‌فلوروواتان کمترین هزینه در سیکل تبرید تراکمی را در بر دارد. همچنین بیشترین کاهش در مقدار درصدی هزینه‌ها در استفاده از مبرد تترافلوروپروپیلن-۳،۳،۱ مشاهده می‌شود.

با توجه به شکل‌های (۲-۵) همان‌طور که ملاحظه می‌شود، مقدار ضریب عملکرد و درصد بازده آگزرژی برای سیکل با مبدل حرارتی مایع مکش به میزان جزئی از سیکل با مبدل بازیاب حرارت بیشتر است. کاهش جزئی در بازده آگزرژی سیکل با مبدل بازیاب حرارتی به دلیل تخریب آگزرژی بیشتر مبدل بازیاب حرارتی نسبت به مبدل حرارتی مایع مکش است و دلیل کاهش جزئی در مقدار ضریب عملکرد عدم مادون سرد شدن سیال مبرد قبل از اواپراتور در سیکل با مبدل بازیاب حرارتی است. همچنین می‌توان استنباط کرد که با آنالیز ترمودینامیکی دو حالت را می‌توان برای عملکرد بهینه سیکل در نظر گرفت. یک حالت دمایی است که در آن شاهد وقوع ماکزیمم مقدار بازده آگزرژی هستیم و حالت دوم دمایی است که محل تقاطع نمودارهای تغییرات بازده آگزرژی و ضریب عملکرد سیکل است. این نقطه را نیز می‌توان به نوعی یک نقطه عملکرد بهینه برای سیکل تبرید تراکمی بخار معرفی کرد. این نقطه در واقع معادل نقطه‌ای است که در آن دما، به‌طور هم‌زمان سیکل دارای بیشترین مقدار در راندمان قانون دوم و ضریب عملکرد است. لذا می‌توان این چنین استنباط کرد که تحلیل آگزرژی در واقع مکملی برای قانون اول ترمودینامیک است.

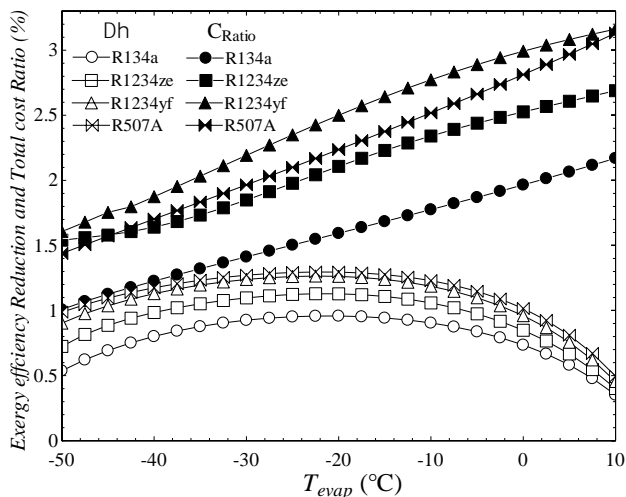
در شکل (۶)، نمودار تغییرات نسبت ضریب عملکرد دو سیکل تبرید تراکمی بر حسب دمای اواپراتور ملاحظه می‌شود و در شکل (۷) نمودار تغییرات سطح کل مورد نیاز برای مبدل‌های حرارتی دو سیکل بر حسب دمای اواپراتور آورده شده است. با توجه به نمودار شکل (۶) همان‌طور که مشاهده می‌شود، با استفاده از مبرد تترافلوروواتان نسبت ضریب عملکرد دچار تغییرات چندانی نمی‌شود. این در حالی است که برای مردهای تترافلوروپروپیلن تغییرات نسبت ضریب عملکرد دارای سیر نزولی و برای مبرد ایزوتروپ در ابتدا نزولی و سپس صعودی می‌شود. اما در کل، نسبت ضریب عملکرد برای دو سیکل با مردهای متفاوت در دماهای مختلف اواپراتور تغییرات جزئی دارد و از آنجا که این نسبت به عدد یک بسیار نزدیک است، می‌توان دریافت که تفاوت در ضریب عملکرد دو سیکل ناچیز است. این در حالی است که با توجه به شکل (۷) در حالت استفاده از مبدل بازیاب حرارت در سیکل، شاهد کاهش محسوسی در سطوح کل حرارتی مورد نیاز مبدل‌های حرارتی در همه دماهای اواپراتور هستیم. با استفاده از مبرد تترافلوروواتان بیشترین سطح کل برای مبدل‌های حرارتی در سیکل تبرید مورد نیاز است، در حالی که مبرد ایزوتروپ پنتافلوروواتان/تری‌فلوروواتان کمترین مقدار مساحت سطح انتقال حرارت کل را دارد.



شکل (۹): مقایسه بین درصد کاهش بازده انرژی و درصد کاهش سطوح مبدل‌های حرارتی برحسب دمای اواپراتور



شکل (۸): تغییرات هزینه کل برحسب دمای اواپراتور



شکل (۱۰): مقایسه بین درصد کاهش بازده انرژی و درصد کاهش هزینه کل برحسب دمای اواپراتور

در شکل (۹) و شکل (۱۰)، مقایسه‌ای بین میزان کاهش بازده انرژی در برابر درصد کاهش سطوح مبدل‌های حرارتی و درصد کاهش هزینه کل برای سیکل با مبدل بازیاب حرارتی در مقایسه با سیکل با مبدل حرارت مایع مکش انجام شده است. در این نمودارها تأثیر استفاده از مبدل بازیاب حرارتی در کاهش سطح کل تبادل حرارت و کاهش هزینه کل سیکل به‌طور واضح‌تری مشاهده می‌شود. به‌طور کلی، درصد کاهش سطح کل انتقال حرارت و درصد کاهش هزینه کل بسیار محسوس‌تر از درصد کاهش بازده انرژی در سیکل تبرید با مبدل بازیاب حرارتی است.

علت اینکه برخی از نمودارها رفتار خطی و بعضی دیگر رفتار غیرخطی دارند، تفاوت در خواص ترموفیزیکی مبردها و تغییر رفتار مبردها در دماهای مختلف است. به همین دلیل در دماهای بسیار پایین، اواپراتور مبرد تترافلوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳ ابتدا دچار درصد کاهش سطوح مبدل‌های حرارتی و درصد هزینه کل بیشتری نسبت به مبرد پنتافلوروواتان/تری‌فلوروواتان است و با افزایش دمای اواپراتور، این مقادیر برای مبرد تترافلوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳ کمتر از مبرد ایزوتروپ پنتافلوروواتان/تری‌فلوروواتان می‌شود.

با توجه به شکل (۹)، می‌توان دریافت بیشترین مقدار در کاهش سطح انتقال حرارت مربوط به مبرد تترافلوروپروپیلن-۱،۳،۳،۳ است که بالطبع تأثیر مستقیم در کاهش تابع هزینه دارد. بنابراین همان‌طور که در شکل (۱۰) نیز مشاهده می‌شود، بیشترین مقدار در کاهش هزینه‌ها مربوط به همین مبرد است. از آنجا که این مبرد پتانسیل گرمایش جهانی بسیار کمتری در مقایسه با مبرد تترافلوروواتان دارد، مبردی ایدئال جهت جایگزینی با مبرد تترافلوروواتان در سیکل‌های تبرید تراکمی فعلی است.

در جدول (۲) مقایسه‌ای بین دو سیکل برای مبردهای مختلف در دمای منفی ۲۰ °C اواپراتور انجام شده است و در جدول (۳) نتایج بهینه‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل تبرید با مبدل بازیاب حرارتی آورده شده است.

جدول (۲): مقادیر پارامترهای کارکردی در دمای ۲۰ °C- اواپراتور

C_{Ratio} (%)	A_{Ratio} (%)	$\Delta\eta$ (%)	COP_{Ratio}	GWP	ODP	مبرد
۱/۶۳۷	۱/۹۴	۰/۹۵۷۶	۱/۰۳۱	۱۴۳۰	۰	R134a
۲/۱۷۱	۲/۶۱	۱/۱۲۸	۱/۰۳۸	۷	۰	R1234ze
۲/۵۸	۳/۱۸	۱/۲۶۲	۱/۰۴۴	۴	۰	R1234yf
۲/۳۰۸	۲/۹۱۸	۱/۲۹۵	۱/۰۴۸	۳۹۵۸	۰	R507A

جدول (۳): نتایج بهینه‌سازی ترمودینامیکی و اقتصادی سیکل تبرید با مبدل بازیاب حرارتی

اقتصادی			ترمودینامیکی			تابع هدف
Cost (\$/year)	η (%)	T_{evap} (°C)	Cost (\$/year)	η (%)	T_{evap} (°C)	مبرد
۴۹۸/۴	۳۰/۱۷	-۲۶/۳۳	۴۹۸/۹	۳۰/۶۲	-۲۰/۵۸	R134a
۴۵۶/۸	۲۷/۹۷	-۳۱/۴	۴۵۹/۷	۲۹/۹۹	-۱۹/۴۷	R1234ze
۳۹۱/۹	۲۶/۱۴	-۳۵/۴	۳۹۶/۲	۲۸/۸۴	۲۰/۰۹	R1234yf
۳۵۵/۹	۲۵/۱۷	-۳۵/۶۶	۳۵۸/۲	۲۷/۱۳	-۲۱/۳۶	R507A

در سطوح مورد نیاز برای انتقال حرارت و هزینه کل مورد نیاز نسبت به سیکل با مبدل حرارتی معمولی یا همان مبدل سابکولر-سوپر هیتر است. لذا طرح سیکل با مبدل بازیاب حرارت، ایده مناسبی برای جایگزینی با سیکل‌های متداول فعلی است. نتایج نشان داد مبرد ترافلوروپروپیلن-۳،۳،۲ دارای خواص ترموفیزیکی عالی نسبت به بقیه مبردهاست، به طوری که اغلب دارای بیشترین کاهش در مساحت کل مورد نیاز مبدل‌های حرارتی در سیکل است. همچنین این مبرد دارای پتانسیل گرمایش جهانی بسیار پایین بوده و برای استفاده در سیکل‌های تبرید به جای ترافلورواتان توصیه می‌شود. کمترین هزینه و سطح کل مورد نیاز برای سیکل با مبرد ایزوتروپ پنتافلورواتان/تری‌فلورواتان میسر می‌شود، ولی تنها نقطه ضعف بزرگ این مبرد پتانسیل گرمایش جهانی بسیار بالای این مبرد است. البته در مورد مبرد ترافلوروپروپیلن-۳،۳،۲ نسبت به مبرد ایزوتروپ پنتافلورواتان/تری‌فلورواتان دارای درصد کاهش هزینه و کاهش سطح کل بیشتری است.

فهرست علائم

m	دبی جرمی ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
h	انتالپی ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
\dot{W}	نرخ کار کمپرسور (kw)
\dot{E}_x	نرخ انرژی جرمی ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
\dot{Q}	نرخ انتقال حرارت (kw)
i	تخریب انرژی جرمی ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
T	دما (°C)
s	انتروپی ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
F_c	ضریب تصحیح
F	ضریب رسوب
ΔT_{LMTD}	اختلاف دمای متوسط لگاریتمی (K)
U	ضریب کلی انتقال حرارت ($\text{kw}\cdot\text{m}^{-2}\text{K}^{-1}$)
A	سطح مبدل حرارتی (m^2)
T_L	دمای محیط سردشونده (K)
K	ضریب هدایت حرارت جداره ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$)
q_L	انتقال حرارت اواپراتور ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)
q_H	انتقال حرارت کندانسور ($\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$)

با توجه به جدول (۲) ملاحظه می‌شود مبرد ترافلوروپروپیلن-۳،۳،۲ نسبت به مبرد پنتافلورواتان/تری‌فلورواتان دارای نسبت ضریب عملکرد و کاهش بازده انرژی کمتر و کاهش در مساحت مورد نیاز مبدل‌های حرارتی و درصد کاهش هزینه کل بیشتری بوده و گزینه مناسبی برای جایگزینی با مبرد ترافلورواتان در سیکل‌های فعلی است.

متغیر تصمیم در بهینه‌سازی سیکل‌ها دمای اواپراتور در نظر گرفته شده است. از آنجا که بهینه‌سازی‌ها به صورت تک‌هدفه با یک متغیر تصمیم انجام شده‌اند، از الگوریتم بهینه‌سازی خطی در نرم‌افزار EES استفاده شده است. نتایج بهینه‌سازی با استفاده از دو تابع هدف ترمودینامیکی به طور جداگانه، یعنی بازده انرژی و تابع هدف اقتصادی که همان تابع هزینه کل سیستم است، در جدول (۳) ملاحظه می‌شود. بیشترین بازده انرژی مربوط به مبرد ترافلورواتان است. این در حالی است که این مبرد بیشترین هزینه را برای سیستم در بر دارد. علت تفاوت جزئی در نتایج حالت بهینه ترمودینامیکی و اقتصادی در سیکل به ویژه برای مبرد ترافلورواتان ظرفیت پایین بودن سیکل است. البته دمای بهینه اواپراتور در حالت عملکرد بهینه ترمودینامیکی در مقایسه با حالت عملکرد بهینه اقتصادی برای همه مبردها تفاوت محسوسی دارد. از طرفی کمترین میزان هزینه و بازده انرژی در حالت بهینه برای سیکل با استفاده از مبرد پنتافلورواتان/تری‌فلورواتان حاصل می‌شود. مشاهده می‌شود نتایج بهینه‌سازی برای مبرد ترافلوروپروپیلن-۳،۳،۲ چیزی بین دو مبرد ترافلورواتان و پنتافلورواتان /تری‌فلورواتان است، ولی این مبرد هزینه‌های زیست‌محیطی و پتانسیل گرمایش جهانی بسیار کمتری نسبت به دو مبرد نام‌برده دارد.

۵. نتیجه‌گیری

نتایج آنالیز انرژی و انرژی نشان داد که دو سیکل از لحاظ ترمودینامیکی، عملکرد تقریباً مشابهی دارند و شاهد کاهش ناچیز در ضریب عملکرد و بازده انرژی سیکل بازیاب حرارت در مقایسه با سیکل معمولی بودیم. اما نتایج آنالیز انتقال حرارت و آنالیز اقتصادی نشان دادند که سیکل با مبدل بازیاب حرارتی دارای کاهش محسوسی

o	خروجی	C	تابع هزینه‌ها (\$/year)
h	سیال گرم	P	فشار (kpa)
c	سیال سرد	COP	ضریب عملکرد
j	اجزای سیستم		علائم یونانی
des	تخریب آگزرژی	η	بازده آگزرژی
Ratio	نسبت	η_{is}	بازده آیزنتروپیک کمپرسور
H.Ex	سیکل با مبدل حرارتی مایع مکش	γ	ثابت عددی
H.Re	سیکل با مبدل بازیاب حرارتی	ϕ	ضریب نگهداری
Total	کل		زیر نویس‌ها
evap	اواپراتور	0	شرایط محیط
		i	ورودی

مراجع

- [۱] هاشمی، سید عبدالمهدی، حسن زاده نجاری، امیرحسین، طباطبایی، سید محمد، «طراحی، ساخت و تحلیل یک پمپ حرارتی زمین گرمایی»، نشریه مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۷، شماره ۱، ۱۳۹۶، ۵۹-۴۸.
- [۲] ناصر علوی، سید رضا، آتشکاری، کاظم، امیر علیپور، مجید، کوهی کمالی، رامین، «شبیه‌سازی و بهینه‌سازی آگزرژی-اقتصادی یک سیستم تولید سه گانه»، نشریه مهندسی و مدیریت انرژی، دوره ۸، شماره ۱، ۱۳۹۷.
- [3] Selbas, R., Kizilkan, O., Sensan, A., "Thermoeconomic Optimization of Subcooled and Superheated Vapor Compression Refrigeration Cycle", Energy, Vol. 31, No. 12, pp. 2108-2128, 2006.
- [4] Yang, M. H., Yeh, R. H., "Performance and Exergy Destruction Analyses of Optimal Subcooling for Vapor-Compression Refrigeration Systems", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 87, pp. 1-10, 2015.
- [5] Hermes, Ch. J. L., "Refrigerant Charge Reduction in Vapor Compression Refrigeration Cycles via Liquid-to-suction Heat Exchange", International Journal of Refrigeration, Vol. 52, pp. 93-99, 2015.
- [6] He, J., Wu, Y., Chen, X., Lu, Y., Ma, Ch., Du, Ch., Liu, G., Ma, R., "Experimental Study of a Miniature Vapor Compression Refrigeration System with Two Heat Sink Evaporators Connected in Series or in Parallel", International Journal of Refrigeration, Vol. 49, pp. 28-35, 2015.
- [7] Lee, D., Seong, K. J., Lee, J., "Performance Investigation of Vapor and Liquid Injection on a Refrigeration System Operating at High Compression Ratio", International Journal of Refrigeration, Vol. 53, pp. 115-125, 2015.
- [8] She, X., Yin, Y., Zhang, X., "A Proposed Subcooling Method for Vapor Compression Refrigeration Cycle Based on Expansion Power Recovery", International Journal of Refrigeration, Vol. 43, pp. 50-61, 2014.
- [9] Bilir Sag, N., Ersoy, H. K., Hepbasli, A., Halkaci, H. S., "Energetic and Exergetic Comparison of Basic and Ejector Expander Refrigeration Systems Operating Under the Same External Conditions and Cooling Capacities", Energy Conversion and Management, Vol. 90, pp. 184-194, 2015.
- [10] Molés, F., Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Mota-Babiloni, A., Barragán-Cervera, Á., "Theoretical Energy Performance Evaluation of Different Single Stage Vapour Compression Refrigeration Configurations using R1234yf and R1234ze(E) as Working Fluids", International Journal of Refrigeration, Vol. 44, pp. 141-150, 2014.
- [11] Yataganbaba, A., Kilicarslan, A., Kurtbas, I., "Exergy Analysis of R1234yf and R1234ze as R134a Replacements in a Two Evaporator Vapour Compression Refrigeration System", International Journal of Refrigeration, Vol. 60, pp. 26-37, 2015.
- [12] Dincer, I., Rosen, M. A., "Exergy, Energy, Environment and Sustainable Development", pp. 23-30, Elsevier, 2007.
- [13] Kotas, T. J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", pp. 64-65, Florida: Krieger Publishing Company, 1995.
- [14] Dincer, I., Konoglu, M., "Refrigeration Systems and Application", pp. 161-166, United Kingdom: Wiley, 2010.
- [15] Yan, G., Chen, J., Yu, J., "Energy and Exergy Analysis of a New Ejector Enhanced Auto-cascade Refrigeration Cycle", Energy Conversion and Management, Vol. 105, pp. 509-517, 2015.
- [16] Shah, R. K., Sekulic, D. P., "Fundamentals of Heat Exchanger Design", pp. 186-206, Canada: Wiley, 2003.
- [17] Florides, G., Kalogirou, S., Tassou, S., Wrobel, L., "Design and Construction of a LiBr-water Absorption Machine", Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 2483-2508, 2003.
- [18] Kian, H., Sedaghat, A., "Multi-Criteria Optimization of a Solar Cooling System Assisted Ground Source Heat Pump system", Modares Mechanical Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 51-62, 2016. (in Persian)
- [19] Hanifi, K., Javaherdeh, K., Yari, M., "Exergy, Exergoeconomic Analysis and Optimization of Cogeneration Cycle under Solar Radiation Dynamic Model by using Genetic Algorithm", Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 205-216, 2015. (in Persian)
- [20] Valero, A., "CGAM problem: Definition and Conventional Solution", Energy, Vol. 19, No. 3, pp. 268-279, 1994.
- [21] Mosaffa, A. H., Garousi, L., "Exergoeconomic and Environmental Analyses of an Air Conditioning System using Thermal Energy Storage", Applied Energy, Vol. 162, pp. 515-526, 2016.

- [22] Vaibhav, J., Gulshan, S., Surendra, S. K., "Energy, Exergy, Economic and Environmental (4E) Analyses based Comparative Performance Study and Optimization of Vapor Compression-absorption Integrated Refrigeration System", Energy, Vol. 91, pp. 816-832, 2015.
- [23] Vaibhav, J., Gulshan, S., Surendra, S. K., Bhavesh, P., "Thermoeconomic and Environmental Analyses based Multi-objective Optimization of Vapor Compression–Absorption Cascaded Refrigeration System using NSGA-II Technique", Energy Conversion and Management, Vol. 113, pp. 230-242, 2016.
- [24] Sadeghi, M., Mahmoudi, S. M. S., Khoshbakhti Saray, R., "Exergoeconomic Analysis and Multi-objective Optimization of an Ejector Refrigeration Cycle Powered by an Internal Combustion (HCCI) Engine", Energy Conversion and Management, Vol. 96, pp. 403-417, 2015.
- [25] Sanaye, S., Malekmohammadi, H., "Thermal and Economical Optimization of Air Conditioning Units with Vapor Compression Refrigeration System", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1807-1825, 2004.