



تحلیل انرژی-ترمودینامیکی دو سیستم تبرید تراکمی با هدف تامین دو محدوده دمایی بالا و پایین صفر درجه با مبردهای دوستدار محیط‌زیست در اقلیم‌های مختلف

مصطفی مافی^{۱*}، احسان طاهران^۲، سید علیرضا زرآبادی^۳

۱- دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی(ره)، قزوین، ایران

۲- استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی(ره)، قزوین، ایران

۳- کارشناسی ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی(ره)، قزوین، ایران

*m.mafi@eng.ikiu.ac.ir، ۳۴۱۴۸۹۶۸۱۸ صندوق پستی

چکیده

مطالعه حاضر به بررسی و تحلیل ترمودینامیکی دو سیستم تبرید تراکمی دو منظوره شامل سیستم با محفظه اختلاط و تانک ذخیره و سیستم تبرید آبشاری با کاربری در سردخانه‌ها با هدف تامین دو محدوده دمایی بالای صفر و زیر صفر می‌پردازد. هدف از این پژوهش بررسی میزان انرژی مصرفی سالانه سیستم‌های دو منظوره برودتی با مبردهای دوستدار محیط‌زیست و همچنین بررسی پارامترهای موثر بر راندمان این سیستم‌ها می‌باشد. بررسی‌ها نشان داد که بهترین مبرد از لحاظ عملکردی در هر دو سیستم، مبرد R290 می‌باشد. سیستم دارای تانک ذخیره، راندمان بالاتری داشته و همچنین میزان مصرف انرژی آن در مناطق گرم و مرطوب ۳۰ درصد و در دیگر مناطق ۲۰ درصد پایین‌تر از سیستم آبشاری می‌باشد. البته این سیستم به نسبت سیستم آبشاری محدودیت‌های بیشتری داشته و بسیاری از مبردها در آن به علت این که فشار کاری با کاهش دما به زیر اتمسفر میرسد، قابل استفاده نیستند. مقایسه این دو سیستم نشان می‌دهد که با فرض ثابت بودن ظرفیت بار کل سردخانه، با افزایش بار حرارتی سالن‌های زیر صفر، مصرف انرژی هر دو سیستم افزایش پیدا می‌کند. همچنین مشخص گردید که سیستم آبشاری در اقلیم گرم و مرطوب ۱۰ درصد مصرف انرژی بیشتری را به نسبت به دو اقلیم دیگر انرژی دارد. کلیدواژه‌گان: تبرید، آبشاری، مبرد، سیستم‌های تراکمی، مصرف انرژی، سیستم‌های برودتی دو منظوره

Thermodynamic analysis of two dual-purpose compression refrigeration systems with environmentally friendly refrigerants in different climates

Mostafa Mafi^{1*}, Ehsan Taheran², S. Alireza Zarabadi³

1- Associate Professor, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.

2- Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

3- MSc, Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran.

* Postal Code: 34148-96818, Qazvin, Iran, m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

Received: 13 November 2023 Accepted: 29 April 2024

Abstract

The aim of this research is to investigate the thermodynamics of two dual-purpose condensation refrigeration systems. One system has a flash-chamber and the other is a cascade refrigeration system. Both systems are used in cold storages to provide two temperature ranges, one above zero and the other below zero. This study focuses on the annual energy consumption of these dual-purpose refrigeration systems that use environmentally friendly refrigerants. It also aims to investigate the parameters that affect their efficiency. The results of the research indicate that the best refrigerant, in terms of performance, for both refrigeration systems is R290. The system with a flash-chamber has a higher efficiency than the cascade system. Its energy consumption is 30% lower in hot and humid areas and almost 20% lower in other climates than the cascade system. However, the flash-chamber system has more limitations than the cascade system, and many refrigerants cannot be used in it due to pressure limitations. The comparison of these two systems shows that assuming



the total load capacity of the cold storage is constant, the energy consumption of both systems increases with the increase in the thermal load of the sub-zero evaporator.

Keywords: refrigerant, cascade, refrigeration, energy consumption, dual-purpose refrigeration systems

۱- مقدمه

سیستم‌های تبرید تراکمی یکی از مرسوم‌ترین و رایج‌ترین سیستم‌های برودتی به ویژه برای دستیابی به دماهای پایین می‌باشند [۱-۲]. کی از انواع سیستم‌های تراکمی برودتی سیستم‌های تک مرحله‌ای به‌شمار می‌آید. در این سیستم‌ها جهت تامین دمای مورد نظر تنها از یک کمپرسور بهره برده می‌شود. استفاده از مبردهایی با نسبت فشار زیاد و شرایطی نزدیک به شرایط بحرانی در سیستم‌های تک مرحله‌ای ساده منجر به ضریب پایین عملکرد (COP) و محدودیت‌های اجرایی می‌گردد [۳]. سیستم‌های برودتی دو منظوره به‌ویژه سیستم‌های دو مرحله‌ای و چرخه‌های برودتی آبشاری می‌توانند برای غلبه بر مشکل فوق به‌کار گرفته شوند [۴-۶].

امروزه اکثر مبردهای مورد استفاده در صنعت تبرید مانند R22 پتانسیل گرمایش زمین (GWP) بسیار بالایی دارند. استفاده از چنین مبردهایی منجر به تغییرات اقلیم شده و باعث تسریع در گرمایش زمین و همچنین بالا رفتن دمای اتمسفر می‌شوند. با افزایش آگاهی دولت‌ها نسبت به گرم‌شدن کره زمین و تأثیرات تخریب لایه اوزون، تحقیقات در مورد مبردهای جایگزین در سال‌های اخیر مورد توجه بیشتری قرار گرفته است [۷-۱۰].

اتحادیه اروپا و دیگر نهادهای بین‌المللی مقررات وسیعی را برای محدود کردن تولید و استفاده از مبردهایی با GWP بالا وضع کرده‌اند و به تولید و استفاده از مبردهای جایگزین توصیه نموده‌اند [۱۱-۱۳]. از طرف دیگر توجه گسترده‌ای در سنوات گذشته به موضوع تامین انرژی پاک و حفظ و حراست از محیط‌زیست شده است [۱۴-۱۷]. در این راستا انتخاب مبرد در هر سیستم سرمایشی موضوعی است که می‌تواند در انرژی مصرفی و همچنین میزان آسیب به محیط‌زیست موثر باشد [۱۸]. به طور معمول، اکثر مطالعات مربوط به سیستم‌های تبرید در درجه اول بر ارزیابی کارایی کلی سیستم متمرکز شده‌اند [۱۹،۲۰]. علاوه بر این، برخی از محققان عملکرد سیستم را بررسی کرده و تجزیه و تحلیل انرژی را انجام داده‌اند [۲۱،۲۲]. لیو و همکاران در یک سیستم آبشاری نشان دادند که چرخه اصلاح‌شده افزایش ضریب عملکردی تا ۸.۸۶٪ دارد [۲۳]. فاروکه و همکارانش مطالعات جامعی را در مورد استفاده از مبردهایی با خواص گرمایش زمین کمتر بررسی کردند [۲۴].

با وجود مطالعات گسترده پیرامون سیستم‌های برودتی، بررسی و آنالیز ترمودینامیکی با در نظر گرفتن شرایط اقلیمی و زیست محیطی کمتر مورد توجه قرار گرفته است. شکل ۱ خلاصه‌ای از زمینه تحقیق مطالعات پژوهشگران از سال ۲۰۰۰ تا ۲۰۲۰ میلادی در حوزه سیستم‌های برودتی را نشان می‌دهد.



شکل ۱ روند کلی مطالعات در دو دهه گذشته در حوزه سیستم‌های تبرید تراکمی

همانگونه که از روند مطالعات مشخص است خلا پژوهش پیرامون مسائل اقلیمی کاملاً مشهود می‌باشد. در این پژوهش به مطالعه و بررسی دو سیستم برودتی آبشاری و سیستم دارای محفظه ذخیره در اقلیم‌های مختلف، پرداخته و اثر تغییرات بار سردخانه بر کارکرد آنها از لحاظ مصرف انرژی بررسی می‌گردد تا مشخص شود در شرایط کاری یکسان، کدام سیستم گزینه‌ای مناسب‌تر است.

۲- بیان مسئله

جهت انتخاب سیستم‌های سرمایشی مناسب، یکی از عوامل مهم و تأثیرگذار، تغییرات اقلیمی و همچنین تغییرات دما طی فصول مختلف سال می‌باشد. انتخاب سیستم سرمایشی متناسب با شرایط کاری و تغییرات دمایی اقلیمی می‌تواند بهترین بازدهی سیستم را به ارمغان بیاورد. در این تحقیق سه منطقه مختلف اقلیمی گرم و خشک، معتدل و گرم و مرطوب از سه استان ایران به عنوان نماینده انتخاب شده است [۲۵]. در جدول ۱ مناطق مورد مطالعه در این پژوهش ارائه گردیده است.

جدول ۱ اقلیم و مناطق مورد مطالعه

نوع اقلیم	معتدل	گرم و مرطوب	گرم و خشک
منطقه	مازندران	هرمزگان	اردستان اصفهان

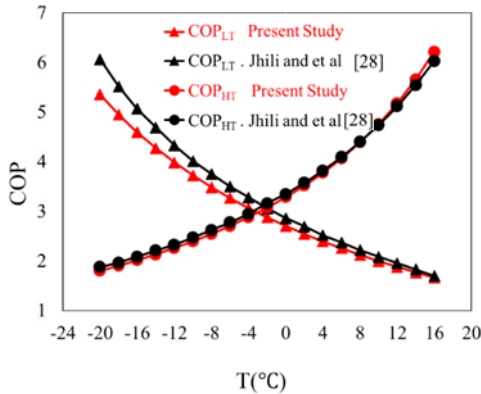
سیستم‌های برودتی، پتانسیل گرمایش زمین، تخریب لایه اوزون و سمی بودن مبردهای مورد استفاده در سیستم می‌باشد. از این‌رو امروزه انتخاب مبردهای دوستدار محیط‌زیست بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند [۲۷،۲۶]. در جدول ۲ مشخصات ۵ ماده مبرد مورد مطالعه در این پژوهش آورده شده است.

مشخصات مبردها	R134a	R17	R744	R290	R600a
طبیعی جدول ۲ مشخصات مبردهای مورد مطالعه	✓	✓	✓	✓	✓
پتانسیل تخریب لایه اوزن	0	0	0	0	0
پتانسیل گرمایش زمین	1300	0	1	3	3
قابلیت اشتعال پذیری	×	✓	×	✓	✓
سمی	×	×	×	×	×
دمای بحرانی [°C]	101	132	31	96	152
فشار بحرانی [Mpa]	4.06	11.33	7.38	4.25	3.80

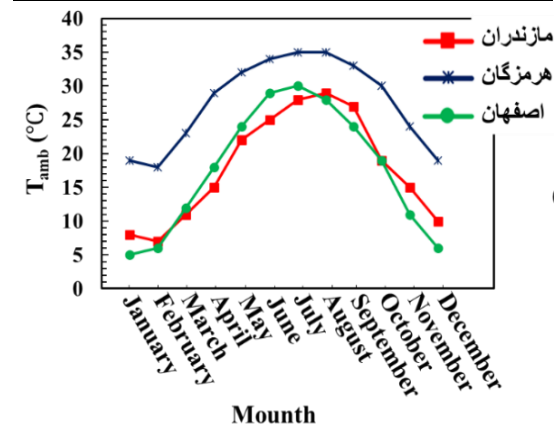
۲- معرفی و بررسی سیستم‌های مورد مطالعه

۲-۱- اعتبار سنجی روش مورد مطالعه

در این مطالعه به بررسی و مقایسه دو سیستم تبرید دو منظوره شامل ۱- سیستم دارای محفظه ذخیره و ۲- سیستم آبشاری پرداخته می‌شود. هر دو سیستم محدوده‌های دمایی زیر صفر و بالای صفر را به کمک مبردهای جدول ۲ تامین می‌کنند. به منظور راستی‌آزمایی، نتایج شبیه‌سازی انجام شده در مطالعه حاضر با نتایج مطالعه سان و همکاران [۲۸] مقایسه شده است (شکل ۳). همان‌طور که از شکل ۳ مشخص است، ضریب عملکرد چرخه‌های دما بالا و دما پایین در هر دو تحقیق، تطابق خوبی با هم دارند.



شکل ۳ مقایسه نتایج تحقیق حاضر با منبع [۲۸]



شکل ۲ تغییرات یک ساله دمای محیط برای اقلیم‌های مورد مطالعه

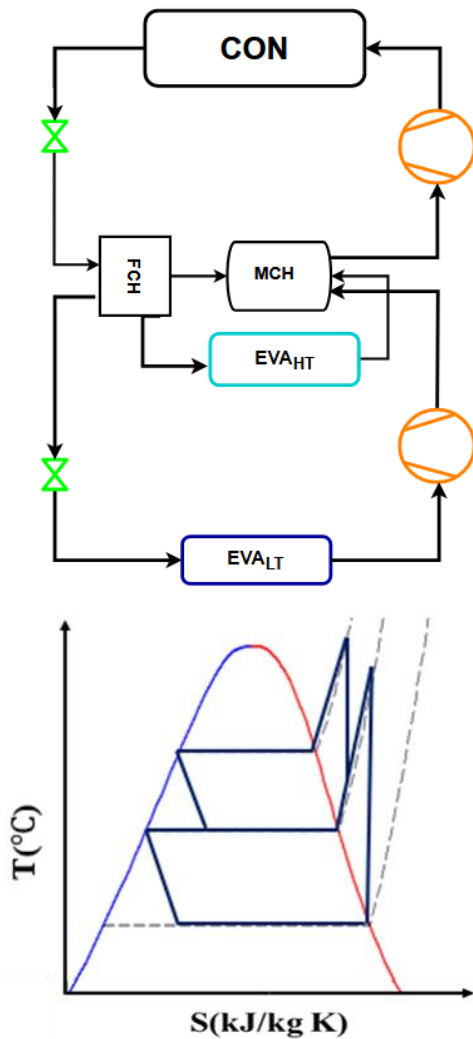
فرضیات و مشخصات مورد استفاده در این مطالعه با توجه به شرایط مختلف اقلیمی از جمله بازه تغییرات دمایی و محدودیت‌های فنی در جدول ۳ آورده شده است.

۲-۲- سیستم دارای مخزن ذخیره

این سیستم شامل دو کمپرسور، یک محفظه اختلاط و یک تانک ذخیره می‌باشد که بیشتر با هدف تامین دماهای پایین استفاده می‌شود. عملکرد این سیستم به گونه‌ای است که مبرد پس از کمپرسور و عبور از کندانسور، وارد شیر اختناق شده و فشار و دمای آن کاهش پیدا می‌کند. سپس وارد محفظه ذخیره شده و بعد از آن بخشی از جریان برای تامین دمای پایین وارد شیر اختناق و سپس وارد اواپراتور می‌گردد. بخش دیگر جریان با جریان خروجی از کمپرسور دوم در محفظه اختلاط ترکیب شده و چرخه تکرار می‌گردد. شکل ۴ شماتیکی از این سیستم را به همراه نمودار T-S نشان می‌دهد.

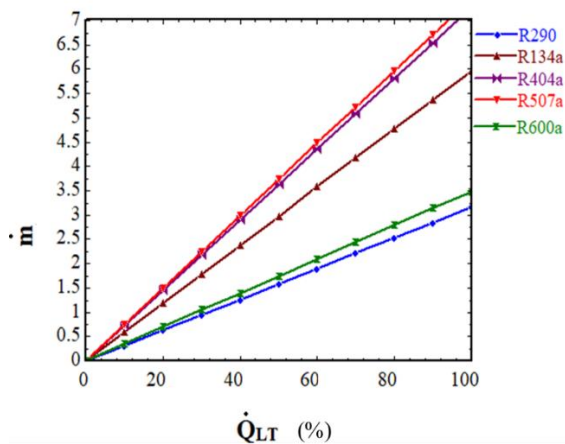
جدول ۳ فرضیات و محدوده‌های اعمال شده در پژوهش حاضر

واحد	مقادیر	پارامتر
°C	50 ~ 10	T _{Air}



شکل ۴ شماتیک و نمودار T-S سیستم دو منظوره تک کمپرسوری

همانگونه که پیشتر اشاره شد، میزان دبی جهت تامین بار حرارتی هر محدوده دمایی بسیار حائز اهمیت بوده و می‌تواند هزینه‌ها را کاسته و از آسیب‌های زیست محیطی بکاهد. شکل ۵ اثر تغییرات بار حرارتی بر دبی میرد های مختلف در این سیستم را نشان می‌دهد.



شکل ۵ بررسی اثر تغییرات بار حرارتی محدوده دما پایین بر دبی میرد

T_{Con}	$T_{Air} + 10$	$^{\circ}C$
T_{HT}	$-10 \sim 10$	$^{\circ}C$
T_{LT}	$-50 \sim -30$	$^{\circ}C$
$Q_{LT} + Q_{HT}$	ثابت	kJ/s
ΔT	5	$^{\circ}C$

۲-۳- معادلات سیستم دارای تانک ذخیره

معادلات به کار گرفته شده در این سیستم به شرح زیر است. در این سیستم، معادله بقای جرم به صورت ذیل می‌باشد.

$$x6 \cdot \dot{m}_{HT} \cdot h_3 + \dot{m}_{LT} \cdot h_2 = (x6 \cdot \dot{m}_{HT} + \dot{m}_{LT}) \cdot h_9 \quad (1)$$

میزان بار حرارتی برای هر یک از مبدل‌های حرارتی در بخش دما بالا و دما پایین به صورت زیر می‌باشد.

$$q_{LT} + h_8 = h_1 \quad (2)$$

$$q_{HT} = h_3 + h_2 - h_9 \quad (3)$$

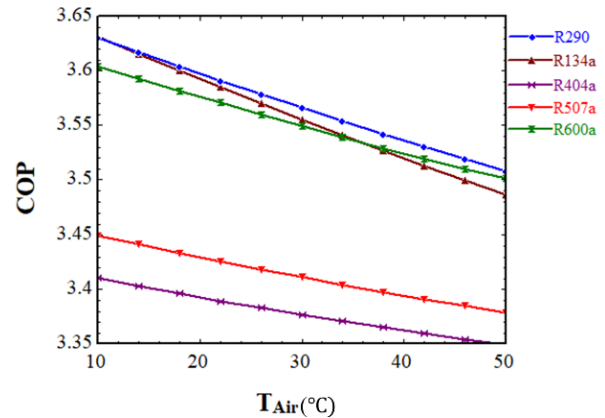
هم‌چنین میزان توان مصرفی کمپرسور نیز به صورت زیر محاسبه می‌گردد.

$$\dot{W}_{in,total} = \dot{W}_{compA} + \dot{W}_{compB} \quad (4)$$

در نهایت راندمان سیستم نیز با رابطه ۵ محاسبه می‌گردد.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{LT}}{\dot{W}_{in,total}} \quad (5)$$

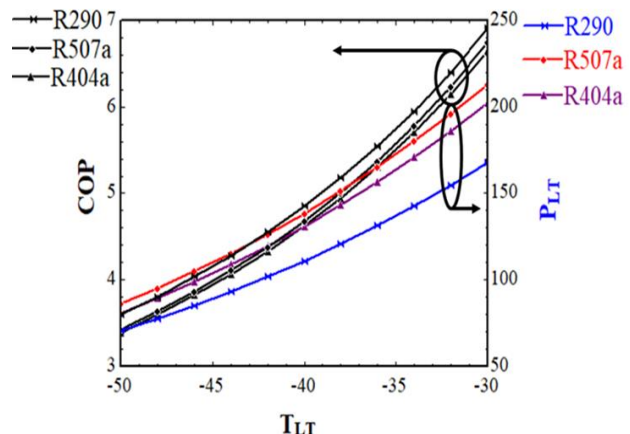
در سیستم‌های برودتی دمای محیط و اثرات آن بر راندمان سیستم همواره بسیار حائز اهمیت بوده و همیشه یکی از فاکتورهای بررسی و ارزیابی این سیستم‌ها به حساب می‌آید. شکل ۶ به بررسی اثر دمای محیط بر راندمان سیکل پرداخته است.



شکل ۶ اثر تغییرات دمای محیط بر COP

همان‌طور که از شکل هویدا می‌باشد، میرد R290 به نسبت بقیه میردها عملکرد بهتری دارد. همچنین هر چه دمای محیط بیشتر شود یا به عبارت دیگر هر چه به مناطق گرمسیری و یا فصول گرم سال پیش رویم، بازدهی سیستم کاهش پیدا می‌کند. زیرا دمای محیط به طور مستقیم بر کندانسور اثر گذاشته و هر چه دما بالاتر باشد، کارایی کندانسور کاهش پیدا کرده و در نتیجه راندمان کل کاهش پیدا خواهد کرد.

حال باید فشار کاری سیستم را نیز در نظر گرفت، زیرا که در سیستم‌های تبرید تراکمی همواره فشار بالاتر از اتمسفر بوده و این نکته بسیار حائز اهمیت می‌باشد. علت این امر جلوگیری از ایجاد شرایط خلا در سیستم‌های تبرید تراکمی می‌باشد زیرا که در این شرایط امکان نشت هوا به داخل مبدل وجود داشته که نیازمند طراحی‌های خاص و هزینه بر بوده که به لحاظ اقتصادی توجیه پذیر نمی‌باشد و در سیستم‌های تبرید تراکمی از این امر جلوگیری می‌شود. شکل ۷ اثر تغییر دما در اواپراتور دما پایین را بر بازدهی و فشار را نمایش می‌دهد.



شکل ۷ اثر تغییرات دمای اثر تغییرات دما بر میزان فشار و COP

با توجه به نمودار های نشان داده شده تنها ۳ میرد R290, R507a و R404a قادر به کارکردن در این سیکل با محدوده های دمایی مشخص را دارند (دیگر میرد ها طی بررسی های انجام شده در بازه های دمایی مختلف فشار زیر اتمسفریک دارند). در این میان میرد R290 بیشترین کارایی را دارد زیرا که با دبی کمتری قادر به تولید بار حرارتی مورد نیاز بوده و همچنین با تغییرات دما بیشترین کارایی را برای این سیستم نمایش می‌دهد. در واقع دو میرد R134a و R600a هر دو در فشار های پایین تر از اتمسفری وارد کمپرسور می‌شوند که این مسئله در واقعیت توجیه ندارد و همچنین پایین بودن فشار بحرانی کربن دی اکسید باعث می‌شود تا این میرد قابلیت استفاده در این سیستم را نداشته و راندمان بسیار پایینی با این میرد داشته باشیم در نتیجه برای این سیستم قابل استفاده نبوده و مناسب نیست.

۴-۳- سیستم آبشاری

سیستم آبشاری با توجه به ساختار و تجهیزات به کار گرفته شده در آن و بهره‌گیری از دو ماده میرد مستقل قادر است تا محدودیت‌های سیستم پیشین را جبران کرده و دو محدوده دمایی زیر صفر و بالای صفر را به خوبی تامین کند. این سیستم‌ها امروزه بسیار مرسوم بوده و کاربرد بسیار زیادی در صنایع برودتی دارند. در این سیستم در سیکل دما بالا کمپرسور فشار بالا میرد را از خروجی اواپراتور میانی گرفته و آنرا به کندانسور برای خنک‌شدن ارسال می‌کند. از طرف دیگر میرد خارج شده از اواپراتور دما پایین وارد کمپرسور فشار پایین در سیکل دما پایین می‌شود. خروجی کمپرسور در محدوده دما پایین، همان ورودی اواپراتور میانی است. پس از آن جریان وارد مبدل میانی شده و این مبدل حرارتی برای سیکل دما بالا نقش اواپراتور میانی را ایفا کرده و برای سیکل دما پایین همان کندانسور میانی می‌باشد. در سیکل دما پایین نیز میرد ثانویه با خروج از اواپراتور دما پایین وارد کمپرسور شده و در فشار بالاتر و دمای TMT وارد مبدل میانی می‌شود. در نهایت پس از خروج از مبدل، میرد با عبور از شیر انبساط چرخه دما پایین را تکرار می‌نماید. در این مطالعه در سیکل دما بالا میرد آمونیاک به عنوان میرد ثابت کار کرده و در سیکل دما پایین ۶ ماده میرد دیگر که در جدول ۲ آمده است به عنوان میرد مورد بررسی قرار می‌گیرند تا بهترین عملکرد زوج میردها محاسبه گردد. شکل ۷ شماتیک این سیستم به همراه نمودار T-S آن را نمایش می‌دهد.

۴-۵- معادلات حاکم بر سیستم آبشاری

معادلات مورد استفاده برای این سیستم آبشاری به صورت زیر می‌باشد.

$$m_1 = \dot{m}_{HT} \quad (۶)$$

$$m_5 = \dot{m}_{LT} \quad (۷)$$

میزان بار حرارتی مبدل دما پایین به صورت زیر محاسبه می‌شود.

$$Q_{eva} = \dot{m}_{LT} \cdot (h_5 - h_8) \quad (۸)$$

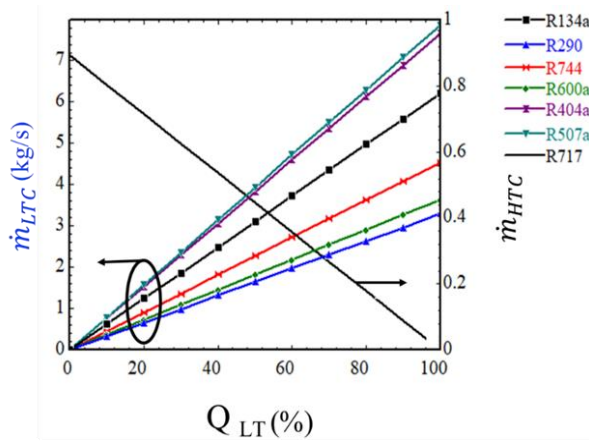
میزان بار حرارتی کل ثابت در نظر گرفته شده تا بتوان تغییرات بار حرارتی

را برای هر بخش محاسبه کرد.

میزان راندمان سیستم برای قسمت دما پایین و دما بالا به صورت زیر

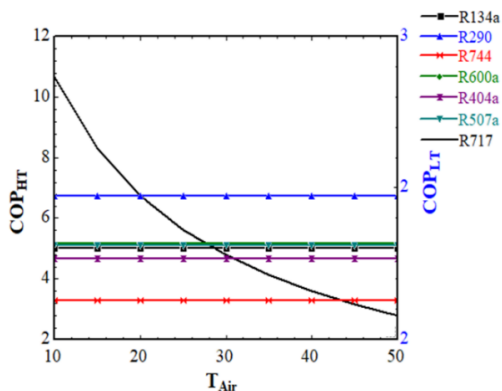
می‌باشد.

به دو سطح دمایی در سیستم‌های دو منظوره می‌باشد. به همین علت اثر تغییر بار حرارتی بر میزان دبی جرمی زوج مبردها امری بسیار پر اهمیت لحاظ می‌شود. برای هر مجموعه از قبیل سوپر مارکت‌ها و یا سردخانه‌ها که سیستم‌های سرمایشی رکن اصلی آن به حساب می‌آیند، میزان بار حرارتی مورد نیاز جهت تامین پروت محصولات امری بسیار مهم می‌باشد. در این مطالعه با ثابت در نظر گرفتن بار کل مجموعه (مجموع بار حرارتی سیکل دما پایین و دما بالا) میزان بار در هر دو بخش تغییر داده می‌شود تا میزان دبی مورد نیاز در بارهای حرارتی مختلف را محاسبه نماییم. مشخص است که هر چه میزان دبی مبرد کمتر باشد، بهتر است؛ زیرا که با میزان دبی کمتری از مبرد می‌توان علاوه بر کاهش هزینه‌های جاری، بار حرارتی مورد نیاز را نیز تامین نمود. همچنین هر چه میزان ماده مبرد کمتر باشد، نشت آن نیز به مراتب کاهش پیدا خواهد کرد که این امر بسیار اهمیت دارد. امروزه نشت مبردها آسیب‌های جبران‌ناپذیری را به محیط‌زیست وارد کرده است و به همین علت هر چه از میزان نشت مبرد جلوگیری بیشتری به عمل آید، از آثار زیست‌محیطی آن نیز حتی در مبردهای دوستدار محیط‌زیست نیز کاسته می‌شود. در نتیجه بررسی این مهم، ضروری و لازم است. شکل ۹ به بررسی اثر تغییر بار حرارتی بر میزان دبی برای تمامی مبردهای مورد مطالعه در این پژوهش پرداخته است.



شکل ۹ اثر تغییرات بار حرارتی بر میزان دبی مبردهای مورد مطالعه

به منظور بررسی اثر تغییرات اقلیمی و تغییرات دمای فصلی می‌بایست با توجه به محدوده‌ی دمایی اقلیم‌های مورد مطالعه در این پژوهش میزان COP را بررسی نماییم. شکل ۱۰ اثر تغییر دمای محیط را بر COP سیکل دما بالا و دما پایین نشان می‌دهد.



$$COP_{HT} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (9)$$

$$COP_{LT} = \frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5} \quad (10)$$

مقدار راندمان کل سیستم به صورت زیر تعریف می‌گردد.

$$COP_{total} = \frac{\left(\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}\right) \left(\frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5}\right)}{1 + \left(\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}\right) + \left(\frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5}\right)} \quad (11)$$

در نهایت میزان توان مصرفی کمپرسورهای هر بخش به صورت زیر است.

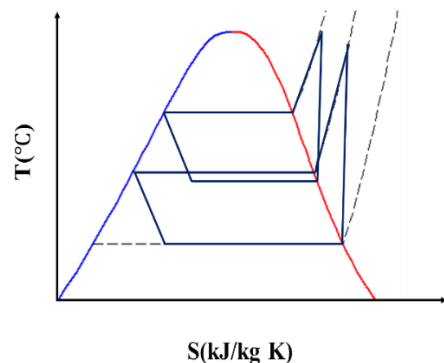
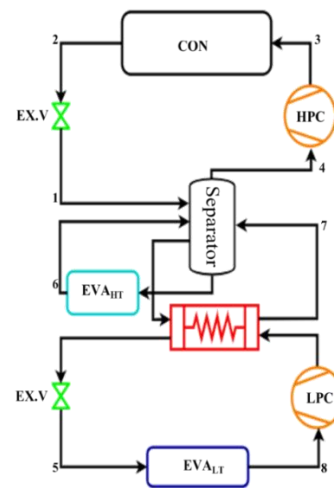
$$\dot{W}_{COMP_HT} = m_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (12)$$

$$\dot{W}_{COMP_LC} = m_5 \cdot (h_6 - h_5) \quad (13)$$

حاصل جمع مقادیر توان مصرفی هر کمپرسور میزان نهایی توان مصرفی را می‌دهد.

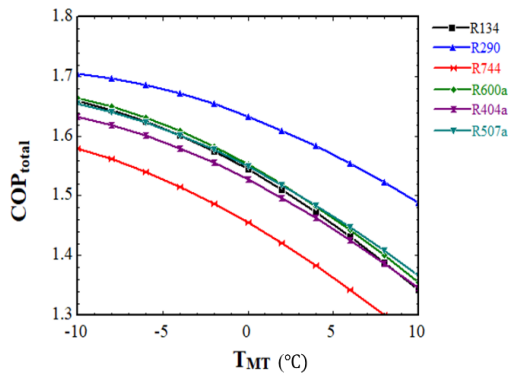
$$\dot{W}_{COMP_TOTAL} = \dot{W}_{COMP_LC} + \dot{W}_{COMP_HT} \quad (14)$$

$$\dot{W}_{COM_TOTAL} = m_1 \cdot (h_2 - h_1) + m_5 \cdot (h_6 - h_5) \quad (15)$$



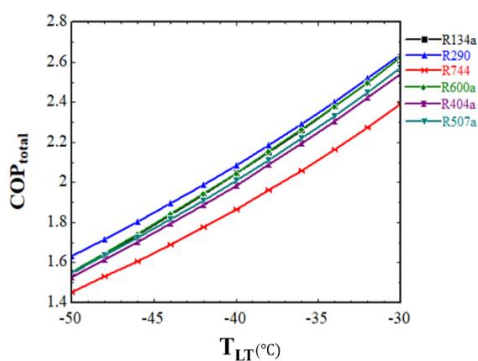
شکل ۸ شماتیک و نمودار T-S سیستم آبشاری

همان‌گونه که در سیستم دارای محفظه ذخیره نیز بحث شد، دبی مبرد اصلی‌ترین و مهم‌ترین پارامتر موثر در کنترل و تغییر میزان بار حرارتی مربوط



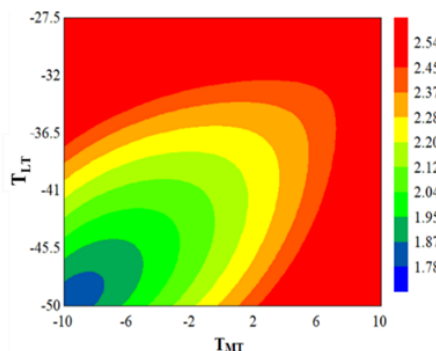
شکل ۱۳ اثر تغییرات دمای میانی بر بازدهی کل سیستم

شکل ۱۴ نشان‌دهنده بررسی اثر دمای اواپراتور سیکل دما پایین بر بازدهی کل سیستم آبشاری می‌باشد.



شکل ۱۴ اثر تغییرات دمای اواپراتور بر راندمان کلی سیستم

شایان ذکر است که مبرد R744 با کربن دی اکسید که امروزه نیز مطالعات زیادی بر روی آن به عنوان مبرد طبیعی در حال افزایش است، در این سیستم قابل اجر می‌باشد و همواره فشار بالای اتمسفر را تامین می‌نماید. از آنجایی که مبرد R290 بهترین مبرد در این سیستم است، بررسی همزمان تغییرات دمایی محدوده دما پایین و دما بالا و تاثیر مستقیم آن‌ها بر بازدهی سیستم می‌تواند بسیار کمک‌کننده باشد. شکل ۱۵ به بررسی این مهم می‌پردازد.

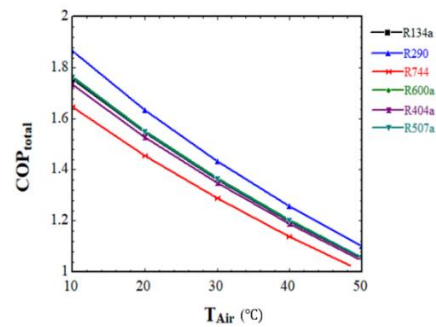


شکل ۱۶ اثر تغییرات هم‌زمان دمایی سیکل دما بالا و دما پایین بر بازدهی سیستم

در واقع تصویر بالا کانتور سه‌گانه اثرات دمای محدوده‌های دمایی بر میزان راندمان را به صورت شماتیک و دسته‌بندی شده به نمایش می‌گذارد. در نهایت برای مقایسه دو سیستم می‌توان از معیار توان مصرفی با توجه به تغییرات بار حرارتی بهره برد. شکل ۱۷ بررسی می‌کند که با توجه به تغییر

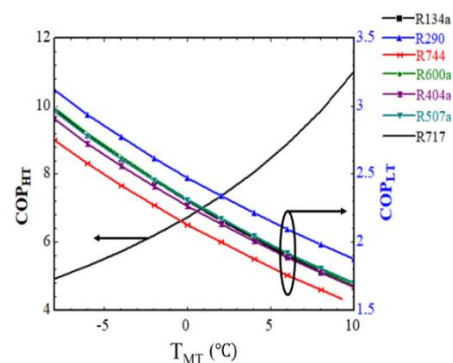
شکل ۱۰ اثر تغییر دمای محیط بر راندمان سیکل دما بالا

همان‌گونه که از شکل مشخص است، تغییرات دمای محیط بر راندمان سیکل دما پایین موثر نمی‌باشد؛ زیرا در سیستم آبشاری دو سیستم مستقل بوده و حتی مبردهای هر یک نیز متفاوت می‌باشد. به همین علت تغییرات دمای ناشی از تغییرات فصلی و یا اقلیمی تنها بر سیکل دما بالا موثر است. همچنین باید اثر تغییرات دمای محیط بر COP_{TOTAL} نیز بررسی گردد. شکل ۱۱ به این موضوع می‌پردازد.



شکل ۱۱ اثر تغییر دما بر راندمان کلی مجموعه

همان‌گونه که پیش‌بینی می‌شد، هر آن‌چه دمای محیط سردتر باشد، بازدهی کل سیستم بالاتر می‌باشد. مبرد R290 بیشترین کارایی را به ارمغان می‌آورد. شکل‌های ۱۲ و ۱۳ هم به ترتیب اثر تغییرات دمای مبدل میانی را بر COP سیکل دما بالا و دما پایین و COP_{TOTAL} نشان می‌دهند.



شکل ۱۲ اثر تغییرات دمای میانی بر بازدهی سیکل دما بالا و دما پایین

مطابق شکل فوق و با توجه به اجزا و فرایند سیستم‌های آبشاری، تغییرات دما در مبدل میانی بر هر دو محدوده دمایی اثر می‌گذارد. این اثرگذاری بدین صورت است که با افزایش دما در مبدل میانی، راندمان چرخه دما پایین کاهش و راندمان چرخه دما بالا افزایش می‌یابد. علت این موضوع، نقش مبدل میانی در هر چرخه می‌باشد؛ زیرا که در چرخه دما بالا نقش اواپراتور را داشته و در چرخه دما پایین نقش کندانسور را ایفا می‌کند.

انرژی کمتری به نسبت سیستم آبخاری دارد. هم‌چنین در اقلیم گرم و خشک و اقلیم معتدل سیستم دارای محفظه ذخیره به نسبت سیستم آبخاری حدوداً ۲۰ درصد در مصرف انرژی صرفه‌جویی می‌کند.

۴- جمع بندی

در این مطالعه دو سیستم برودتی تراکمی دو منظوره مورد مطالعه قرار گرفت و مقادیر و تغییرات پارامترهای هر چرخه به صورت مستقل ارائه گردید. در این بخش به بررسی و توصیف محدودیت‌های هر چرخه پرداخته می‌شود تا برای هر چرخه بهترین مبرد انتخاب گردد. در انتها نیز دو سیستم از نظر توان مصرفی با یکدیگر مقایسه و سیستم مناسب برای شرایط مختلف معرفی می‌گردد.

۴-۱- سیستم دارای محفظه ذخیره

با توجه به نمودارهای نشان داده شده تنها ۳ مبرد R404a، R290، R507a و R404a قادر به کار کردن در این سیکل با محدوده‌های دمایی مشخص را دارند (بقیه مبردها طی بررسی‌های انجام شده در بازه‌های دمایی مختلف، فشار زیر اتمسفر یک دارند). در این میان مبرد R290 بیشترین کارایی را دارد، زیرا که با دبی کمتری قادر به تولید بار حرارتی مورد نیاز بوده و هم‌چنین با تغییرات دما، بیشترین کارایی را برای این سیستم نمایش می‌دهد. در واقع دو مبرد R600a و R134a هر دو در فشارهای پایین‌تر از اتمسفری وارد کمپرسور می‌شوند که این مسئله در واقعیت توجیه ندارد و هم‌چنین پایین بودن فشار بحرانی کربن دی اکسید باعث می‌شود تا این مبرد قابلیت استفاده در این سیستم را نداشته و راندمان بسیار پایینی با این مبرد داشته باشیم. در نتیجه برای این سیستم قابل استفاده نبوده و مناسب نمی‌باشد.

۴-۲- سیستم آبخاری

این نوع از سیستم‌ها بسیار مرسوم بوده و سطح کاربرد بسیار گسترده‌ای در صنایع برودتی دارند. با توجه به جداول و نمودارهایی که پیشتر ارائه گردید، از بین تمامی زوج مبردهایی که در این سیستم مورد بررسی قرار گرفت، زوج مبرد R290-R717 بیشترین و بهترین کارایی را دارد. هم‌چنین مبرد R290 بسیار دوستدار محیط‌زیست بوده و می‌تواند جایگزین بسیار مناسبی برای مبردهای موجود باشد.

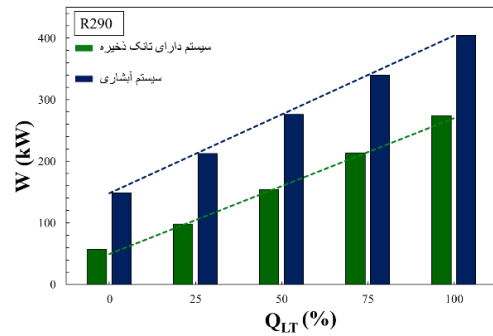
همان‌طور که در سیستم با محفظه ذخیره نیز بیان شد، پارامتر فشار یک پارامتر کلیدی برای سیستم‌های تبرید تراکمی می‌باشد؛ زیرا که در این نوع از سیستم‌ها، فشار باید حتماً بالای فشار اتمسفری باشد. سیستم آبخاری نیز علی‌رغم مرتفع ساختن و بهبود بخشیدن بسیاری از محدودیت‌های سیستم قبل ولی همچنان با محدودیت‌های اجرایی از قبیل فشار روبرو می‌باشد که با نوع مبردهایی که انتخاب می‌شود، متناسب است.

نکات اصلی مربوط به این محدودیت‌ها برای مبردهای مختلف در ذیل بیان می‌گردد:

- مبرد R600a در اواپراتور دما پایین فشار زیر اتمسفر داشته و قابلیت اجرایی در این سیستم را ندارد.
- مبرد R290 در اواپراتور دما پایین اگر دما از (-۴۰) کمتر باشد یعنی حدوداً (-۵۰) و پایین‌تر فشار زیر اتمسفری داریم ولی در این محدوده (-۴۰) فشار بالای اتمسفری است و کاملاً قابلیت اجرا دارد.

در نهایت با مقایسه دو سیستم از منظر انرژی می‌توان چنین استنباط نمود که سیستم دارای محفظه ذخیره با مبرد R290 گزینه بهتری برای انتخاب در

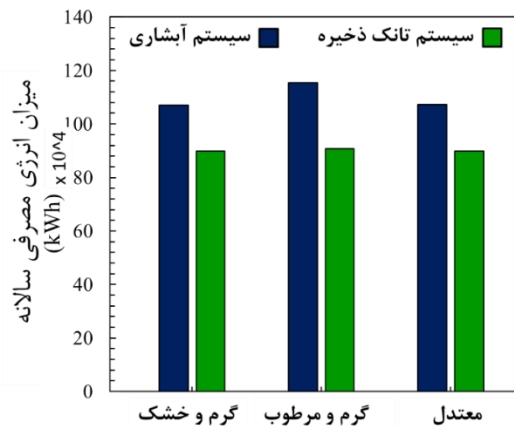
بار حرارتی سیکل دما پایین از صفر درصد تا ۱۰۰ درصد میزان تغییرات توان مصرفی در هر دو سیستم به چه شکل است.



شکل ۱۷ اثر تغییر بار حرارتی بر توان مصرفی دو سیستم مورد مطالعه برای مبرد R290

همان‌طور که در شکل ۱۷ نشان داده شده است، سیستم دارای تانک ذخیره مصرف انرژی کمتری نسبت به سیستم آبخاری دارد. هم‌چنین، در هر دو سیستم، با افزایش میزان بار حرارتی در اواپراتور چرخه دما پایین، مصرف انرژی افزایش می‌یابد.

امروزه با رشد سریع تکنولوژی و افزایش روزافزون مصرف انرژی و به دنبال آن افزایش هزینه‌های انرژی، روش‌های بهینه استفاده از منابع انرژی بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. انرژی الکتریکی مورد استفاده در سیستم‌های تهویه مطبوع و تبرید تراکمی سهم قابل توجهی از کل انرژی مصرفی جهان را تشکیل می‌دهد. با توجه به مصرف بالای انرژی الکتریکی در سیستم‌های تبرید تراکمی بررسی میزان انرژی مصرفی سیستم‌های مختلف، در انتخاب نوع سیستم بسیار تاثیرگذار خواهد بود. در نتیجه میزان مصرف سالانه هر سیستم در شرایط برابر می‌تواند کارایی آن سیستم را نشان دهد. در نهایت میزان مصرف انرژی سالانه هر سیستم برای اقلیم گرم و مطلوب در حالت تعادلی سیستم یعنی تخصیص بار حرارتی ۵۰ درصد به هر محدوده دمایی در شکل ۱۸ ارائه می‌گردد.



شکل ۱۸ مقایسه میزان مصرف انرژی سالانه دو سیستم برودتی برای سه اقلیم مورد مطالعه

همان‌گونه که از شکل کاملاً مشخص است هر دو سیستم در اقلیم گرم و مرطوب بیشترین میزان مصرف انرژی را دارند. با دقت در نمودار مشخص شد که سیستم دارای محفظه ذخیره در اقلیم گرم و مرطوب ۳۰ درصد مصرف

- [9] K. Nawaz and M. R. Ally, "Options for low-global-warming-potential and natural refrigerants Part 2: Performance of refrigerants and systemic irreversibilities," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 106, No. 8, pp. 213-224, 2019. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.05.030.
- [10] Z. Sun, C. Wang, Y. Liang, H. Sun, S. Liu, and B. Dai, "Theoretical study on a novel CO₂ Two-stage compression refrigeration system with parallel compression and solar absorption partial cascade refrigeration system," *Energy Conversion and Management*, Vol. 204, No. 5, pp. 1122-1138, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112278.
- [11] M. Schulz and D. Kourkoulas, "Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006," *Off. J. Eur. Union*, No. 517, 2014.
- [12] E. A. Heath, "Amendment to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (Kigali Amendment)," *International Legal Materials*, Vol. 56, No. 1, pp. 193-205, 2017. doi: 10.1017/ilm.2016.2.
- [13] G. Raabe, "Molecular simulation studies on refrigerants past – present – future," *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 485, pp. 190-198, 2019, doi: 10.1016/j.fluid.2018.12.022.
- [14] H. Wang, Z. Lei, X. Zhang, B. Zhou, and J. Peng, "A review of deep learning for renewable energy forecasting," *Energy Conversion and Management*, Vol. 198, No. 15, p.1117-1129, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111799.
- [15] M. A. Qyum, Y. D. Chaniago, W. Ali, K. Qadeer, and M. Lee, "Coal to clean energy: Energy-efficient single-loop mixed-refrigerant-based schemes for the liquefaction of synthetic natural gas," *Journal of Cleaner Production*, Vol. 211, No. 20, pp.574-589, 2019, doi: 10.1016/j.jclepro.2018.11.233.
- [16] Y. Chen, L. He, Y. Guan, H. Lu, and J. Li, "Life cycle assessment of greenhouse gas emissions and water-energy optimization for shale gas supply chain planning based on multi-level approach: Case study in Barnett, Marcellus, Fayetteville, and Haynesville shales," *Energy conversion and management*, Vol. 134, No.15 pp.382-398, 2017, doi:10.1016/j.enconman.2016.12.019.
- [17] J. Lian, Y. Zhang, C. Ma, Y. Yang, and E. Chaima, "A review on recent sizing methodologies of hybrid renewable energy systems," *Energy Conversion and Management*, Vol. 199, No. 1, pp.1120-1127, 2019, doi:10.1016/j.enconman.2019.112027.
- [18] K. Megdoui, N. Ejemni, E. Nahdi, A. Mhimid, and L. Kairouani, "Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO₂/N₂O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures," *Energy*, Vol. 128, pp. 586–600, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.04.073.
- [19] Sawalha S, Piscopiello S, Karampour M, Manickam L, Rogstam J. Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part II: Analysis of HFC refrigeration systems and comparison to CO₂ trans-critical. *Appl Therm Eng* 2017, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.073>.
- [20] Llopis R, Sanz-Kock C, Cabello R, Sánchez D, Nebot-Andrés L, Catalán-Gil J. Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant. *Appl Therm Eng* 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075>.
- [21] Megdoui K, Tashtoush BM, Nahdi E, Elakhdar M, Kairouani L, Mhimid A. Thermodynamic analysis of a novel ejector-cascade refrigeration cycles for freezing process applications and air-conditioning. *Int J Refrig* 2016, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.029>.
- [22] Cui P, Yu M, Liu Z, Zhu Z, Yang S. Energy, exergy, and economic (3E) analyses and multi-objective optimization of a cascade absorption refrigeration system for low-grade waste heat recovery. *Energy Convers Manag* 2019. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.01.047>.
- [23] Liu S, Bai T, Wei Y, Yu J. Performance analysis of a modified ejector-enhanced auto-cascade refrigeration cycle. *Energy* 2023;265:126334. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126334>.
- [24] Faruque, M. W., Uddin, M. R., Salehin, S., & Ehsan, M. M. (2022). A comprehensive thermodynamic assessment of cascade refrigeration system utilizing low GWP hydrocarbon refrigerants. *International Journal of Thermofluids*, 15, 100177.
- اقلیم‌های مختلف می‌باشد؛ زیرا که راندمان بهتری را داشته و مصرف انرژی پایین تری نیز دارد. این در حالی است که سیستم آبشاری محدوده دمایی بیشتری را تامین می‌کند و به علت داشتن دو سیکل مجزا محدودیت‌های کمتری را در تغییر نرخ دبی و ایجاد دماهای مختلف دارد. برای کارهای آینده موارد زیر مورد نظر نویسندگان می‌باشد:
- بررسی میزان انرژی اتلافی در هر دو سیستم
 - بهینه کردن سیستم آبشاری با مبرد کربن دی اکسید
 - آنالیز اقتصادی هر دو سیستم
 - بررسی ترکیب این سیستم ها با انرژی های تجدید پذیر
- ۶- نمادها**
- | | |
|-----------|--------------------|
| T | دما (°C) |
| \dot{m} | دبی جرمی (kg/s) |
| P | فشار (MPa) |
| Q | بار حرارتی (kW) |
| W | توان مصرفی (kW) |
| MT | دمای میانی (°C) |
| LT | دما پایین (°C) |
| COP | راندمان سیستم |
| HPC | کمپرسور فشار پایین |
| LPC | کمپرسور فشار بالا |
| CON | کندانسور |
| EVA | اواپراتور |
| amb | محیط اطراف |
- ۷- مراجع**
- [1] Eduard Lloret Font, Analysis and optimization of energy usage in Supermarkets, MS thesis. Universitat Politècnica de Catalunya, 2017.
- [2] J. Arias, Energy Usage in Supermarkets: Modelling and Field Measurements, PhD Thesis, KTH University, 2005.
- [3] I. Dincer, Refrigeration Systems and Applications, Third. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2017.
- [4] H. J. Dakkama, A. Elsayed, R. K. Al-Dadah, S. M. Mahmoud, and P. Youssef, "Investigation of Cascading Adsorption Refrigeration System with Integrated Evaporator-Condenser Heat Exchanger Using Different Working Pairs," *Energy Procedia*, Vol. 75, No. 1, pp. 1496-1501, 2015, doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.285.
- [5] A. M. Dubey, S. Kumar, and G. Das Agrawal, "Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications," *Energy conversion and management*, Vol. 86, No. 1, pp. 774-783, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.05.105.
- [6] V. Jain, S. S. Kachhwaha, and G. Sachdeva, "Thermodynamic performance analysis of a vapor compression-absorption cascaded refrigeration system," *Energy conversion and management*, Vol. 75, No. 12, pp. 685-700, 2013, doi:10.1016/j.enconman.2013.08.024.
- [7] M. R. Ally, V. Sharma, and K. Nawaz, "Options for low-global-warming-potential and natural refrigerants part I: Constraints of the shape of the P-T and T-S saturation phase boundaries," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 106, No. 6, pp. 144-152, 2019.
- [8] Y. T. Ge and S. A. Tassou, "Thermodynamic analysis of transcritical CO₂ booster refrigeration systems in supermarket," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 4, pp.1868-1875, 2011. doi: 10.1016/j.enconman.2010.11.015.

- [25] A. N. Ebrahimi, F. P. Rahimian, and M. S. Loron, "Impacts of Climate on Genesis of Vernacular Architecture of Different Parts of Iran: Case Study of Cold and Dry Azerbaijan--Iran," *ALAM CIPTA, Int. J. Sustain. Trop. Des. Res. Pract.*, Vol. 6, No. 1, pp. 69–82, 2013.
- [26] *Industrial refrigeration*, Accessed 8 September 2019, https://www.lindegas.com/en/processes/refrigeration_and_air_conditioning/industrial_refrigeration
- [27] A. Messineo and D. Panno, "Performance evaluation of cascade refrigeration systems using different refrigerants," *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 20, No. 03, pp.125-140, 2012, doi: 10.1142/s2010132512500101.
- [28] Z. Sun *et al.*, "Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A," *Applied Energy*, Vol. 184, pp. 19-25, No. 15, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.014.