



تحلیل ترمودینامیکی و بهینه سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

دامون آقازاده دکانداری^۱، سید محمد سید محمودی^{۲*}، علیرضا ستایش حق^۳

۱- کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، شرکت ملی نفت ایران، شرکت ملی مناطق نفت خیز جنوب، اهواز

۲- دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز

۳- کارشناس ارشد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، واحد بستان آباد

* تبریز، صندوق پستی ۱۴۷۶۶-۵۱۶۶۶، s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: ۲۴ دی ۱۳۹۲

پذیرش: ۲۹ بهمن ۱۳۹۲

ارائه در سایت: ۱۰ مرداد ۱۳۹۳

کلید واژگان:

سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری

ضریب عملکرد

بازده قانون دوم ترمودینامیک

چکیده

در این مقاله ابتدا تأثیر افزودن اجکتور بر عملکرد ترمودینامیکی سیکل تبرید آبشاری بررسی شد. با مدل سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری در نرم افزار EES معلوم شد که با فرض ظرفیت تبرید مساوی در هر دو سیکل آبشاری ساده و سیکل اجکتوری-آبشاری، افزودن اجکتور و انتخاب میرد R134a برای واحد دما بالا باعث بهبود ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری تا حدود ۶.۵٪ می شود. در ادامه با انتخاب R717، R290، R134a و R123 به عنوان میرد واحد دما بالای سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری تأثیر پارامترهای طراحی مانند دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین و دمای محیط در عملکرد سیکل تحلیل شد و کارایی سیکل با بکارگیری هر میرد نسبت به دیگر میردها مقایسه گردید. نتایج نشان داد که کارایی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری (R744-R123) با انتخاب دمای بیشتر از ۲۵۵.۴ کلوین برای دمای تبخیرکن واحد دما بالا بهتر از مواقعی است که از سه میرد دیگر مورد مقایسه استفاده شود. سرانجام ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با توجه به تغییرات دمای تبخیرکن واحد دما پایین، دمای تبخیرکن واحد دما بالا و دمای محیط بهینه سازی شد. مشخص شد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید با انتخاب R123 به عنوان میرد واحد دما بالا به بیش ترین مقدار خود خواهد رسید.

Thermodynamic analysis and optimization of a novel ejector-cascade refrigeration cycle

Damoon Aghazadeh Dokandari¹, Seyyed Mohammad Seyyed Mahmoudi^{2*}, Alireza Setayesh Hagh³

1- National Iranian Oil Company, National Iranian South Oil Company, Ahwaz, Iran

2- Department of Mechanical Engineering, Tabriz University, Tabriz, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Bostan-abad Branch of Islamic Azad University, Bostan-abad, Iran

* P.O.B. 51666-14766 Tabriz, Iran, s_mahmoudi@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 14 January 2014
Accepted 18 February 2014
Available Online 01 August 2014

Keywords:

Ejector-Cascade Refrigeration Cycle
COP
Second Law Efficiency

ABSTRACT

Throttling process through expansion valves causes a considerable amount of exergy loss so that reducing this loss improves the performance of compressed refrigeration cycle considerably. In the present work, the effect of using an ejector on the performance of a cascade refrigeration cycle is evaluated. It is concluded that the using ejector and selecting R134a as the high temperature circuit refrigerant cause the COP and second law efficiency to increase by approximately 6.5 percent as compared to the conventional cascade cycle with the same cooling capacity. In addition, several refrigerants including R717, R290, R134a, and R123 are examined to reveal the effect of refrigerant type in the high temperature circuit on the cycle performance. It is also found that, at a temperature of more than 255.4 K, for the evaporator of high temperature circuit, the refrigerant combination of R744-R123 results in a better performance as compared to the other combinations. Finally, the cycle performance is optimized with respect to the temperatures of low temperature evaporator, high temperature evaporator, and the ambient from the view points of both the first and second laws of thermodynamics. It is concluded that the COP and the second law efficiency are the highest when R123 is used as the refrigerant at the high temperature circuit.

۱- مقدمه

مرحله ای است. سیکل آبشاری در آن دسته از کاربردهای صنعتی که به محدوده گسترده تری از دما نیاز است مورد استفاده قرار می گیرد. به عنوان مثال می توان یخچال سوپرمارکت های بزرگ را در این خصوص نام برد که در آن ها دمای تبخیرکن^۲ مورد نیاز برای نگهداری مواد غذایی در حدود ۳۰- تا

سیکلهای تبرید تراکمی چند مرحله ای به طور گسترده در صنعت تبرید مورد استفاده قرار می گیرند [۱]. یکی از رایج ترین سیکل ها در تبرید، سیکل آبشاری^۱ دو مرحله ای است که ضریب عملکرد آن بالاتر از سیکل تبرید یک

2- Evaporator

1- Cascade Cycle

Please cite this article using:

D. Aghazadeh Dokandari, M. Seyyed Mahmoudi, A. Setayesh Hagh, Thermodynamic analysis and optimization of a novel ejector-cascade refrigeration cycle, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 7, pp. 85-93, 2014 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

۵۰- درجه سلسیوس است [۲،۳].

سیکل با به کار بردن چهار مبرد مورد اشاره در واحد دما بالا مقایسه شد. در نهایت با در نظر گرفتن هر چهار مبرد برای واحد دما، عملکرد قانون اول و قانون دوم چرخه بهینه سازی شد.

در کار حاضر مدل سازی، بهینه سازی و تعیین خصوصیات ترمودینامیکی مردها در نقاط مختلف سیکل با استفاده از نرم افزار ترمودینامیکی-محاسباتی EES [۱۲] انجام گردید.

۲- معرفی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری

سیکل تبرید تراکمی آبشاری از دو واحد دما بالا و دما پایین تشکیل شده است که در مبادله کن میانی باهم کوپل می شوند. از طرف دیگر در سیستم-های تبرید تراکمی تلفات فرایند اختناق در شیر انبساط می تواند با افزودن اجکتور که جزئی ساکن بوده و هزینه راه اندازی و نگهداری پایینی دارد کاهش یابد [۷،۸].

شکل های ۱ و ۲ به ترتیب طرحواره و نمودار $P-h$ سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید آبشاری را که شامل دو اجکتور در واحد دما بالا و پایین سیکل آبشاری ساده است و در این مقاله با عنوان سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری معرفی شده است نشان می دهد.

در سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری مبرد واحد دما بالا در نقطه ۱ بصورت بخار اشباع وارد کمپرسور شده و با توجه به بازده آیزونتروپیک^۵ آن تا نقطه ۲ متراکم می شود. سپس مبرد با عبور از چگالنده طی یک فرایند فشار ثابت تا حالت مایع اشباع (نقطه ۳) خنک شده و با عبور از نازل اجکتور (نقطه ۴)، در بخش اختلاط اجکتور با سیال ورودی از تبخیرکن مخلوط شده و در حالت ۵ از آن خارج می شود. در نهایت مبرد با ورود به دیفیوزر اجکتور در حالت دو فازی اجکتور را ترک کرده و وارد جداکن^۶ می شود (نقطه ۶). در جداکن بخار اشباع و مایع اشباع از هم تفکیک می شوند، بخار اشباع به کمپرسور رفته و مایع اشباع در نقطه ۷ وارد شیر انبساط^۸ شده و بعد از انبساط (نقطه ۸) وارد تبخیرکن واحد دما بالا که بخشی از مبادله کن میانی است، می شود. مبرد در تبخیرکن با گرفتن گرما از مبرد واحد دما پایین بصورت بخار اشباع در نقطه ۹ از آن خارج می شود.

مبرد واحد دما پایین سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری فرایندهایی مشابه واحد دما بالا را طی می نماید با این تفاوت که فرایند دفع گرما در مبادله کن میانی و با انتقال گرما به مبرد واحد دما بالا انجام گرفته و در تبخیرکن نیز گرما را از محیط سرد شونده دریافت می نماید.

۲-۱- موازنه جرمی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری

نرخ جریان جرمی واحد دما پایین با توجه به ظرفیت تبرید تبخیرکن آن که در کار حاضر برای هر دو سیکل آبشاری ساده و با اجکتور برابر با ۲۰۰ کیلووات فرض شده است بدست می آید با مشخص شدن نرخ جریان جرمی واحد دما پایین و به تبع آن میزان دفع گرما از مبرد واحد دما پایین به مبرد واحد دما بالا در مبادله کن میانی، نرخ جریان جرمی واحد دما بالا نیز تعیین می شود.

۲-۲- مدل سازی ترمودینامیکی اجکتور

با توجه به اینکه تنها تغییرات سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری افزودن اجکتور جدا کن به واحد دما بالا و دما پایین سیکل تبرید آبشاری است در

در سیکل های آبشاری دو واحد تبرید تراکمی در قسمت مبادله کن میانی^۱ باهم کوپل می شوند. واحد دما بالای سیکل آبشاری می تواند با سیال عاملی مانند آمونیاک، پروپان و یا اتانول کار کند. آمونیاک به عنوان یک مبرد طبیعی و قابل دسترس، از لحاظ آلودگی و قابلیت اشتعال حساسیت کمتری نسبت به سایر مردها مانند پروپان و اتانول دارد. همچنین بعد از تحقیقاتی که در سال ۱۹۹۳ میلادی صورت گرفت مشخص شد که با توجه به میزان زیاد هدر رفتن سایر مردها در سیکل تبرید (۳۰٪ در سال)، آمونیاک به علت درصد نشت کمتر جایگزین مطمئن تری برای سایر مردهای غیرطبیعی به شمار می رود [۴]. شینگ لی و همکارانش [۵] در سال ۲۰۰۶ با هدف رسیدن به بیشترین ضریب عملکرد و کمترین تلفات انرژی به یافتن نقطه بهینه برای دمای چگالنده^۲ سیکل تبرید آبشاری با مردهای NH_3 و CO_2 پرداختند.

ژتو و بنسال در سال ۲۰۰۸ در یک سیکل آبشاری با مردهای NH_3 و CO_2 تأثیر سه دسته از پارامترهای طراحی و عملکردی شامل دمای چگالنده و تبخیرکن واحد دما بالا (NH_3)، اختلاف دمای دو مبرد در مبادله کن میانی و دمای چگالنده و تبخیرکن واحد دما پایین (CO_2) را بر عملکرد سیکل مورد ارزیابی قرار دادند [۶].

در سیستم های تبرید می توان با استفاده از انبساط چند مرحله ای تلفات فرایند اختناق را کاهش داد. در این خصوص اجکتور که فاقد قسمت های متحرک بوده و هزینه راه اندازی و نگهداری آن پایین است، گزینه مناسبی به نظر می رسد [۷،۸].

در سال ۲۰۰۶ جیان دنگ [۹] همراه با همکارانش سه سیکل شامل سیکل تبرید تراکمی ساده، سیکل تبرید تراکمی همراه با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی با اجکتور را مورد بررسی قرار دادند نتایج آن ها نشان داد که برای شرایط کاری یکسان در هر سه سیکل، ضریب عملکرد^۳ سیکل تبرید اجکتوری به ترتیب ۱۸،۶٪ و ۲۲٪ بهتر از سیکل تبرید تراکمی با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی ساده خواهد بود. همچنین تحلیل انرژی آن ها نشان داد که تلفات انرژی در فرایند اختناق سیستم تبرید اجکتوری به مقدار قابل توجهی کاهش یافته است.

در سال ۲۰۰۹ یاری [۱۰] تأثیر افزودن مبدل حرارتی داخلی و میان سردکن^۴ را بر پارامترهای عملکردی سیکل تبرید تراکمی-اجکتوری با تراکم دو مرحله ای مورد مطالعه قرار داد. نتایج وی نشان داد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل تبرید تراکمی-اجکتوری دو مرحله ای با افزودن مبدل حرارتی داخلی و میان سردکن در حدود ۱۲،۵ و ۲۱ درصد بهبود می یابد. یاری و سیدمحمودی [۱۱] در سال ۲۰۱۱ سیکل تبرید آبشاری جدیدی را ارائه کردند که در آن دو سیکل تبرید و توان با استفاده از یک سیکل تراکمی-اجکتوری باهم کوپل شده بودند.

در این تحقیق برای نخستین بار بصورت تحلیلی تأثیر افزودن اجکتور بر ضریب عملکرد و تلفات انرژی سیکل تبرید تراکمی آبشاری بررسی گردید. با انتخاب مردهای $R717$ (NH_3)، $R290$ ، $R134a$ و $R123$ برای واحد دما بالای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری و مبرد CO_2 (R744) برای واحد دما پایین، تأثیر پارامترهای طراحی مانند دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین و دمای چگالنده بر عملکرد سیکل تحلیل و کارایی

5- Engineering Equation Solver
6- Isentropic Efficiency
7- Separator
8- Expansion Valve

1- Heat Exchanger
2- Condenser
3- Coefficient of Performance
4- Intercooler

$$A_{out}^{in} \left(\sum_i m_i h_i \right) + A_{out}^{in} \left(\sum_j Q_j \right) + A_{out}^{in} \left(\sum_k W_k \right) = 0 \quad (6)$$

از طرف دیگر نرخ تولید آنتروپی با در نظر گرفتن هر یک از اجزاء سیکل بصورت حجم کنترل از رابطه (7) قابل محاسبه است [14]:

$$\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i - \sum \frac{\dot{Q}_r}{T_r} \quad (7)$$

نرخ تلفات انرژی نیز طبق قضیه گوی استودولا⁴ بصورت رابطه (8) تعریف می شود:

$$\dot{I} = T_{amb} \dot{S}_{gen} \quad (8)$$

در جدول شماره 1 روابط ترمودینامیکی حاکم بر هر یک از اجزاء سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری ارائه شده است.

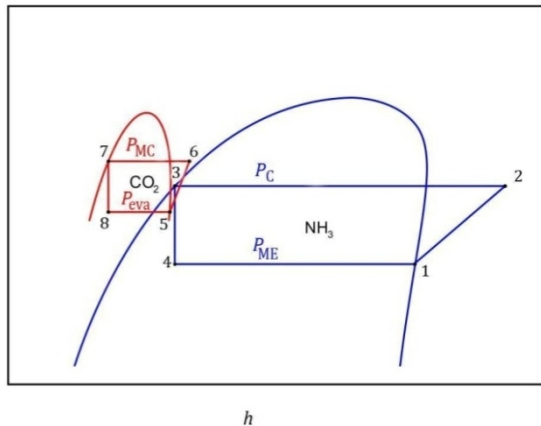
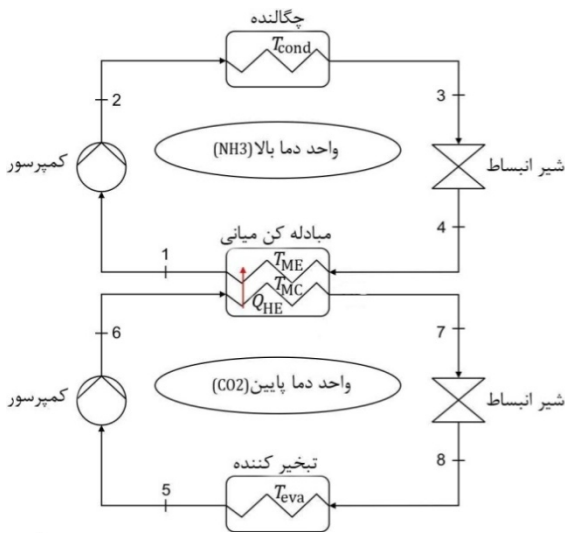
همچنین ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری برابر با رابطه (9) است.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_{c,HTC} + \dot{W}_{c,LTC}} \quad (9)$$

که در آن ظرفیت تبرید واحد دما پایین، $\dot{W}_{c,LTC}$ و $\dot{W}_{c,HTC}$ به ترتیب توان مصرفی کمپرسور واحد دما بالا و دما پایین سیکل است.

بالانس انرژی برای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری مطابق رابطه (10) تعریف می شود:

$$\dot{W}_{c,HTC} + \dot{W}_{c,LTC} = \dot{W}_{rev} + \dot{I} \quad (10)$$



شکل 1 طرحواره و نمودار P-h سیکل تبرید تراکمی آبشاری ساده

این بخش قسمت های مختلف اجکتور معرفی شده است [10].

اجکتور از سه قسمت نازل، محفظه اختلاط و دیفیوزر تشکیل شده است. جریان خروجی از چگالنده به عنوان جریان اولیه با ورود به نازل اجکتور تا فشار تبخیرکن منبسط می شود. در قسمت اختلاط اجکتور جریان خروجی از چگالنده (جریان اولیه) با جریان خروجی از تبخیرکن (جریان ثانویه) طی فرایندی فشار ثابت مخلوط می شود. طبق روابط (1) و (2) داریم:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_9 = \dot{m}_6 \quad (1)$$

$$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{18} = \dot{m}_{15} \quad (2)$$

نسبت جریان جرمی خروجی از تبخیرکن به جریان جرمی خروجی از چگالنده به عنوان نسبت مکش¹ اجکتور تعریف می شود [10, 11]. طبق روابط (3) و (4) داریم:

$$U_{HTC} = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_3} \quad (3)$$

$$U_{LTC} = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_{12}} \quad (4)$$

مخلوط بعد از خروج از محفظه اختلاط با ورود به دیفیوزر اجکتور تا فشار ورودی کمپرسور متراکم شده و در حالت دو فازی از اجکتور خارج می شود. بنابراین نرخ جریان اولیه برای واحد دما بالا و پایین براساس تابعی از نسبت مکش و جریان جرمی خروجی از اجکتور به ترتیب برابر $\dot{m}_6 / (U_{HTC} + 1)$ و $\dot{m}_{15} / (U_{LTC} + 1)$ است همچنین نرخ جریان ثانویه در واحد دما بالا و پایین به ترتیب برابر با $\dot{m}_6 U_{HTC} / (U_{HTC} + 1)$ و $\dot{m}_{15} U_{LTC} / (U_{LTC} + 1)$ است.

۳-۲- فرضیات مدل سازی

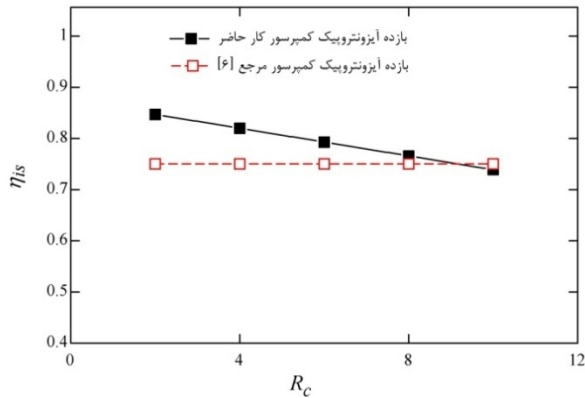
- سیستم حالت پایا² فرض شده است.
- فرایند تراکم در کمپرسورهای سیکل بی دررو³ فرض شده است.
- تلفات حرارتی و افت فشار در سیستم ناچیز فرض شده است.
- از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیستم صرف نظر شده است.
- فرایند اختلاط در اجکتور فشار ثابت در نظر گرفته شده است.
- فرایند اختلاط در شیر انبساط آنتالپی ثابت در نظر گرفته شده است.
- دمای چگالنده در واحد دما بالا 5 درجه سلسیوس بالاتر از دمای محیط فرض می شود.
- اختلاف دمای دو مبرد در مبادله کن میانی 5 درجه سلسیوس فرض شده است.
- بازده حرارتی مبادله کن میانی 95٪ فرض شده است.
- بازده بخش نازل، اختلاط و دیفیوزر اجکتور به ترتیب 75٪، 85٪ و 75٪ در نظر گرفته شده است [13].
- ظرفیت تبرید برای تمام سیکل های تحت بررسی (ساده و با اجکتور)، مساوی و برابر 200 کیلو وات در نظر گرفته شده است.

۳- روابط ترمودینامیکی حاکم بر مسئله

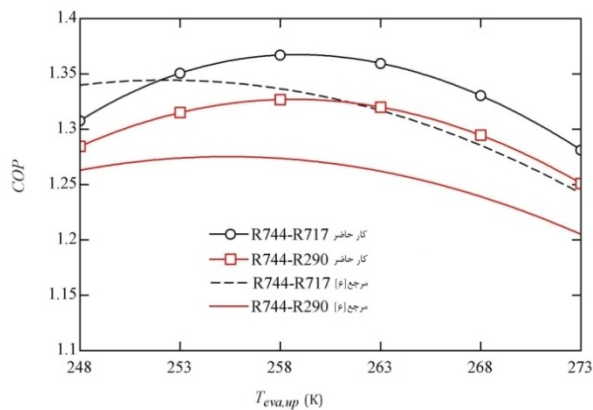
در مدل سازی، هر یک از اجزاء سیکل به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته شده است که با محیط تبادل کار یا حرارت انجام می دهد [14]. اساس مدل سازی در تحلیل هر یک از اجزاء، معادلات بقای جرم و انرژی است که به ترتیب در روابط (5) و (6) معرفی شده اند:

$$A_{out}^{in} \left(\sum_i m_i \right) = 0 \quad (5)$$

1- Entrainment Ratio
2- Steady State
3- Adiabatic



شکل ۳ بازده آیزونتروپیک کمپرسور بر حسب نسبت تراکم



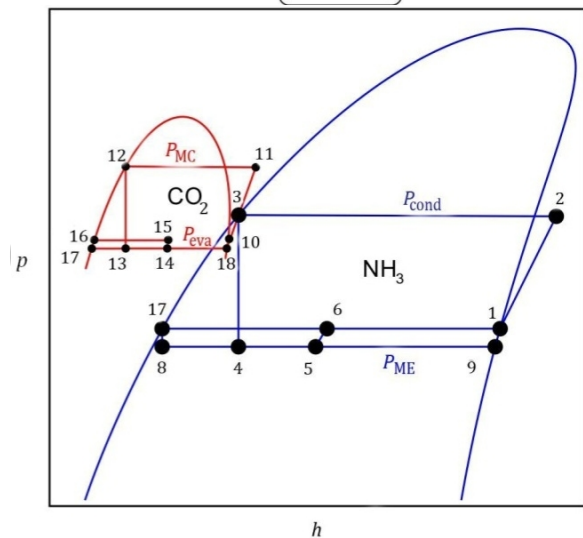
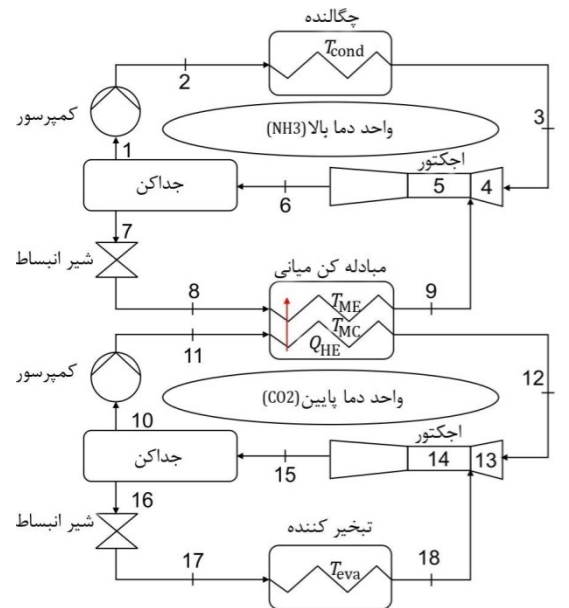
شکل ۴ مقایسه نتایج مدل سازی کار اخیر با مرجع [۶]

همچنین شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید اجکتوری-آبشاری (R744-R717) در جداول (۲) و (۳) نشان داده شده است.

۴- بحث و نتایج

به منظور بررسی صحت مدل سازی، ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری ساده با نتایج مرجع [۶] مقایسه شد. به این منظور شرایط کاری سیکل آبشاری مرجع [۶] شامل دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین، اختلاف دمای دو میرد در مبادله کن میانی و دمای چگالنده به سیکل آبشاری ساده مدل سازی شده اضافه شد. نتایج نشان داد که اختلاف ضریب عملکرد کار حاضر با نتایج گزارش شده در مرجع [۶] حدود ۳/۵٪ است (شکل ۴). به هر حال این اختلاف ناشی از متغیر فرض کردن بازده آیزونتروپیک کمپرسور است (شکل ۳) به طوری که در صورت ثابت فرض نمودن بازده آیزونتروپیک کمپرسور توافق بسیار خوبی بین نتایج بدست می آید.

نسبت ضریب عملکرد و نسبت بازده قانون دوم سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده بر حسب تغییرات دمای تبخیرکن واحد دما بالا (تبخیرکن میانی) و با فرض چهار میرد R290, R717, R134a و R123 برای واحد دما بالا به ترتیب در شکل های ۵ و ۶ رسم شده است. از شکل مشخص است که افزودن اجکتور موجب افزایش ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل می شود. بیشترین افزایش مربوط به سیکل آبشاری R744-R134a است به طوری که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم آن با افزودن اجکتور تا ۶/۵٪ افزایش یافته است. همچنین کمترین افزایش نیز با مقدار ۳٪ در برخی شرایط کاری سیکل آبشاری R744-R717 حاصل می شود.



شکل ۲ طرحواره و نمودار P-h سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

که در آن، \dot{W}_{rev} کل توان مصرفی در حالتی است که تمام فرایندهای سیکل برگشت پذیر باشند و \dot{I}_t مجموع تلفات آگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری است. سرانجام بازده قانون دوم ترمودینامیک برای سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با رابطه (۱۱) تعریف می شود:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{W}_{c,HTC} + \dot{W}_{c,LTC}} \quad (11)$$

۳-۱- بازده آیزونتروپیک کمپرسور

در برخی از کارهای انجام گرفته در زمینه سیکل تبرید آبشاری، بازده آیزونتروپیک کمپرسور ثابت فرض شده است، این فرض با توجه به وابسته بودن بازده آیزونتروپیک کمپرسور به نسبت تراکم آن باعث خطا در محاسبات ترمودینامیکی می شود. در کار حاضر بازده آیزونتروپیک کمپرسور واحد دما بالا و دما پایین سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری بصورت تابعی از نسبت تراکم کمپرسور تعریف می شود [۱۵]. طبق رابطه (۱۲) داریم:

$$\eta_{is} = 0.874 - 0.0135R_c \quad (12)$$

در شکل ۳ تغییرات بازده آیزونتروپیک کمپرسور بر حسب نسبت تراکم نشان داده شده است.

جدول ۱ روابط ترمودینامیکی اعمال شده در هر یک از اجزاء سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

اجزاء سیکل	روابط انرژی	روابط آگرژی
کمپرسور واحد دما بالا	$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, W_c = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1}(h_2 - h_1), \eta_c = 0.874 - 0.0135\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	$I_c = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1}[T_0(s_2 - s_1)]$
چگالنده	$Q_{cond} = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1}(h_2 - h_3)$	$I_{cond} = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)]$
اجکتور واحد دما بالا	$\eta_n = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}, h_3 - h_4 = \frac{u_4^2}{2}, \dot{m}_6 u_5 = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1} u_4, \eta_m = \frac{u_5^2}{u_4^2}, h_6 - h_5 = u_5^2 / 2,$ $\eta_d = (h_{6s} - h_5) / (h_6 - h_5), x_5 = \frac{1}{U_{HTC} + 1}, \dot{m}_6 h_6 = \frac{\dot{m}_6}{U_{HTC} + 1} h_5 + \frac{\dot{m}_6 U_{HTC}}{U_{HTC} + 1} h_5$	$I_{eje} = \dot{m}_6 T_0 \left[s_6 - s_3 \frac{1}{U_{HTC} + 1} - s_5 \frac{U_{HTC}}{U_{HTC} + 1} \right]$
شیر انبساط واحد دما بالا	$h_7 = h_8$	$I_{exp} = \frac{\dot{m}_6 U_{HTC}}{U_{HTC} + 1} T_0 [(s_8 - s_7)]$
مبادله کن میانی	$\eta_{Hex} = \frac{Q_{Hex,ME}}{Q_{Hex,MC}}, Q_{Hex,ME} = \frac{\dot{m}_6 U_{HTC}}{U_{HTC} + 1} (h_9 - h_8), Q_{Hex,MC} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} (h_{11} - h_{12})$	$I_{Hex} = T_0 \left[\frac{\dot{m}_6 U_{HTC}}{U_{HTC} + 1} (s_9 - s_8) + \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} (s_{12} - s_{11}) \right]$
کمپرسور واحد دما پایین	$\eta_c = \frac{h_{11s} - h_{10}}{h_{11} - h_{10}}, W_c = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} (h_{11} - h_{10}), \eta_c = 0.874 - 0.0135\left(\frac{P_{11}}{P_{10}}\right)$	$I_c = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} [T_0 (s_{11} - s_{10})]$
اجکتور واحد دما پایین	$\eta_n = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13s}}, h_{12} - h_{13} = \frac{u_{13}^2}{2}, \dot{m}_{15} u_{14} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} u_{13}, \eta_m = \frac{u_{14}^2}{u_{13}^2}, h_{15} - h_{14} = u_{14}^2 / 2,$ $\eta_d = (h_{15s} - h_{14}) / (h_{15} - h_{14}), x_{14} = \frac{1}{U_{LTC} + 1}, \dot{m}_{15} h_{15} = \frac{\dot{m}_{15}}{U_{LTC} + 1} h_{12} + \frac{\dot{m}_{15} U_{LTC}}{U_{LTC} + 1} h_{18}$	$I_{eje} = \dot{m}_{15} T_0 \left[s_{15} - s_{12} \frac{1}{U_{LTC} + 1} - s_{18} \frac{U_{LTC}}{U_{LTC} + 1} \right]$
شیر انبساط واحد دما پایین	$h_{16} = h_{17}$	$I_{exp} = \frac{\dot{m}_{15} U_{LTC}}{U_{LTC} + 1} T_0 [(s_{17} - s_{16})]$
تبخیر کن	$Q_{eva} = \frac{\dot{m}_{15} U_{LTC}}{U_{LTC} + 1} (h_{18} - h_{17})$	$I_{eva} = \frac{\dot{m}_{15} U_{LTC}}{U_{LTC} + 1} T_0 \left[(s_{18} - s_{17}) + \left(\frac{h_{17} - h_{18}}{T_r} \right) \right]$

جدول ۲ شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل تبرید آبشاری ساده ($T_{eva,up}=263\text{ K}, T_{eva,down}=233\text{ K}, T_{amb}=293\text{ K}$)

نقطه	دما (کلوین)	فشار (کیلو پاسکال)	آنثالپی ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم)	آنترنوپي ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم کلوین)	کیفیت	نرخ جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)
۱	۲۶۳	۲۸۹	۱۴۵۱	۵,۷۵۹	۱	۰,۲۲۹۳
۲	۳۶۴	۹۹۸,۹	۱۶۶۱	۵,۸۶۱	-	۰,۲۲۹۳
۳	۲۹۸	۹۹۸,۹	۳۱۶۹	۱,۴۰۶	۰	۰,۲۲۹۳
۴	۲۶۳	۲۸۹	۳۱۶۹	۱,۴۴۹	۰,۱۲۶۱	۰,۲۲۹۳
۵	۲۳۳	۹۹۹	-۷۱,۴۹	-۰,۶۸۹۷	۱	۰,۸۰۷۸
۶	۳۱۵,۳	۳۰۳۳	-۱۳,۳۳	-۰,۶۵۸۵	-	۰,۸۰۷۸
۷	۲۶۸	۳۰۳۳	-۳۱۹,۱	-۱,۷۸۳	۰	۰,۸۰۷۸
۸	۲۳۳	۹۹۹	-۳۱۹,۱	-۱,۷۵۲	۰,۲۳۲۷	۰,۸۰۷۸

جدول ۳ شرایط ترمودینامیکی نقاط مختلف سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری ($T_{eva,up}=263\text{ K}, T_{eva,down}=233\text{ K}, T_{amb}=293\text{ K}$)

نقطه	دما (کلوین)	فشار (کیلو پاسکال)	آنثالپی ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم)	آنترنوپي ویژه (کیلو ژول بر کیلوگرم کلوین)	کیفیت	نرخ جریان جرم (کیلوگرم بر ثانیه)
۱	۲۶۳,۵	۲۹۴,۸	۱۴۵۱	۵,۷۵۲	۱	۰,۲۲۷۲
۲	۳۶۲,۷	۹۹۸,۹	۱۶۵۸	۵,۸۵۲	-	۰,۲۲۷۲
۳	۲۹۸	۹۹۸,۹	۳۱۶۹	۱,۴۰۶	۰	۰,۲۲۷۲
۴	۲۶۳	۲۸۹	۳۰,۸۶	۱,۴۱۷	۰,۱۱۹۳	۰,۲۲۷۲
۵	۲۶۳	۲۸۹	۸۴۴,۵	۳,۴۵۵	۰,۵۳۲۸	۰,۴۲۶۳
۶	۲۶۳,۵	۲۹۴,۸	۸۴۶,۲	۳,۴۵۶	۰,۵۳۳۱	۰,۴۲۶۳
۷	۲۶۳,۵	۲۹۴,۸	۱۵۵,۶	۰,۸۳۵۱	۰	۰,۱۹۹۱
۸	۲۶۳	۲۸۹	۱۵۵,۶	۰,۸۳۵۲	۰,۰۰۱۷	۰,۱۹۹۱
۹	۲۶۳	۲۸۹	۱۴۵۱	۵,۷۵۹	۱	۰,۱۹۹۱
۱۰	۲۳۴,۱	۱۰۴۱	-۷۱,۲۶	-۰,۶۹۵۵	۱	۰,۸۰۷
۱۱	۳۱۳,۲	۳۰۳۳	-۱۵,۶۳	-۰,۶۶۵۸	-	۰,۸۰۷
۱۲	۲۶۸	۳۰۳۳	-۳۱۹,۱	-۱,۷۸۳	۰	۰,۸۰۷
۱۳	۲۳۳	۹۹۹	-۳۲۴,۴	-۱,۷۷۵	۰,۲۱۶۳	۰,۸۰۷
۱۴	۲۳۳	۹۹۹	-۲۱۲,۳	-۱,۲۹۴	۰,۵۶۳۶	۱,۴۳۱
۱۵	۲۳۴,۱	۱۰۴۱	-۲۱۱,۱	-۱,۲۹۳	۰,۵۶۳۹	۱,۴۳۱
۱۶	۲۳۴,۱	۱۰۴۱	-۳۹۱,۹	-۲,۰۶۵	۰	۰,۶۲۴
۱۷	۲۳۳	۹۹۹	-۳۹۱,۹	-۲,۰۶۶	۰,۰۰۷	۰,۶۲۴
۱۸	۲۳۳	۹۹۹	-۷۱,۴۹	-۰,۶۸۹۷	۱	۰,۶۲۴

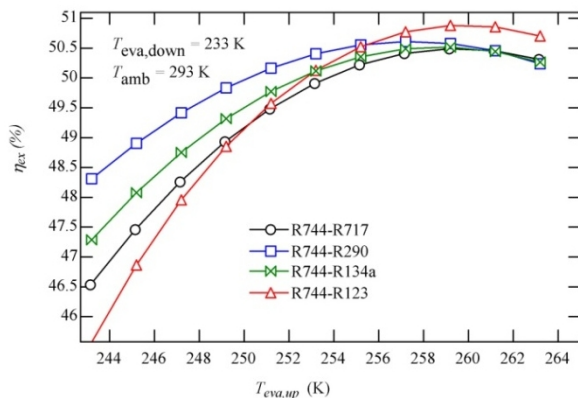
نرخ افزایش توان مصرفی کمپرسور واحد دما پایین بیشتر از نرخ کاهش توان مصرفی کمپرسور واحد دما بالا می‌شود.

همچنین مشاهده شد که سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری با مبرد R123 در واحد دما بالا، تا دمای ۲۵۰/۳ کلوین کارایی پایین‌تری نسبت به سه مبرد دیگر مورد مقایسه داشته است اما در دماهای بالاتر از ۲۵۵/۴ کلوین کارایی آن در مقایسه با سه مبرد دیگر بهتر شده است.

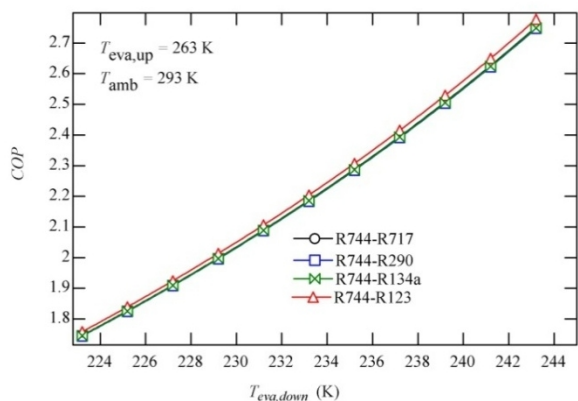
در شکل ۹ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین، که مبرد آن R744(CO₂) است، بر ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری نشان داده شده است. با افزایش دمای تبخیرکن واحد دما پایین و ثابت ماندن سایر پارامترهای طراحی، نسبت تراکم کمپرسور واحد دما پایین کاهش می‌یابد این امر کاهش توان مصرفی کمپرسور را به دنبال دارد. بنابراین با توجه به فرض ثابت بودن ظرفیت تبرید سیکل، افزایش دمای تبخیرکن واحد دما پایین ضریب عملکرد سیکل را همانطور که از نمودار نیز مشخص است افزایش می‌دهد.

همچنین با توجه به اینکه تغییرات دمای تبخیرکن واحد دما پایین تأثیری بر شرایط ترمودینامیکی واحد دما بالای سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری ندارد لذا با تغییر مبرد واحد دما بالا تنها به دلیل تفاوت در خصوصیات ترمودینامیکی مبردها، نرخ جریان جرمی عبوری از مبادله‌کن میانی تغییر جزئی خواهد کرد که این تغییر باعث اختلاف جزئی در ضریب عملکرد چهار مبرد انتخابی شده است (شکل ۹).

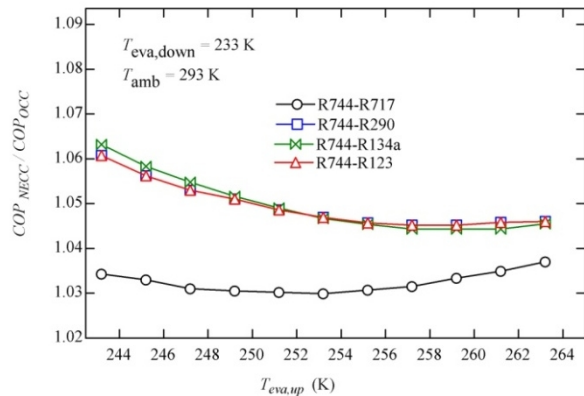
در شکل ۱۰ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین بر بازده قانون دوم ترمودینامیک ارائه شده است. از شکل مشخص است که با افزایش دمای تبخیرکن، بازده قانون دوم ابتدا افزایش و بعد از یک دمای مشخص کاهش یافته است. همچنین مشاهده شد که بیش‌ترین بازده قانون دوم ترمودینامیک با انتخاب مبرد R123 برای واحد دما بالا سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری بدست می‌آید.



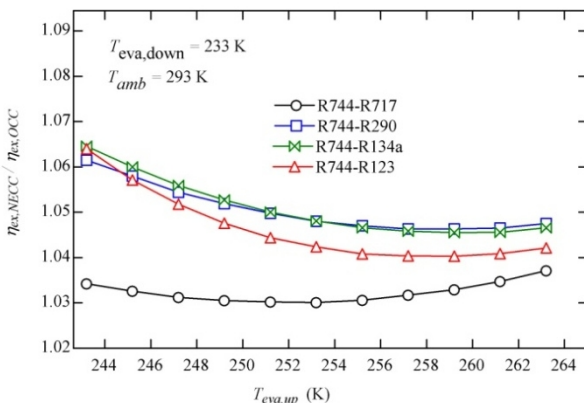
شکل ۸ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما بالا بر بازده قانون دوم سیکل



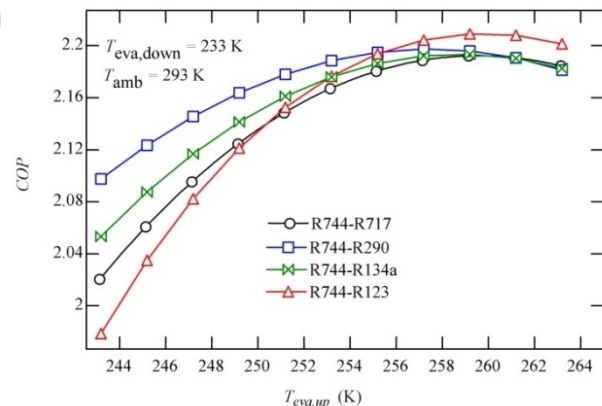
شکل ۹ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین بر ضریب عملکرد سیکل



شکل ۵ نسبت ضریب عملکرد سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده

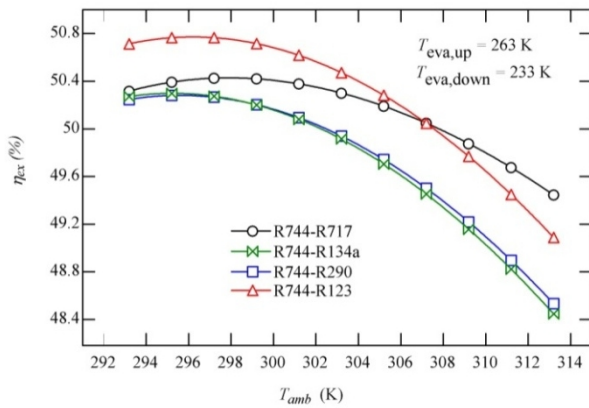


شکل ۶ نسبت بازده قانون دوم سیکل جدید اجکتوری-آبشاری به سیکل آبشاری ساده

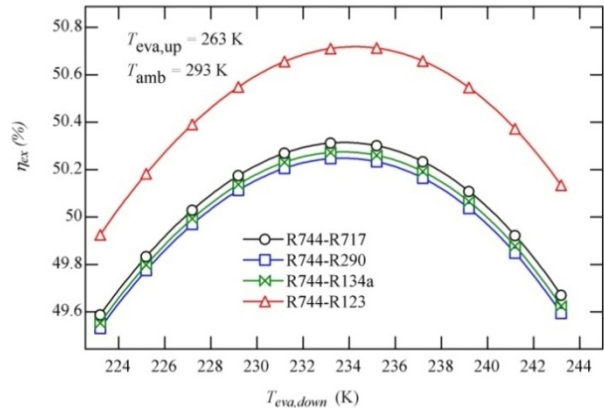


شکل ۷ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما بالا بر ضریب عملکرد سیکل

در شکل‌های ۷ و ۸ به تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما بالا بر ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری اشاره شده است، مشاهده می‌شود که با افزایش دمای تبخیرکن، ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل آبشاری تا نقطه بهینه تبخیرکن واحد دما بالا افزایش و سپس کاهش یافته است. با افزایش دمای تبخیرکن واحد دما بالا نسبت تراکم کمپرسور واحد دما بالا کاهش یافته و به تبع آن توان مصرفی کمپرسور کم شده است از طرف دیگر افزایش دمای تبخیرکن واحد دما بالا نسبت تراکم کمپرسور واحد دما پایین را افزایش داده و در نتیجه افزایش توان مصرفی کمپرسور این واحد را موجب شده است بطوریکه تا نقطه بهینه نرخ کاهش توان مصرفی کمپرسور واحد دما بالا بیشتر از نرخ افزایش توان مصرفی کمپرسور واحد دما پایین است اما بعد از نقطه بهینه این روند تغییر یافته و



شکل ۱۲ تأثیر دمای محیط بر بازده قانون دوم سیکل



شکل ۱۰ تأثیر دمای تبخیرکن واحد دما پایین بر بازده قانون دوم سیکل

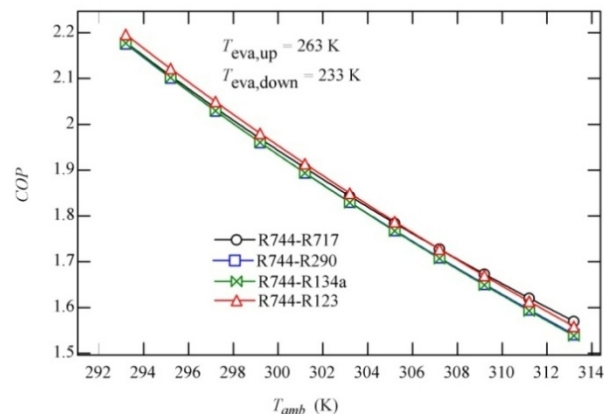
با این حال بازده قانون دوم این سیکل با افزایش دمای محیط به شدت افت می‌کند به طوری که در دماهای بزرگ‌تر از ۳۴ درجه سلسیوس بازده سیکل با مبرد واحد دما بالای R717 بیشتر از بازده سیکل با مبرد واحد دما بالای R123 می‌شود.

اما مهم‌ترین تأثیر افزودن اجکتور به سیکل تبرید آبشاری کاهش تلفات انرژی سیکل است [۷ و ۸]. در نمودار میله‌ای شکل ۱۳ میزان تلفات انرژی در هر یک از اجزاء سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با فرض ظرفیت تبرید برابر و شرایط کاری یکسان در دو سیکل، مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که بیشترین کاهش تلفات انرژی در شیر انبساط اتفاق می‌افتد به طوری که مجموع تلفات انرژی شیر انبساط و اجکتور در سیکل جدید از تلفات انرژی شیر انبساط در سیکل آبشاری ساده ۲۳٪ کمتر است.

در جدول ۴ مقدار تلفات انرژی کل در سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که با افزودن اجکتور به سیکل تبرید آبشاری، تلفات انرژی کل سیکل تا حدود ۸٪ کاهش یافته است.

۴-۱- بهینه سازی سیکل

در پایان برای رسیدن به بیشترین ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک در سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری بهینه‌سازی توسط نرم‌افزار EES انجام پذیرفت. به این منظور ضریب عملکرد و بازده قانون دوم به عنوان تابعی از دمای تبخیرکن واحد دما بالا، دمای تبخیرکن واحد دما پایین (R744) و دمای محیط در نظر گرفته شد. طبق روابط (۱۳) و (۱۴) داریم:

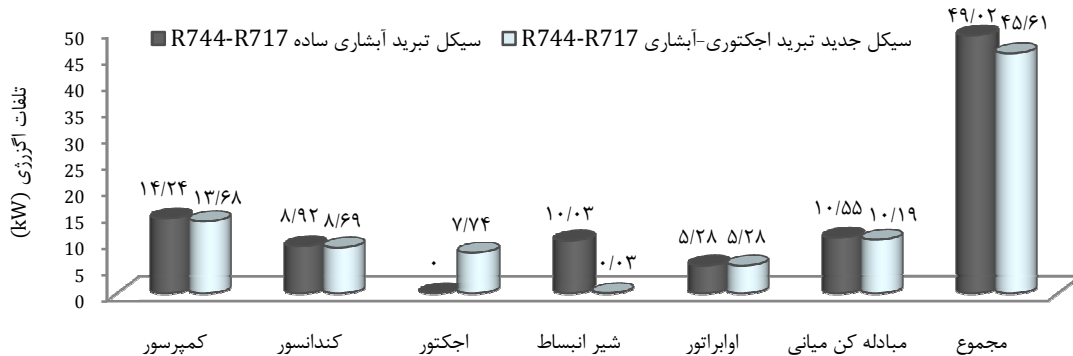


شکل ۱۱ تأثیر دمای محیط بر ضریب عملکرد سیکل

با توجه به اینکه در کار حاضر دمای چگالنده همواره ۵ درجه سلسیوس بالاتر از دمای محیط فرض شده است لذا تأثیر تغییرات دمای محیط به نوعی منعکس کننده تأثیر تغییرات دمای چگالنده بر عملکرد سیکل است.

در شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تأثیر تغییرات دمای محیط بر ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید نشان داده شده است.

مشاهده شد که با افزایش دمای محیط ضریب عملکرد هر چهار سیکل روند کاهشی داشته است اما برای بازده قانون دوم با افزایش دمای محیط، بازده هر چهار سیکل ابتدا افزایش و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار افت کرده است. نکته دیگر، نحوه رفتار سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با مبرد واحد دما بالای R123 است. مطابق شکل ۱۲، بازده قانون دوم این سیکل در دماهای کمتر از ۳۴ درجه سلسیوس نسبت به سایر مبردهای در نظر گرفته شده برای واحد دما بالا بیشتر است.



شکل ۱۳ مقایسه تلفات انرژی سیکل تبرید آبشاری ساده با سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

جدول ۴ مقایسه تلفات انرژی کل سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری ($T_{eva,up}=263\text{ K}$, $T_{eva,down}=233\text{ K}$, $T_{amb}=293\text{ K}$)

سیکل تبرید آبشاری	تلفات انرژی در سیکل تبرید آبشاری ساده (kW)	تلفات انرژی در سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری (kW)
R744-R717	۴۹,۰۲	۴۵,۶۱
R744-R290	۵۰,۱۱	۴۵,۷۳
R744-R134a	۴۹,۹۸	۴۵,۶۹
R744-R123	۴۸,۷۶	۴۴,۹

بالایی را موجب می‌شود، بطوریکه کاستن از این تلفات می‌تواند به بهبود کارایی سیکل منجر شود.

در این مقاله برای نخستین بار با مدل‌سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری در نرم‌افزار EES مشخص شد که با فرض ظرفیت تبرید ثابت، می‌توان ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک سیکل آبشاری را با افزودن اجکتور حداکثر تا ۶/۵٪ (برای سیکل آبشاری R744-R134a) افزایش داد. همچنین افزودن اجکتور به سیکل آبشاری موجب کاهش تلفات انرژی و توان مصرفی کمپرسور به میزان ۸٪ می‌شود. در ادامه با انتخاب اجکتور R717، R290، R134a و R123 به عنوان مبرد واحد دما بالای سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری تأثیر پارامترهای طراحی مانند دمای تبخیرکن واحد دما بالا (تبخیرکن میانی)، دمای تبخیرکن واحد دما پایین و دمای محیط بر عملکرد سیکل بررسی و کارایی سیکل با بکارگیری هر یک از مبردهای فوق مقایسه شد. مشخص گردید که با افزایش دمای تبخیرکن واحد دما بالا برای ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل مقادیر بیشینه‌ای بدست می‌آید.

افزایش دمای تبخیرکن واحد دما پایین (سیکل R744)، ضریب عملکرد سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری را بهبود پیوسته افزایش می‌دهد اما بازده قانون دوم تا رسیدن به بیشینه مقدار خود افزایش و سپس کاهش می‌یابد.

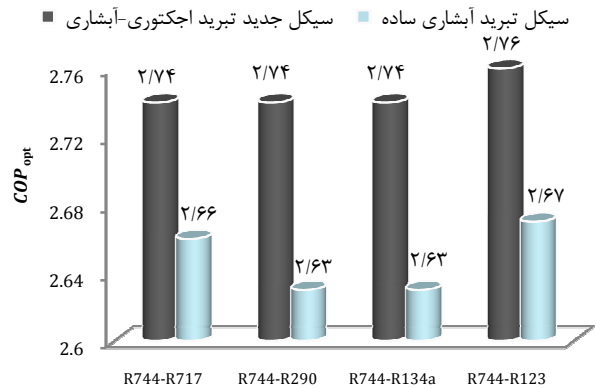
افزایش دمای محیط با توجه به فرضیات مسئله باعث افزایش دمای چگالنده شده که این امر کاهش ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری را به دنبال دارد. افزایش دمای محیط بازده قانون دوم را تا رسیدن به بیشینه مقدار خود افزایش و سپس کاهش می‌دهد.

با هدف رسیدن به بیشترین ضریب عملکرد و بازده قانون دوم ترمودینامیک بهینه‌سازی سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری توسط نرم‌افزار EES انجام گرفته و نتایج زیر حاصل گشت:

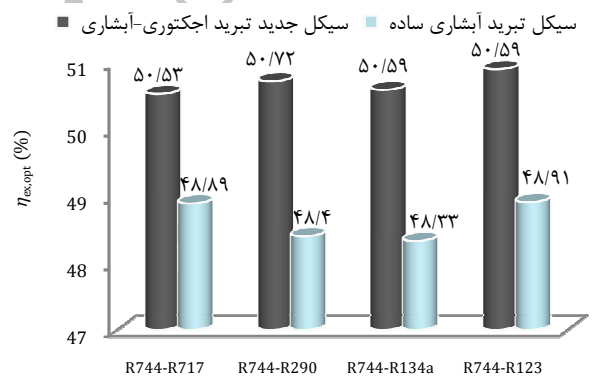
- بیشترین مقدار ضریب عملکرد در سیکل جدید برابر با ۲/۷۶ است که این مقدار با انتخاب مبرد R123 برای واحد دما بالا حاصل می‌شود.
- بازده قانون دوم سیکل جدید در حالت بهینه به مقدار ۵۰/۹٪ می‌رسد که این مقدار با در نظر گرفتن R123 برای واحد دما بالای سیکل بدست می‌آید. همچنین کمترین مقدار بازده بیشینه با در نظر گرفتن مبرد R717 برای واحد دما بالای سیکل بدست آمد.
- کمترین و بیشترین مقدار تلفات انرژی در سیکل جدید به ترتیب با انتخاب مبردهای R123 و R290 برای واحد دما بالای سیکل حاصل می‌شود. در تحقیقات آتی می‌توانه روش آزمایشگاهی نتایج بدست آمده از کار حاضر را اعتبارسنجی کرد. همچنین می‌تواند تأثیر افزودن مبدل حرارتی داخلی را در عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-آبشاری مورد بررسی قرار داد.

۶- فهرست علائم

ضریب عملکرد	COP
آنتالپی ویژه، (kJ/kg)	h
تلفات انرژی، (kJ)	I



شکل ۱۴ مقایسه مقادیر ضریب عملکرد سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری



شکل ۱۵ مقایسه مقادیر بهینه بازده قانون دوم سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری

$$\text{Maximize } COP(T_{eva,up}, T_{eva,down}, T_{amb}) \quad (13)$$

$$\text{Maximize } \eta_{ex}(T_{eva,up}, T_{eva,down}, T_{amb}) \quad (14)$$

که در آن طبق روابط (۱۵) تا (۱۷):

$$243 \leq T_{eva,up} [K] \leq 263 \quad (15)$$

$$223 \leq T_{eva,down} [K] \leq 243 \quad (16)$$

$$293 \leq T_{amb} [K] \leq 313 \quad (17)$$

با افزودن معادلات بالا در نرم‌افزار EES و با استفاده از روش جستجوی مستقیم که از قابلیت‌های نرم‌افزار است مشخص شد که ضریب عملکرد و بازده قانون دوم سیکل جدید تبرید اجکتوری-آبشاری با مبرد R123 در واحد دما بالا در مقایسه با سه مبرد دیگر بیشترین مقدار را دارد. در شکل‌های ۱۴ و ۱۵ مقادیر بیشینه ضریب عملکرد و بازده قانون دوم در سیکل تبرید آبشاری ساده و سیکل جدید با در نظر گرفتن چهار مبرد برای واحد دما بالا آمده است.

۵- نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

در سیکل‌های تبرید تراکمی، فرایند اختناق در شیر انبساط تلفات انرژی

محیط سرد شونده	r
فرایند برگشت پذیر	rev
مجموع	t
علائم یونانی	
بازده، (%)	η

نرخ جریان جرمی خروجی، (kg/s)	\dot{m}_e
نرخ جریان جرمی ورودی، (kg/s)	\dot{m}_i
فشار، (kPa)	P
نرخ تبادل گرما، (kW)	Q
نسبت تراکم	R
آنتروپی ویژه، (kJ/kg.K)	s
نرخ تولید آنتروپی، (kW/K)	\dot{S}_{gen}
دما، (K)	T
نسبت مکش	U
سرعت مبرد، (m/s)	u
نرخ توان مصرفی، (kW)	w

۷- مراجع

[1] B. Khastoo, *Heating Air Condition and Refrigeration*, Tehran: Amirkabir University, 2007. (In Persian)

[2] The Cascade Supermarket Refrigeration System at the Warehouse, Auckland: *Personal Communication*, 2006.

[3] W.F. Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook*, McGraw-Hill, Inc, 1998.

[4] Sintef Vedleggsrapport till STF11 A93051 Brukeroverikt-Kuldemedier 1 Norge, F93058, Trondheim: SNTEF report No. STF11, 1993.

[5] T. Sh. Lee, Ch. H. Liu, T.w. Chen, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration system, *International Journal Refrigeration*, vol. 29, No. 7, pp. 1100-1108, 2006.

[6] H. M. Getu, P. K. Bansal, Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system, *International Journal Refrigeration*, vol. 31, No. 1, pp. 45-54, 2008.

[7] J. Sarkar, optimization of ejector-expansion transcritical CO₂ heat pump cycle, *International Journal Energy*, vol. 33, No. 9, pp. 1399-1406, 2008.

[8] M. Yari, M. Sirousazar, Cycle improvements to ejector-expansion transcritical CO₂ two-stage refrigeration cycle, *International Journal Energy*, vol. 32, pp. 677-687, 2008.

[9] J. Q. Deng, P. X. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24, No. 2-3, pp. 381-388, 2007.

[10] M. Yari, Performance analysis and optimization of a new two-stage ejector-expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle, *International Journal Thermal Sciences*, vol. 48, No. 10, pp. 1997-2005, 2009.

[11] M. Yari, S.M.S Mahmoudi, Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (novel transcritical CO₂ cycle), *International Journal Energy*, vol. 36, No. 12, pp. 6839-6850, 2011.

[12] EES: Engineering Equation Solver, *fchart software Inc*, 2004.

[13] J. Yu, Y. Ren, H. Chen, Y. Li, Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance, *Energy Conversion*, vol. 48, No. 4, pp. 1193-1199, 2007.

[14] Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics An Engineering Approach*, sixth Ed, 2007.

[15] O. Brunion, M. Feidt, B. Hive, Compression of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal Refrigeration*, vol. 20, No. 5, pp. 308-318, 1997.

زیر نویس

محیط	amb
کمپرسور	c
سیکل آبشاری ساده	OCC
سیکل جدید اجکتوری-آبشاری	NECC
چگالنده	cond
دیفیوزر اجکتور	d
اجکتور	eje
تبخیر کن	eva
تبخیر کن واحد دما پایین	eva, down
تبخیر کن واحد دما بالا	eva, up
آگزری	ex
شیر انبساط	exp
واحد دما بالا	HTC
مبادله کن میانی	Hex
آیزونتروپیک	is
واحد دما پایین	LTC
چگالنده میانی	MC
تبخیر کن میانی	ME
بخش اختلاط اجکتور	m
نازل اجکتور	n
بهینه	opt