مجله مهندسی مکانیک مدرس، فروردین 1397، دوره 18، شماره 01، ص‌ص 433-440

ماهنامه علمی پژوهشی

مهندسی مکانیک مدرس

mme.modares.ac.ir

بررسی قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با بکارگیری مبرد فوق بحرانی N_2O

دامون آقازاده دکانداری[1]، علی ناصری[1]، مختار بیدی[2*]، رامین حقیقی خوشخو[2]

1- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید بهشتی، تهران
* تهران، کد پستی 1983969411، m_bidi@sbu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 18 آبان 1396
پذیرش: 08 دی 1396
ارائه در سایت: 29 دی 1396

کلید واژگان:
سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی
N_2O
ضریب عملکرد
بازده اگزرژی

چکیده

در این مطالعه با آنالیز قانون اول و دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC) با بکارگیری مبرد N_2O تأثیر برخی پارامترهای کلیدی بر عملکرد سیکل بررسی شد. همچنین عملکرد سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) مقایسه گردید. صحت نتایج با مقایسه نتایج مقالات دیگر اعتبار سنجی شد. نتایج شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O نشان داد که نسبت مکش اجکتور به عنوان یک پارامتر تأثیرگذار بر عملکرد سیکل، نسبت مستقیم با فشار مبرد در خروج از کمپرسور خواهد داشت اما کیفیت مبرد خروجی از اجکتور نسبت عکس با فشار مبرد خروجی از کمپرسور دارد.

مشاهده شد که با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، ضریب عملکرد سیکل افزایش یافته و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار با کاهش همراه است. همچنین ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد. مشخص گردید که ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی 12 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و 14 درصد بیشتر از سیکل تبرید تراکمی بخار است همچنین بازده اگزرژی آن به ترتیب 15 و 16.5 درصد بالاتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار است. همچنین تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 54 و 63.3 کمتر از دو سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی خواهد. در ادامه تأثیر نوع مبرد بر عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی مقایسه گردید، مشخص گردید که با مبرد N_2O سیکل مذکور عملکرد بهتری خواهد داشت بطوری که بیشترین ضریب عملکرد با انتخاب مبرد N_2O و به میزان 5.012 خواهد بود که در فشار بالای برابر با 7.328 MPa سیکل حاصل می‌گردد.

First and second laws of thermodynamics analysis of transcritical N_2O refrigeration cycle with an ejector

Damoon Aghazadeh Dokandari, Ali Naseri, Mokhtar Bidi*, Ramin Haghighi Khoshkhoo

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran.
* P.O.B. 1983969411, Tehran, Iran, m_bidi@sbu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 09 November 2017
Accepted 29 December 2017
Available Online 19 January 2018

Keywords:
Refrigeration cycle
Rjector
N_2O
COP
Exergy efficiency

ABSTRACT

An ejector-expansion refrigeration cycle employing N_2O is studied in this paper and thermodynamic and exergy analysis is carried out to find out the effect of some key factor within the system and draw a comparison between this model and the others employing the same refrigerant and also CO_2. Furthermore, the model developed in this study was validated by the same model proposed in other studies for CO_2 as working fluid within the three types of these cycles, vapor-compression refrigeration cycle (VCRC), internal heat exchanger cycle (IHEC) and ejector-expansion refrigeration cycle (EERC). The results for N_2O showed that the ejector entrainment ratio, one of the important parameters in ejector-expansion cycles representing the proportion of vapor and liquid in the outlet of ejector noticeably varies with high-side pressure of the cycle, just opposite the variation of vapor at the outlet of the ejector. The results show that Ejector-Expansion Refrigeration Cycle obviously has the highest maximum coefficient of performance and exergy efficiency by about 12% and 14% more than Internal Heat Exchanger Cycle; meanwhile these are about 15% and 16.5% higher than Vapor-Compression Refrigeration Cycle ones, respectively. Moreover, the total exergy destruction in N_2O ejector-expansion cycle is 63.3% and 54% less than IHEC and VCRC and the exergy destructed in expansion process within EERC is 19.39% and 40.497% of total destruction less than IHEC and VCRC. Furthermore, the highest COP for vapor-compression refrigeration, internal heat exchanger and ejector-expansion refrigeration cycles is corresponding to the high side pressure of 7.328 MPa, while this value for CO_2 refrigeration cycle is about 8.5 MPa.

Please cite this article using:

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

D. Aghazadeh Dokandari, A. Naseri, M. Bidi, R. Haghighi Khoshkhoo, First and second laws of thermodynamics analysis of transcritical N_2O refrigeration cycle with an ejector, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 18, No. 01, pp. 433-440, 2018 (in Persian)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

1- مقدمه

امروزه مبردهای آلی و غیر آلی مختلفی در سیکل‌های تبرید تراکمی به‌کار گرفته شده است با این حال تمرکز برای استفاده از مبردهایی که سازگار با محیط زیست بوده و پارامترهایی نظیر GWP[1]، ODP[2] و ATL[3] در آنها در حد قابل قبول باشد، بطور چشمگیری افزایش یافته است. در سالیان اخیر استفاده از مبردهای طبیعی به دلیل توجیهات زیست محیطی بیش از گذشته مورد توجه اهالی فن قرار گرفته است. دی اکسید کربن (CO_2) به عنوان یک مبرد طبیعی، غیر قابل اشتعال، غیر سمی، غیر خورنده و با تأثیرات نامطلوب جوی کم می‌تواند مثال خوبی باشد و بسیار مبتکرانه خواهد بود اگر مبرد اکسید نیتروس (N_2O) با دما و فشار بحرانی و وزن مولکولی نزدیک به CO_2 به عنوان جایگزین دی اکسید کربن در سیکل‌های تبرید تراکمی مورد ارزیابی قرار گیرد [1].

سرکار و همکارانش [2] به بهینه‌سازی سیکل تبرید تراکمی ساده با مبرد N_2O براساس فشار خروجی کمپرسور پرداختند. آنها در این مطالعه تأثیر سوپرهیت کردن مبرد در اواپراتور، استفاده از مبدل حرارتی داخلی و استفاده از توربین بازیاب به جای شیر انبساط را بر عملکرد سیکل مورد بررسی قرار دادند. آنها هم‌زمان همین بررسی را برای مبرد CO_2 نیز انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که سیکل با بکارگیری مبرد N_2O ضریب عملکرد بالاتر و به ازای بیشینه ضریب عملکرد، نسبت فشار کمپرسور کمتر خواهد داشت.

دامون آقازاده و همکاران [3] یک سیکل تبرید جدید اجکتوری-آبشاری با مبرد CO_2-NH_3 معرفی نموده و قانون اول و دوم ترمودینامیک را برای ارزیابی عملکرد سیکل جدید بکار بستند. همچنین آنها به مقایسه عملکرد سیکل با بکارگیری مبردهای مختلف پرداختند. دنگ و همکاران [4] سیکل تبرید اجکتوری با سیال عامل CO_2 را مورد تحلیل قرار دادند آنها در این مطالعه ارتباط بین نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور را بررسی نمودند. نتایج نشان داد که با افزایش فشار خروجی کمپرسور نسبت مکش اجکتور افزایش می‌یابد اما کیفیت بخار خروجی از کمپرسور کاهش می‌یابد. آنها همچنین نسبت مکش بهینه را برای بیشینه ضریب عملکرد سیستم پیشنهاد نمودند.

سرکار و باتاچاریا [5] با بهرگیری از دو مبرد CO_2 و N_2O در دستگاه‌های متداول گرمایش و سرمایش به بهینه‌سازی این دستگاه‌ها پرداختند. لی و همکاران [6] در یک سیکل آبشاری ساده با مبرد CO_2-NH_3 تأثیر دمای کندانسور میانی را در کاهش تلفات اگزرژی و بهبود ضریب عملکرد سیکل بررسی کردند.

یاری [7] با معرفی سیکل جدید تبرید آبشاری با بکارگیری اجکتور و ترکیب آن با یک سیکل مادون بحرانی CO_2 قابلیت جدیدی از ترکیب سیکل‌های تبرید را معرفی نمود.

باوجود مطالعات فراوان انجام گرفته که مواردی از آن ذکر گردید، تاکنون هیچ تحقیق بنیادین در ارتباط با بکارگیری مبرد N_2O در سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی انجام نگرفته است. همچنین در هیچ یک از مطالعات اخیر عملکرد سیکل‌های تبرید تراکمی که از دو مبرد CO_2 و N_2O به عنوان سیال عامل استفاده نموده‌اند مقایسه نگردیده است. بنابراین در این مطالعه برای نخستین بار بررسی و بهینه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O از منظر قانون اول و دوم ترمودینامیک انجام گردید و در ادامه عملکرد ترمودینامیکی سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی با بکارگیری هر دو مبرد CO_2 و N_2O مقایسه شد.

2- تشریح عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی

سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی شامل کمپرسور، گازکولر[4]، اجکتور، جداکن، شیر انبساط و اواپراتور می‌باشد. در شکل 1 نمودار p-h و طرحواره شماتیک از سیکل مورد مطالعه نشان داده شده است [8-10].

مبرد در حالت مایع اشباع با فشار معادل P_s وارد کمپرسور شده و تا فشار P_d متراکم می‌شود فرایند تراکم در کمپرسور غیر آیزونتروپیک می‌باشد. سپس مبرد طی فرایند فشار ثابت در گازکولر خنک شده و وارد نازل اجکتور می‌گردد.

مبرد در شرایط مادون بحرانی تا فشار معادل با فشار اواپراتور P_e منبسط می‌گردد، همزمان مبرد در حالت بخار اشباع از اواپراتور خارج شده و به داخل محفظه اختلاط کشیده می‌شود. نسبت جرمی بخار اشباع خروجی از اواپراتور به مبرد ورودی به نازل اجکتور به عنوان نسبت مکش اجکتور[5] تعریف می‌شود.

مبرد خروجی از نازل و بخار اشباع کشیده شده از اواپراتور طی فرایند فشار ثابت در محفظه اختلاط باهم مخلوط می‌شوند، سپس مخلوط با عبور از دیفیوزر و بازیابی بخشی از فشار خود در حالت دو فازی وارد جداکن می‌شود. در جداکن، مایع و بخار اشباع از هم تفکیک می‌شوند، بخار اشباع وارد کمپرسور شده و مایع اشباع طی یک فرایند اختناق با عبور از شیر انبساط وارد اواپراتور می‌شود. مبرد در اواپراتور با دریافت حرارت از منبع سرد به حالت بخار اشباع درآمده و سیکل کامل می‌گردد.

برخی فرضیات انجام شده برای شبیه‌سازی سه سیکل مورد مطالعه عبارتند از:

- همه فرایندها حالت پایا-جریان پایا فرض شد.
- افت فشار و تلفات حرارتی در لوله‌ها ناچیز فرض شد.
- از تلفات حرارتی طی فرایند تراکم در کمپرسور صرف‌نظر شده است.
- طی فرایند اختناق در شیر انبساط آنتالپی ثابت می‌ماند.
- حالت مبرد در ورود به کمپرسور و خروج از اواپراتور بخار اشباع می‌باشد.
- فرایند اختلاط در محفظه اختلاط اجکتور، فشار ثابت فرض گردید.
- از انرژی جنبشی مبرد در ورود به اجکتور و خروج از آن صرف‌نظر شد.
- دمای منبع سرد 5 درجه سانتی‌گراد بالاتر از دمای اواپراتور فرض گردید.
- بازده نازل اجکتور 70% فرض گردید [4].
- بازده دیفیوزر اجکتور 80% در نظر گرفته شد [4].
- دمای حالت مرده در تحلیل و شبیه‌سازی 35 درجه سانتی‌گراد در نظر گرفته شده است.

3- شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)

در شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی نسبت مکش اجکتور (U) مطابق رابطه (1) به عنوان کسر بخار اشباع خروجی از اواپراتور به جریان ورودی به نازل اجکتور تعریف شده است.

[1] Global Warming Potential
[2] Ozone Depletion Potential
[3] Atmospheric Lifetime
[4] Gas cooler
[5] Ejector Entrainment Ratio

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

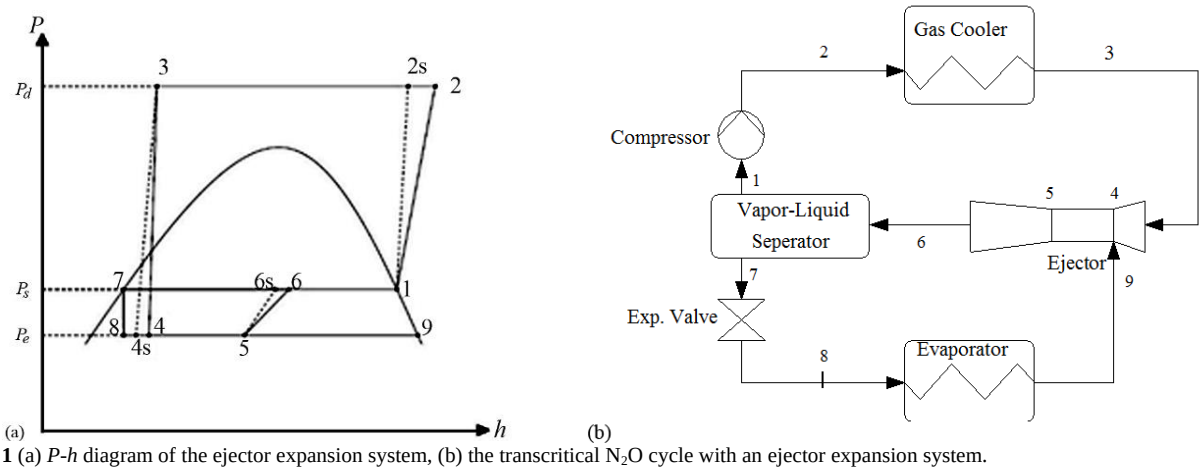

Fig. 1 (a) *P-h* diagram of the ejector expansion system, (b) the transcritical N_2O cycle with an ejector expansion system.

شکل 1 نمودار *p-h* و طرحواره شماتیک از سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی

$$U = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_3} \quad (1)$$

بنابراین به ازای 1 کیلوگرم مبرد ورودی به جداکن، جریان مکش و محرک با روابط (2) و (3) محاسبه شد: [10,8,4,3]

$$\dot{m}_9 = \frac{U}{U+1} \quad (2)$$

$$\dot{m}_3 = \frac{1}{U+1} \quad (3)$$

3-1- تحلیل انرژی (قانون اول ترمودینامیک)

به منظور تحلیل سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی هر یک از اجزا سیکل بصورت یک حجم کنترل فرض شد و قانون بقای جرم و قانون اول ترمودینامیک اعمال گردید [12,11]:

توان مصرفی کمپرسور به ازای نرخ جریان جرمی مبرد عبوری از آن طبق رابطه (4) برابر خواهد بود با:

$$\dot{W}_c = \frac{1}{U+1}(h_2 - h_1) \quad (4)$$

بازده آدیاباتیک کمپرسور از رابطه (5) و (6) تعریف شد: [13,4]

$$\eta_c = 1.003 - 0.121\left(\frac{P_d}{P_s}\right) \quad (5)$$

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

آهنگ انتقال گرما از گازکولر با استفاده از رابطه (7) برابر است با:

$$\dot{Q}_{g.c} = \frac{1}{U+1}(h_2 - h_3) \quad (7)$$

در اجکتور [10-9] جریان محرک وارد نازل شده و تا فشار اواپراتور منبسط می‌شود، که بازده نازل مطابق رابطه (8) برابر است با:

$$\eta_n = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (8)$$

قانون اول ترمودینامیک در نازل اجکتور با رابطه (9) تعریف شد:

$$h_3 - h_4 = \frac{{u_4}^2}{2} \quad (9)$$

در محفظه اختلاط اجکتور مبرد خروجی از اواپراتور به داخل محفظه اختلاط کشیده شده و با مبرد خروجی از نازل مخلوط می‌گردد، بنابراین قانون بقاء مومنتوم در محفظه اختلاط با استفاده از رابطه (10) برابر خواهد بود با:

$$u_5 = \frac{1}{U+1}u_4 \quad (10)$$

بازده محفظه اختلاط نیز با رابطه (11) تعریف می‌شود:

$$\eta_m = \frac{u_5^2}{u_5^2} \quad (11)$$

پس u_5 مقدار تصحیح شده سرعت مبرد در خروج از محفظه اختلاط اجکتور خواهد بود که تابعی از بازده محفظه اختلاط می‌باشد. سپس مبرد وارد دیفیوزر اجکتور شده و فشار آن افزایش می‌یابد، اگر قانون بقاء انرژی برای دیفیوزر نوشته شود رابطه (12) منتج خواهد شد:

$$h_6 - h_5 = u_5^2/2 \quad (12)$$

و بازده دیفیوزر نیز طبق رابطه (13) برابر است با:

$$\eta_d = (h_{6s} - h_5)/(h_6 - h_5) \quad (13)$$

همچنین کیفیت مخلوط دو فازی خروجی از اجکتور را می‌توان بر حسب نسبت مکش اجکتور با رابطه (14) نشان داد:

$$x_6 = \frac{1}{U+1} \quad (14)$$

با بکارگیری رابطه (15)، قانون اول ترمودینامیک برای کل اجکتور بر حسب جریان ورودی و خروجی به آن خواهد شد:

$$h_6 = \frac{1}{U+1}h_3 + \frac{U}{U+1}h_9 \quad (15)$$

برای فرایند اختناق در شیر انبساط قانون بقاء انرژی برابر رابطه (16) خواهد بود:

$$h_7 = h_8 \quad (16)$$

در نهایت با نوشتن قانون اول ترمودینامیک برای اواپراتور، ظرفیت تبرید سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با رابطه (17) محاسبه خواهد شد:

$$\dot{Q}_{eva} = \frac{U}{U+1}(h_9 - h_8) \quad (17)$$

و با رابطه (18) ضریب عملکرد سیکل (COP) بدست خواهد آمد:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{W}_c} \quad (18)$$

3-2- تحلیل اگزرژی (قانون دوم ترمودینامیک)

مطابق قوانین و اصول ارایه شده در کتاب‌های ترمودینامیک کلاسیک [12,11] نرخ تولید آنتروپی در یک حجم کنترل ثابت از رابطه (19) استخراج می شود:

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \sum \dot{m}_e S_e - \sum \dot{m}_i S_i - \sum \frac{Q_K}{T_K} \quad (19)$$

با صرف نظر کردن از انرژی جنبشی و پتانسیل، اگزرژی جریان [14] برابر با رابطه (20) خواهد بود:

$$\psi = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (20)$$

همچنین با استفاده از تئوری گوی-استودلا[1] می توان میزان تلفات اگزرژی را به کمک رابطه (21) محاسبه نمود [9,8,3,2]:

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad (21)$$

در رابطه (21)، T_0 دمای حالت مرده تعریف می‌شود.

بنابراین میزان تلفات اگزرژی در هر یک از اجزاء سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با بکارگیری تئوری گوی-استودلا بصورت زیر تعریف خواهد شد:

رابطه (22) برای محاسبه تلفات اگزرژی کمپرسور:

$$\dot{I}_{\text{c}} = \frac{1}{U+1}[T_0(s_2 - s_1)] \quad (22)$$

رابطه (23) برای محاسبه تلفات اگزرژی گازکولر:

$$\dot{I}_{\text{g.c}} = \frac{1}{U+1}[(h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3)] \quad (23)$$

رابطه (24) برای محاسبه تلفات اگزرژی اجکتور:

$$\dot{I}_{\text{eje}} = T_0\left[s_6 - s_3\frac{1}{U+1} - s_9\frac{U}{U+1}\right] \quad (24)$$

رابطه (25) برای محاسبه تلفات اگزرژی شیر انبساط:

$$\dot{I}_{\text{exp}} = \frac{U}{U+1}T_0[(s_8 - s_7)] \quad (25)$$

رابطه (26) برای محاسبه تلفات اگزرژی اواپراتور:

$$\dot{I}_{\text{eva}} = \frac{U}{U+1}T_0\left[(s_9 - s_8) + \left(\frac{h_8 - h_9}{T_{\text{r}}}\right)\right] \quad (26)$$

و در نهایت مجموع کل تلفات اگزرژی سیکل مطابق رابطه (27) برابر خواهد بود با:

$$\dot{I}_t = \dot{I}_{\text{c}} + \dot{I}_{\text{g.c}} + \dot{I}_{\text{eje}} + \dot{I}_{\text{exp}} + \dot{I}_{\text{eva}} \quad (27)$$

بالانس اگزرژی برای سیکل طبق رابطه (28) برابر است با [9,3]:

$$\dot{w}_{\text{c}} = \dot{w}_{\text{rev}} + \dot{I}_t \quad (28)$$

در این رابطه w_{rev} حداقل توان مصرفی کمپرسور خواهد بود و زمانی حاصل می‌شود که تلفات اگزرژی در هر یک از اجزا سیکل به صفر برسد، بنابراین بازده اگزرژی یا بازده قانون دوم ترمودینامیک سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از رابطه (29) محاسبه خواهد شد:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev}}}{\dot{W}_{\text{c}}} \quad (29)$$

4- بحث و نتایج

سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)، سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) با به‌کارگیری دو مبرد فوق بحرانی N_2O و CO_2 به منظور تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک و مقایسه با یکدیگر شبیه‌سازی شد. سیکل تبرید تراکمی بخار ساده‌ترین سیکل تبرید تراکمی می‌باشد که شامل چهار تجهیز کمپرسور، گازکولر، شیر انبساط و اواپراتور می‌باشد. سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی با اضافه نمودن یک مبدل حرارتی به سیکل تبرید تراکمی بخار تعریف می‌گردد. وظیفه مبدل حرارتی مادون سرد نمودن مبرد خروجی از گازکولر با هدف افزایش ظرفیت تبرید سیکل است. در شکل 2 طرحواره شماتیک از سیکل تبرید تراکمی بخار ساده (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) نمایش داده شده است [15,2].

برای اعتبارسنجی، نتایج حاصله با نتایج مقاله [4] در شرایطی که از CO_2 به عنوان مبرد استفاده شده بود مقایسه گردید (شکل 3). مشاهده شد که نتایج دو مطالعه بسیار نزدیک بهم می‌باشد.

در جدول 1 حالت ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC) با مبرد N_2O ، نمایش داده شده است [16]:

4-1- بررسی تغییرات نسبت مکش اجکتور سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O

یکی از پارامترهای مهم در سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی نسبت مکش اجکتور می‌باشد که کیفیت مبرد خروجی از اجکتور را تعیین می‌کند و تغییرات آن می‌تواند در عملکرد سایر تجهیزات سیکل مانند کمپرسور و جداکن تأثیر قابل ملاحظه‌ای داشته باشد و حتی منجر به ناپایداری سیکل گردد.

در شکل 4 تغییرات نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور ناشی از تغییر فشار مبرد خروجی از کمپرسور سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی در مقادیر فرض شده برای دمای اواپراتور نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، نخست با افزایش فشار کمپرسور نسبت مکش اجکتور رشد سریع و ناگهانی خواهد داشت اما با افزایش بیشتر فشار نرخ افزایش نسبت مکش اجکتور کاهش خواهد یافت. همچنین مشاهده شد که نسبت مکش اجکتور با دمای اواپراتور نسبت مستقیم دارد.

اما تغییرات کیفیت بخار خروجی از دیفیوزر اجکتور متفاوت است. با افزایش فشار مبرد در کمپرسور کیفیت بخار نخست به سرعت کاهش می‌یابد اما با ادامه افزایش فشار، نرخ کاهش کیفیت بخار پایین می‌آید. همچنین کیفیت بخار خروجی از دیفیوزر نسبت عکس با دمای اواپراتور خواهد داشت. در شکل a-5 نحوهٔ تغییرات ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی برحسب نسبت مکش اجکتور در سه دمای فرض شده برای اواپراتور نمایش داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود افزایش نسبت مکش اجکتور (در نتیجه افزایش نسبت فشار کمپرسور) باعث افزایش ضریب عملکرد سیکل تا بیشینه مقدار خود خواهد شد اما با افزایش بیشتر نسبت مکش اجکتور، ضریب عملکرد سیکل پایین خواهد آمد. همان‌طور که از شکل نیز قابل استخراج است بیشینه مقدار ضریب عملکرد در بازه 0.55 تا 0.65 نسبت مکش اجکتور حاصل می‌شود. همچنین با افزایش نسبت مکش اجکتور، نخست دما و فشار مبرد خروجی از دیفیوزر اجکتور کاهش یافته و بعد از رسیدن به کمترین مقدار خود افزایش می‌یابد (شکل b-5).

با توجه به شکل 5 می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش دمای اواپراتور ضریب عملکرد سیکل و نیز دما و فشار مبرد خروجی از اجکتور افزایش خواهد یافت.

همان‌طور که توضیح داده شد با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، کیفیت بخار خروجی از اجکتور کاهش خواهد یافت و به دنبال آن چگالی مبرد در خروج از کمپرسور افزایش و دبی جرمی آن کاهش می‌یابد اما از آن سو با کاهش کیفیت بخار خروجی از اجکتور، میزان مبرد بیشتری وارد اواپراتور شده و در نتیجه ظرفیت تبرید سیکل افزایش می‌یابد. بنابراین باید توجه داشت که در طراحی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با انتخاب مقدار بهینه برای فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه تصحیح نسبت مکش اجکتور می‌توان به بیشینه عملکرد سیکل رسید.

[1] Gouy-Stodola

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

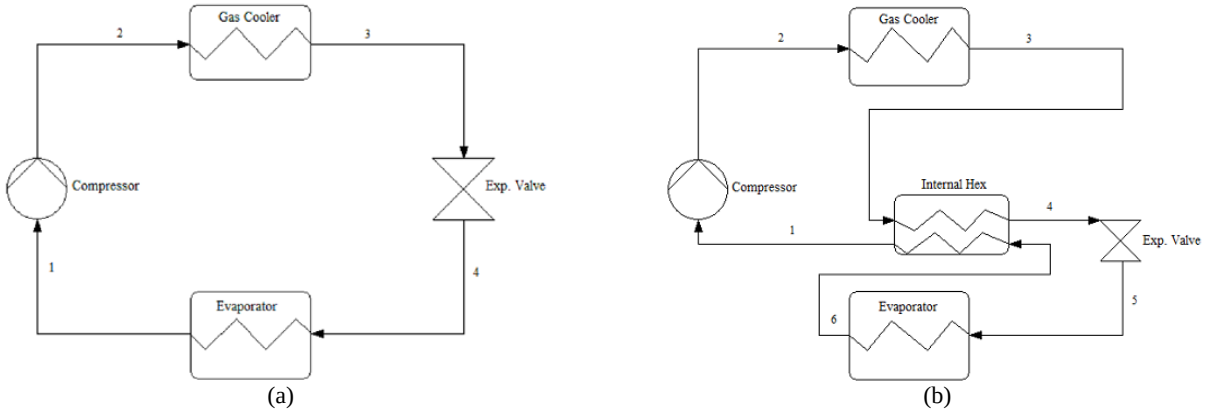

Fig. 2 (a) Vapor-compression refrigeration cycle (VCRC), (b) Internal heat exchanger cycle (IHEC)

شکل 2 (الف) طرحواره شماتیک از سیکل تبرید تراکمی بخار ساده (VCRC) (ب) طرحواره شماتیک از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC)

جدول 1 حالت ترمودینامیک مبرد در نقاط مختلف سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی

Table 1 Operation conditions for the ejector expansion N_2O transcritical refrigeration cycl

نقطه	دما (°C)	فشار (MPa)	آنتالپی (kJ/kg)	آنتروپی (kJ/kg K)	کیفیت	دبی جرمی (kg/s)
1	8.5	3.86	394.4	1.52	1	0.6
2	75	8.5	435.1	1.55	-	0.6
3	36	8.5	254	0.99	-	0.6
4	5	3.53	246.9	1.01	0.32	0.6
5	5	3.53	308.3	1.22	0.59	1
6	8.5	3.86	310.8	1.23	0.60	1
7	8.5	3.86	185	0.781	0	0.4
8	5	3.53	185	0.783	0.04	0.4
9	5	3.53	396.3	1.54	1	0.4

2-4- مقایسه عملکرد سه سیکل تبرید شبیه‌سازی شده با مبرد فرا-بحرانی N_2O

در ادامه کار سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)، سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC) و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC) با فرض شرایط اولیه یکسان در هر سه سیکل براساس بازده قانون اول و دوم ترمودینامیک مقایسه شدند.

مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سه سیکل بر حسب تغییرات فشار مبرد خروجی از کمپرسور نشان داد که سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی دارای بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی در مقایسه با دو سیکل شبیه‌سازی شده دیگر است (شکل 6). بطوری‌که ضریب عملکرد سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 12 و 14 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار می‌باشد. همچنین بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی در شرایط کاری یکسان با دو سیکل دیگر به ترتیب 15 و 16.5 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود.

نکته دیگری قابل استنباط از شکل 6-a این است که برای هر سه سیکل شبیه‌سازی شده بیشترین ضریب عملکرد زمانی حاصل می‌شود که فشار مبرد در خروج از کمپرسور برابر با 7.328 MPa گردد. در حالی که مقدار فشار متناظر زمانی که از مبرد CO_2 به جای N_2O استفاده شود برابر 8.5 MPa است. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که اگر از مبرد N_2O به جای CO_2 استفاده شود کمپرسور در هر سه سیکل توان کمتری برای متراکم کردن مبرد مصرف خواهد کرد.

در جدول 2 تلفات اگزرژی اجزاء سه سیکل شبیه‌سازی شده که در آنها مبرد N_2O بکار گرفته شده بود، ارایه گردید. لازم به توضیح است که در این محاسبات فشار مبرد در خروج از کمپرسور 7.328 MPa و دمای اواپراتور 0° C در نظر گرفته شده است. از نتایج ارائه شده در جدول 2 می‌توان متوجه شد که مجموع تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 63.3 و 54 درصد کمتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار می‌باشد. همچنین میزان تلفات اگزرژی فرایند اختناق در شیر انبساط برای سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 19.4 و 40.5 درصد کمتر از فرایند مشابه در سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که بکارگیری اجکتور باعث کاهش قابل توجه تلفات اگزرژی در فرایند اختناق شیر انبساط می‌شود علت آن نیز کاهش اختلاف فشار جریان ورودی و خروجی از شیر انبساط خواهد بود.

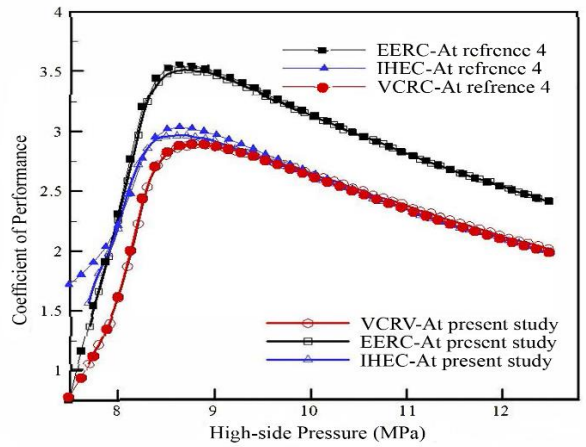

Fig. 3 Validation of the proposed model based on CO_2 as working fluid for three types of the cycles

شکل 3 اعتبارسنجی صحت شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی(EERC) با مبرد CO_2

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

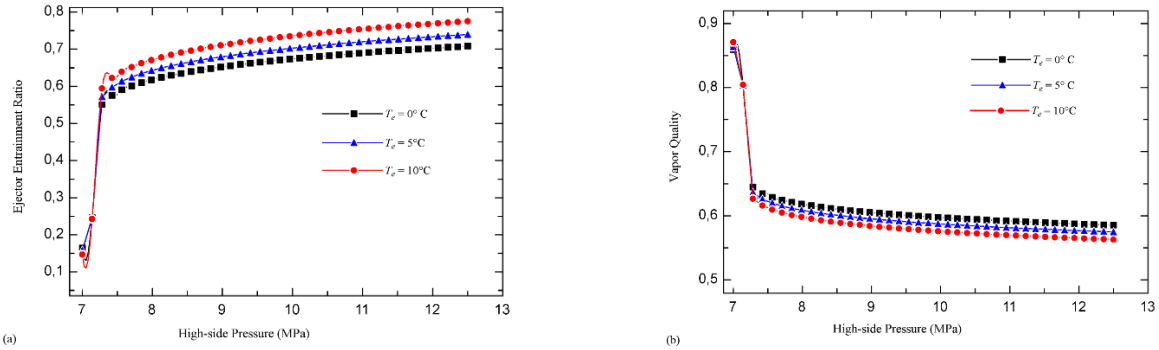

Fig. 4 (a) Entrainment Ratio, (b) Vapor quality versus compressor discharge pressure

شکل 4 تغییرات نسبت مکش و کیفیت بخار خروجی از اجکتور برحسب تغییرات فشار مبرد خروجی از کمپرسور

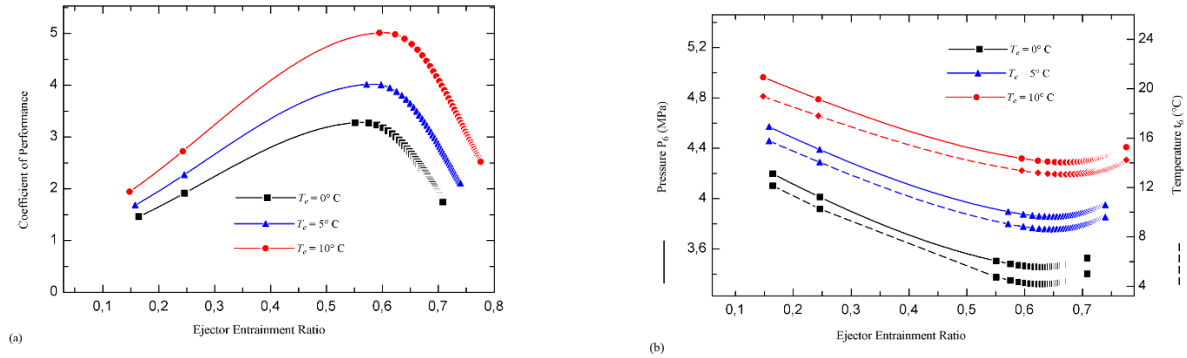

Fig. 5 (a) COP, (b) Pressure and temperature of ejector outlet versus entrainment ratio

شکل 5 (الف) تغییرات ضریب عملکرد سیکل برحسب نسبت مکش اجکتور، (ب) تغییرات دما و فشار مبرد خروجی از دیفیوزر اجکتور برحسب نسبت مکش اجکتور

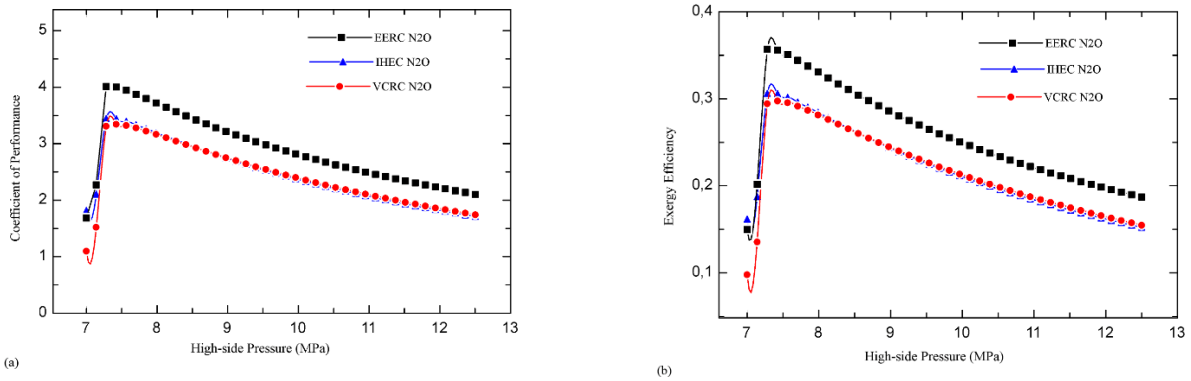

Fig. 6 (a) COP, (b) Exergy efficiency of the system for three different configurations

شکل 6 تغییرات ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سه سیکل شبیه‌سازی‌شده برحسب تغییرات فشار مبرد خروجی از کمپرسور سیکل

همچنین نکته جالب دیگر افزایش تلفات اگزرژی هر سه سیکل شبیه‌سازی شده در صورت استفاده از مبرد CO_2 به جای N_2O می‌باشد. بنابراین به‌نظر می‌رسد که استفاده از مبرد N_2O به جای CO_2 در سیکل‌های تبرید تراکمی مفیدتر خواهد بود.

3-4- مقایسه کارایی سه سیکل شبیه‌سازی شده با بکارگیری دو مبرد فرابحرانی N_2O و CO_2

با انجام بهینه‌سازی در سه سیکل شبیه‌سازی شده که در آنها هر دو مبرد N_2O و CO_2 بکار گرفته شده بود ضریب عملکرد و بازده اگزرژی بیشینه مشخص گردید (شکل 7). همان‌طور که از شکل نیز قابل مشاهده است، هر سه سیکل شبیه‌سازی شده با بکارگیری مبرد N_2O ضریب عملکرد و بازده اگزرژی بیشینه بالاتری در مقایسه با موقعی که از مبرد CO_2 استفاده شود خواهند داشت. همچنین سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از مبرد N_2O بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را در رنج دما و فشار کاری انتخابی خواهد داشت. بطوریکه ضریب عملکرد آن در بیشینه مقدار به 5.012 و بازده اگزرژی آن نیز به 0.3576 رسید. جدول‌های 3 و 4 مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور را در دمای فرض شده برای اواپراتور و گازکولر، برای دو مبرد N_2O و CO_2 نشان می‌دهد.

با انجام یک میان‌یابی خطی از جدول 3 می‌توان روابط (30)، (31) و (32) را به ترتیب برای تعیین فشار بهینه مبرد N_2O در خروج از کمپرسور، ضریب عملکرد و بازده اگزرژی بیشینه سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی استخراج نمود:

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

جدول 2 تلفات اگزرژی اجزاء هر سه سیکل شبیه‌سازی شده با بکارگیری مبرد N_2O در فشار کمپرسور 7.328 MPa

Table 2 Exergy destructions in all the three types of N_2O refrigeration cycles at the high-side pressure of 7.328 MPa

اجزاء	سیکل تبرید تراکمی بخار (VCRC)		سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی (IHEC)		سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی (EERC)	
	تلفات اگزرژی (kJ/kg)	(%)	تلفات اگزرژی(kJ/kg)	(%)	تلفات اگزرژی(kJ/kg)	(%)
کمپرسور	8.746	32.692	10.08	29.776	4.027	32.462
کازکولر	4.259	15.920	11.3	33.380	1.981	15.969
اجکتور	-	-	-	-	4.688	37.791
شیر انبساط	11.25	42.052	7.091	20.947	0.193	1.555
اواپراتور	2.497	9.333	3.299	9.745	1.516	12.220
مبدل حرارتی	-	-	2.082	6.150	-	-
مجموع (N_2O)	26.752	100	33.852	100	12.405	100
مجموع (CO_2)	30.92	100	38.05	100	13.65	100

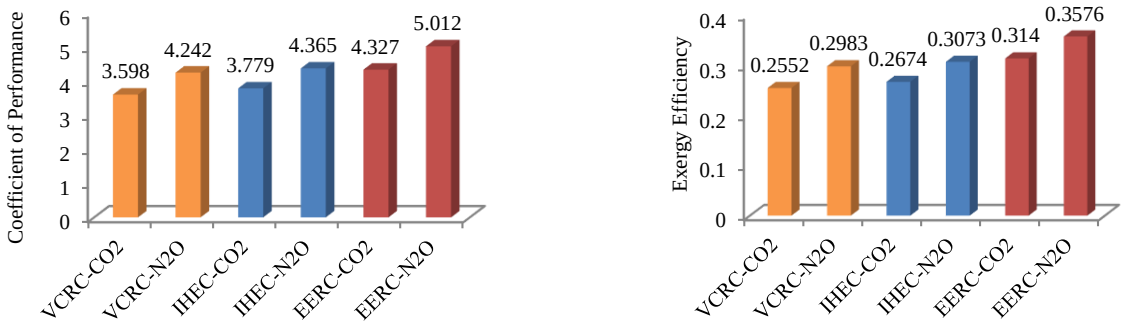

Fig. 7 COP and exergy efficiency comparison between utilization of both working fluids N_2O, CO_2

شکل 7 مقایسه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سه سیکل شبیه‌سازی‌شده با بکارگیری دو مبرد N_2O و CO_2

جدول 3 مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور به ازای بیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O

Table 3 The optimum high-side pressure of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for N_2O refrigerant

دمای گازکولر (°C)	دمای اواپراتور (°C)	فشار بهینه کمپرسور (MPa)	ضریب عملکرد بیشینه	بازده اگزرژی بیشینه
36	0	7.335	3.28	0.356
	5	7.327	4.02	0.357
	10	7.314	5.01	0.351
38	0	7.786	2.91	0.316
	5	7.779	3.53	0.314
	10	7.766	4.34	0.304
40	0	8.222	2.61	0.283
	5	8.219	3.15	0.280
	10	8.206	3.82	0.267

جدول 4 مقادیر بهینه فشار مبرد در خروج از کمپرسور به ازای بیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد CO_2

Table 4 The optimum high-side pressure of Ejector-Expansion Refrigeration Cycle (EERC) for CO_2 refrigerant

دمای گازکولر (°C)	دمای اواپراتور (°C)	فشار بهینه کمپرسور (MPa)	ضریب عملکرد بیشینه	بازده اگزرژی بیشینه
36	0	8.678	2.89	0.314
	5	8.637	3.51	0.312
	10	8.658	4.33	0.303
38	0	9.128	2.61	0.283
	5	9.128	3.14	0.280
	10	9.120	3.82	0.267
40	0	9.573	2.37	0.257
	5	9.585	2.83	0.252
	10	9.584	3.40	0.238

$$P_{\text{opt}} = -0.676 - 0.0019T_{\text{eva}} + 0.2225T_{\text{g.c}} \quad (30)$$

$$\text{COP}_{\max} = 11.546 + 0.1456T_{\text{eva}} - 0.2275T_{\text{g.c}} \quad (31)$$

$$\eta_{\text{II,max}} = 1.0607 - 0.00101T_{\text{eva}} - 0.0195T_{\text{g.c}} \quad (32)$$

5- جمع‌بندی

در این مقاله سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با بکارگیری مبرد N_2O پیشنهاد گردید. تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک برای شناخت پارامترهای تأثیرگذار بر عملکرد سیکل انجام شد همچنین عملکرد سیکل مذکور با سیکل تبرید تراکمی بخار و سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی مقایسه گردید. صحت نتایج این مطالعه با مقایسه نتایج آن با مقالات دیگر اعتبار سنجی شد.

نتایج شبیه‌سازی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O نشان

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]

داد که نسبت مکش اجکتور به عنوان یک پارامتر تأثیرگذار بر عملکرد سیکل، نسبت مستقیم با فشار مبرد در خروج از کمپرسور خواهد داشت، اما کیفیت مبرد خروجی از اجکتور نسبت عکس با فشار مبرد خروجی از کمپرسور دارد.

مشاهده شد که با افزایش فشار مبرد در خروج از کمپرسور و در نتیجه افزایش نسبت مکش اجکتور، ضریب عملکرد سیکل افزایش یافته و بعد از رسیدن به بیشینه مقدار با کاهش همراه است. همچنین ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای اواپراتور افزایش می‌یابد.

مقایسه سه سیکل شبیه‌سازی شده با فرض شرایط کاری یکسان نشان داد که سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با مبرد N_2O بیشترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را خواهد داشت بطوری که ضریب عملکرد آن به ترتیب 12 و 14 درصد، و بازده اگزرژی آن 15 و 16.5 درصد بیشتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. همچنین سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی با استفاده از مبرد N_2O بالاترین ضریب عملکرد و بازده اگزرژی را در رنج دما و فشار کاری انتخابی خواهد داشت بطوری که ضریب عملکرد آن در بیشینه مقدار، به 5.012 و بازده اگزرژی آن نیز به 0.3576 خواهد رسید. ولی بیشینه ضریب عملکرد و بازده اگزرژی برای هر سه سیکل در فشار کمپرسور یکسان که معادل 7.328MPa است حاصل خواهد شد.

همچنین با سنجش تلفات اگزرژی سه سیکل مشخص شد که میزان تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی به ترتیب 63.3 و 54 درصد کمتر از سیکل تبرید با مبدل حرارتی داخلی و سیکل تبرید تراکمی بخار خواهد بود. استفاده از اجکتور دلیل اصلی کاهش تلفات اگزرژی سیکل تبرید اجکتوری-انبساطی می‌باشد چرا که اجکتور باعث می‌شود که افت فشار در شیر انبساط کاهش یابد.

همچنین نتایج نشان داد که استفاده از مبرد N_2O به جای CO_2 موجب کاهش تلفات اگزرژی و افزایش ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل خواهد شد.

6- فهرست علایم

COP	ضریب عملکرد
ex	اگزرژی (kJ/kg)
h	آنتالپی (kJ/kg)
HX	مبدل حرارتی
$\dot{I}$	تلفات اگزرژی (kW)
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی (kg/s)
P	فشار (MPa)
$\dot{Q}$	آهنگ انتقال گرما (kW)
S	آنتروپی (kJ/kg K)
$\dot{S}$	آهنگ تولید آنتروپی (kW/K)
T	دما (°C)
U	نسبت مکش اجکتور
v	سرعت (m/s)
$\dot{w}$	توان (kW)
x	کیفیت

علایم یونانی

μ	بازده
ψ	اگزرژی جریانی

زیرنویس‌ها

amb	شرایط محیط
c	کمپرسور
d	دیفیوزر، فشار مبرد در خروج از کمپرسور
eva /e	اواپراتور
exp	شیر انبساط
g. c	کولر گاز
gen	تولید شده
m	محفظه اختلاط اجکتور
n	نازل اجکتور
r	دمای محیط سرد شونده
rev	برگشت پذیر

7- مراجع

[1] H. Kruse, H. Rüssmann, The natural fluid nitrous oxide—an option as substitute for low temperature synthetic refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, Issue 5, pp. 799-806, 2006.

[2] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, Thermodynamic analyses and optimization of a transcritical N2O refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, Issue 1, pp. 33-40, 2010.

[3] D. Aghazadeh Dokandari, A. Setayesh Hagh, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO2/NH3 cascade refrigeration cycles (novel CO2/NH3 cycle), *International Journal of Refrigeration*, Vol. 46, pp. 26-36, 2014.

[4] J. Deng, P. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO2 refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 2, pp. 381-388, 2007.

[5] J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Ramgopal, Optimization of a transcritical CO2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830–838, 2004.

[6] T. Shing Lee, C. Liu, T. Chen, Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO2/NH3 cascade refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 29, Issue 7, pp. 1100-1108, 2006.

[7] M. Yari, S. M. S. Mahmoudi, Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO2) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO2 cycle), *Energy*, Vol. 36, Issue 12, pp. 6839-6850, 2011.

[8] D. Aghazadeh Dokandari, S. M. S. 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 فارسی)

[9] 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.

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

[11] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Fourth Edition, pp. 272-287, New York: Wiley, 2016.

[12] Y. A. Cengel, M. A. Boiles, *Thermodynamics: An Engineering Approach, Sixth* Edition, pp. 575-592, New York: McGraw-Hill, Inc., 2007.

[13] S. M. Liao, T. S. Zhao, A. Jakobsen, Correlation of optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide cycles, *International Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 1, pp. 29-36, 2003.

[14] İ. Dinçer, M. A. Rosen, *Exergy: Energy, Environment and Sustainable Development, Second Edition*, pp. 133-189, Oxford: Elsevier Ltd, 2013.

[15] J. Sarkar, Performance of a transcritical N2O refrigeration system with internal heat exchangers, *Proceedings of The International Conference on Advances in Mechanical Engineering*, AME, January, 2010.

[16] EES: *Engineering Equation Solver*, f chart software Inc, 2004.

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-24]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1397.18.1.47.4]