



چرخه افشانکی - تراکمی، روشی مناسب برای تبرید

امید پدram^{1*}، حسین تفریشی²

1- دانشجوی دکتری، مهندسی مکانیک، دانشگاه زنجان، زنجان

2- دانش آموخته کارشناسی، مهندسی مکانیک، دانشگاه زنجان، زنجان

*omid.pedram@znu.ac.ir, 4537138791 صندوق پستی

چکیده

اهمیت مصرف بهینه انرژی، قیمت روز افزون آن و تجدیدنابذیر بودن سوخت‌های فسیلی دانشمندان و صنعت‌گران را بر آن داشته است تا با بهره‌گیری از چرخه‌های اقتصادی‌تر و کم مصرف‌تر فرآیندهای لازم را اداره کنند. چرخه ترکیبی تراکمی - افشانکی از جمله این چرخه‌ها است که کاربرد گسترده در صنایع غذایی و حمل و نقل دارد. انرژی ورودی این چرخه می‌تواند از صفحه‌های خورشیدی، بخار اتلافی از فرآیندهای دیگر و گرمای خروجی از آگزوز اتومبیل‌ها باشد. در این تحقیق، چرخه ترکیبی از نظر کارایی، عملکرد، بهینه‌سازی و اکسرژی برای دو مبرد پروپان و R134a در شرایط مرزی یکسان مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است. تأثیر نسبت مساحت ورودی پخش‌کننده به مساحت خروجی نازل روی ضریب عملکرد در دو مبرد و مقایسه اتلاف اکسرژی در این چرخه با چرخه تراکمی بخار برای اجزای مختلف چرخه انجام شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد اتلاف انرژی در این چرخه کمتر از چرخه تراکمی بخار است زیرا اتلاف اکسرژی در اجزای آن کمتر است. همچنین ضریب عملکرد چرخه افشانکی - تراکمی نسبت به چرخه تراکمی بخار بیشتر است. مبرد پروپان با مقدار کمتر پتانسیل گرمایشی جهانی سرماسازی نسبی بیشتر و در نتیجه کارایی بیشتری نسبت به CFCها دارد.

کلید واژگان: انرژی بهینه، چرخه افشانکی، چرخه تراکمی، ترکیب سیکل‌ها، تحلیل اکسرژی

Ejector-Compression Cycle as an Appropriate Method for Refrigeration

Omid Pedram^{*}, Hossein Tafrihi

Department of Mechanical Engineering, University of Zanjan, Zanjan, Iran

* P.O.B, 45138-15313, Zanjan, Iran, omid.pedram@znu.ac.ir

ABSTRACT

Importance of energy saving, increasing prices of energy and using non-renewable fossil fuels, make scientists and industrialists to use less power in economic cycles. Among variety of available combined cycles, the one which is a combination of a vapor compression cycle and ejector cycle, is used extensively in food industry and transportation. The energy of this cycle can be provided by solar panels, waste heat in other processes and the heat comes out of car exhaust. In this study, the combined cycle is analyzed in terms of performance, COP, optimization and exergy in the same boundary conditions and for two refrigerant fluids: Propane and R134a. The effect of area ratio (diffuser inlet to the nozzle outlet) on the performance coefficient is investigated. Also, exergy losses of this cycle are compared with the vapor compression cycle. These comparisons are studied for different components of the cycle. Results show that energy losses in this cycle are less than vapor compression cycle, due to the less exergy losses in the parts. The COP values of the ejector-compression cycle are higher than that of the vapor compression cycle. Propane with less global warming potential value than CFCs is more efficient to apply in order to get higher relevant cooling.

Keywords: Optimum Energy, Ejector Cycle, Compression Cycle, Combined Cycles, Exergy Analysis

1- مقدمه

فقط چرخه افشانکی دارای ضریب عملکرد بسیار پایین‌تر از سیستم تراکم بخار می‌باشد؛ اما مزایای بسیاری دارد که سادگی و نداشتن اجزای متحرک از آن جمله می‌باشد. مزیت فوق‌العاده آن توانایی در ایجاد سرما با استفاده از گرمای تلف شده یا انرژی خورشیدی به‌عنوان منبع گرما در دماهای بالای 80 درجه سانتی‌گراد است [5]. برای بالا بردن بازده و کارایی سیستم افشانک محض، توسعه انواع افشانک، استفاده از مردهای متنوع و بهینه‌سازی آن با چرخه‌های پیچیده شناسایی شدند که از جمله آن‌ها ترکیب سیستم افشانک با تراکمی بخار یا سیستم جذبی است. در این پژوهش ترکیب سیستم افشانک با تراکمی بخار در جهت افزایش بازده و کارایی سیستم با مبرد پروپان مورد بحث و بررسی قرار گرفته است. در یک نوآوری در استفاده از پروپان می‌توان سرماسازی بیشتر و در نتیجه کارایی بیشتری نسبت به CFCها به‌دست آورد. در واقع از گرمای تلف شده بهره بیشتری برد.

در 20 سال اخیر مطالعاتی در به‌کارگیری انرژی دما پایین و نگهداری محیط زیست، در زمینه سیستم‌های تبرید انجام گرفته است. مطالعات نشان می‌دهد مقدار زیادی از گرمای تلف شده در صنعت (بیش از 60 درصد از انرژی اولیه)، در ناحیه دما پایین و متوسط قرار دارد. امروزه اکثر این انرژی هدر می‌رود؛ در حالی که می‌توان با استفاده دوباره از آن در کاهش سوخت‌های فسیلی و کاهش تولید گازهای گل‌خانه‌ای نقش به‌سزایی داشت. با افزایش قیمت سوخت و کاهش منابع انرژی به‌طور غیرقابل پیش‌بینی، بهره‌برداری مفید از این انرژی بسیار مهم و قابل توجه است [1-4]. انواع فرآیند تبرید گرمایی وجود دارد که این انرژی اتلافی را به‌عنوان انرژی گرمایی ورودی استفاده می‌کند. سردکن افشانکی تکنولوژی است که برای کاربرد سرمایش برای سال‌های طولانی مورد استفاده قرار می‌گیرد. صرف

Please cite this article using:

O.Pedram, H.Tafrihi, Ejector-Compression Cycle as an Appropriate Method for Refrigeration, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 82-88, 2016 (in Persian farsi)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

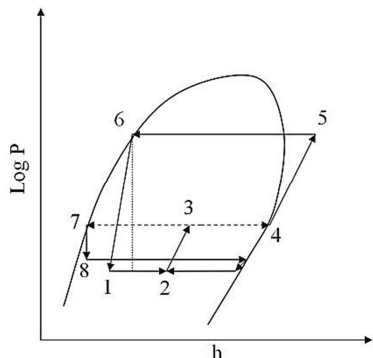


Fig. 4 The log P-h diagram of the improved cycle [1]

شکل 4 نمودار فشار-آنتالپی چرخه ترکیبی اصلاح شده

3- تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی اصلاح شده

در این قسمت سیستم افشانکی-تراکمی به روش موازنه جرم، مومنتوم و انرژی تحلیل می‌شود.

1-3- جریان در نازل

سرعت خروجی از نازل از طریق فرمول (1) محاسبه می‌شود [1]:

$$V_1 = \sqrt{2\eta_n(h_{CO} - h_1)} \quad (1)$$

h_1 آنتالپی در خروجی نازل، h_{CO} آنتالپی کندانسور و η_n بازده نازل است.

$$h_1 = h(S_{CO}, P_1) \quad (2)$$

S_{CO} آنترופی کندانسور می‌باشد. برای فرآیند آیزنتروپیک رابطه (3) بدست می‌آید [1]:

$$h_{1a} = h_{CO} - \eta_n(h_{CO} - h_1) \quad (3)$$

a نشانگر مقدار واقعی است. چگالی در خروجی نازل از فرمول (4) محاسبه می‌شود [1]:

$$\rho_1 = \rho(h_{1a}, P_1) \quad (4)$$

و در نهایت برای دبی جرمی در خروجی نازل فرمول 5 کاربرد دارد که A بیانگر سطح گذر سیال است.

$$\dot{m}' = \rho_1 V_1 A_1 \quad (5)$$

2-3- جریان در محفظه اختلاط

با استفاده از معادله پیوستگی جریان کلی جرم داخل محفظه اختلاط از فرمول (6) محاسبه می‌شود:

$$\dot{m}' + \dot{m}'' = \rho_2 V_2 A_2 \quad (6)$$

از بقای مومنتوم در محفظه اختلاط رابطه (7) به دست می‌آید [1]:

$$(P_2 - P_1)A_2 = \dot{m}'V_1 - (\dot{m}' + \dot{m}'')V_2 \quad (7)$$

با ترکیب روابط ذکر شده به رابطه (8) رسیده که می‌توان افزایش فشار در لوله اختلاط را به دست آورد:

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho_1 V_1^2} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right) - (1 + U)^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (8)$$

$U = \frac{\dot{m}''}{\dot{m}'}$ نسبت جریان جرم ورودی در افشانک است. نسبت چگالی توسط چن در سال 1988 تخمین زده شده است [9]:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{U}{1+U}\right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) + \left(\frac{1}{1+U}\right) \quad (9)$$

ρ_v چگالی بخار مبرد در خروجی اواپراتور است.

سرعت اختلاط از رابطه (10) به دست می‌آید [1]:

$$V_2 = \left(\frac{1}{1+U}\right) V_1 \quad (10)$$

آنتالپی در خروجی از قسمت اختلاط از رابطه (11) محاسبه می‌شود که در آن h_{EV} آنتالپی اواپراتور است [1]:

2- سیستم افشانکی - تراکمی

"شکل 1" پیکربندی افشانک (EJ) و "شکل 2" تغییرات فشار در داخل آن را نشان می‌دهد. افشانک وسیله‌ای است که جای شیر اختناق (ev) را در جهت کاهش بازگشت‌ناپذیری وسیله‌ای انبساط گرفته است. افشانک در خروجی کندانسور (CO) نصب می‌شود و مایع خروجی از کندانسور در فشار بالا وارد نازل افشانک می‌شود. در داخل نازل، فشار مایع کاهش می‌یابد و متقابلاً سرعت و انرژی جنبشی آن افزایش می‌یابد. جریان محرک بخار را به بیرون از اواپراتور (EV) می‌کشد. این دو فاز باهم در داخل محفظه اختلاط مخلوط می‌شوند و پس از بازیابی فشار در سمت پخش‌کننده افشانک (d) از آن خارج می‌شود [6].

قسمت مایع پس از عبور از یک وسیله انبساط افت فشار کمی می‌یابد و وارد اواپراتور می‌شود. قسمت بخار نیز به سمت کمپرسور هدایت می‌شود. "شکل 3" طرح کلی چرخه و "شکل 4" دیاگرام فشار-آنتالپی آن را نشان می‌دهد. خطوط از نقطه‌ی 4 تا 6 رشته‌ی فرآیند در کمپرسور و کندانسور و خطوط از نقطه‌ی 7 تا 9 رشته‌ی فرآیند در منبسط‌کننده و اواپراتور است. نقطه‌ی 1 خروج از نازل و نقطه‌ی 2 بعد از اختلاط و 2-3 فرآیند تراکم می‌باشد [8]. مشخص است در این شرایط با کمک افشانک، کمپرسور انرژی کمتری برای فشرده سازی سیال برای رسیدن به نقطه خاص نیاز دارد.

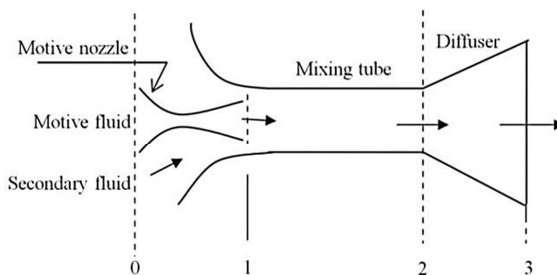


Fig. 1 Configuration of ejector [1]

شکل 1 پیکربندی افشانک [1]

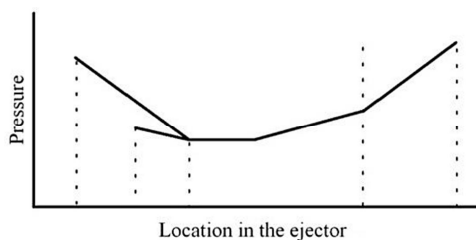


Fig. 2 Variation of pressure in ejector [7]

شکل 2 تغییرات فشار در افشانک [7]

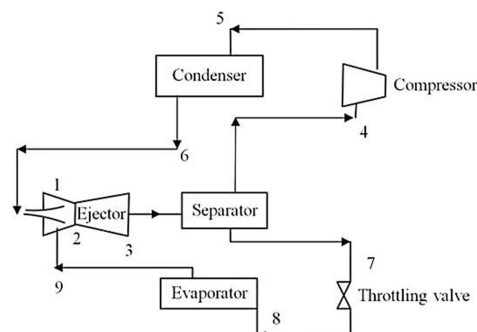


Fig. 3 Schematic of the improved system cycle [1]

شکل 3 طرح کلی چرخه ترکیبی اصلاح شده

اتلاف اکسرژی در افشانک

$$I_{EJ} = T_0[(1+U)S_{3a} - S_6 - US_9] \quad (26)$$

اتلاف اکسرژی کل

$$I_t = I_C + I_{CO} + I_{ev} + I_{EV} + I_{EJ} \quad (27)$$

کار برگشت پذیر

$$W_{rev} = -Q_{EV}(1 - T_0/T_{EV}) \quad (28)$$

بازده قانون دوم

$$\eta_{II} = W_{rev}/W_c \quad (29)$$

براساس این تحلیل، برنامه نویسی کامپیوتری را با استفاده از نرم افزار EES انجام می دهیم. برای شبیه سازی چرخه ترکیبی افشانکی - تراکمی فرضیات زیر صورت گرفته است:

1. میرد در تمام زمان ها از لحاظ ترمودینامیکی در حالت شبه تعادلی قرار دارد.
2. مدل به صورت یک بعدی است.
3. تمامی خصوصیات سیال در خروج از لوله اختلاط به صورت یکنواخت است.
4. هیچ گرمایی وارد سیستم نمی شود.
5. اصطکاک دیواره وجود ندارد.
6. افت فشار قابل صرف نظر کردن است.
7. فرآیندها در کمپرسور، شیر انبساط و افشانک، آدیباتیک فرض می شوند.
8. خروجی کندانسور و اواپراتور در حالت اشباع است.

6- نتایج و بحث ها

نتایج به دست آمده با فرض $\eta_{diffuser} = \eta_{nozzle} = 0.85$ به دست آمده اند. لازم به ذکر است در همه تحقیقات صورت گرفته در این زمینه که تعدادی از آنها در منابع ذکر شده اند، از CFCها یا CO₂ به عنوان میرد استفاده شده است. از این رو در این مقاله برای تحلیل عملکرد سیستم از یک هیدروکربن (HC) یعنی پروپان که پتانسیل گرمایشی جهانی (GWP) بسیار پایینی نسبت به CFCها دارد، استفاده شده است. بنابراین با ارائه جداول و نتایج حاصل، تحلیل چرخه برای این میرد صورت گرفته است.

"شکل های 5 و 6" تأثیر نسبت سطح (مساحت ورودی پخش کننده به مساحت خروجی نازل) را بر روی ضریب عملکرد برای پروپان و R134a نشان می دهند. "شکل های 7 و 8" تأثیر نسبت مساحت را بر روی نسبت عملکرد چرخه ترکیبی به ضریب عملکرد چرخه تراکمی بخار (COP_p) نشان می دهند. با افزایش نسبت مساحت، این دو نسبت افزایش می یابد. به عنوان استدلال در این موارد می توان گفت با افزایش نسبت سطح، ضریب عملکرد برای هر دو میرد افزایش می یابد. با کاهش مساحت خروجی نازل، نسبت سطح افزایش می یابد. بنابراین فشار میرد اولیه (میردی که از نازل خارج می شود) و فشار مکشی کمپرسور افزایش می یابد. به دنبال افزایش فشار مکشی، بار بر روی کمپرسور کاهش می یابد و ضریب عملکرد چرخه افزایش می یابد. با افزایش بیشتر نسبت سطح، فشار میرد اولیه بیشتر شده، و برخی میردها چگالیده می شوند. با این چگالش، فشار مکشی کمپرسور و ضریب عملکرد کاهش می یابد. مشخص است که ضریب عملکرد پروپان در شرایط کاری معین، به مقدار 1.73 درصد بیشتر از R134a است. افت کارایی بیشتر R134a نسبت به پروپان در نسبت سطح های بالاتر، با تغییر ناگهانی در شیب نمودار نمایان است.

"شکل های 9 و 10" تأثیر نسبت سطح بر روی نسبت فشار (فشار خروجی کمپرسور به فشار ورودی کمپرسور) را نشان می دهند. با افزایش نسبت

$$h_2 = \left(\frac{1}{1+U}\right)h_{CO} + \left(\frac{U}{1+U}\right)h_{EV} - \left(\frac{V_2^2}{2}\right) \quad (11)$$

آنتروپی در خروج از قسمت اختلاط [1]:

$$S_2 = S(h_2, P_2) \quad (12)$$

3-3- جریان در پخش کننده

با نوشتن قانون بقای انرژی در خروجی از پخش کننده، آنتالپی خروجی از پخش کننده از فرمول (13) محاسبه می شود:

$$h_3 = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (13)$$

آنتالپی واقعی خروجی از پخش کننده:

$$h_{3a} = h_2 + \eta_d \left(\frac{V_2^2}{2}\right) \quad (14)$$

فشار خروجی پخش کننده:

$$P_3 = P(S_2, h_{3a}) \quad (15)$$

کمپرسور برای تراکم بخار فرآیند غیرآیزنتروپیک را طی می کند. توان ورودی به کمپرسور (c) از رابطه (16) محاسبه می شود [1]:

$$W_C = \frac{\dot{m}(h_5 - h_4)}{\eta_c} \quad (16)$$

در رابطه (16) h_4 ، آنتالپی بخار اشباع در فشار P_3 و h_5 ، آنتالپی آیزنتروپیک در خروجی کمپرسور است. بازده آیزنتروپیک کمپرسور نیز که توسط برونین در سال 1997 پیشنهاد شده است با فرمول (17) بیان می شود [10].

$$\eta_c = 0.874 - 0.0135R \quad (17)$$

که R نسبت تراکم کمپرسور است.

ظرفیت سرمایش:

$$Q_{EV} = \dot{m}''(h_9 - h_7) \quad (18)$$

و h_7 آنتالپی مایع اشباع در P_9 و h_9 آنتالپی مایع اشباع در P_7 است.

ضریب عملکرد چرخه ترکیبی:

$$COP_i = \frac{Q_{EV}}{W_C} = U \left(\frac{h_9 - h_7}{h_5 - h_4}\right) \eta_c \quad (19)$$

نسبت عملکرد چرخه ترکیبی به ضریب عملکرد چرخه تراکمی بخار:

$$COP_r = \frac{COP_i}{COP_s} \quad (20)$$

که در آن COP_s ضریب عملکرد چرخه تراکمی بخار است.

4- روند حل مسئله

معادلات (8) الی (15) به طور همزمان حل می شوند. ابتدا یک مقدار برای U حدس زده می شود و سپس P_3 و h_3 محاسبه می شوند. به استفاده از روش صحیح و خطا، P_3 و h_3 ، کیفیت بخار در خروجی پخش کننده را نتیجه می دهند. سپس مقدار X به دست آمده با مقدار X حاصل از جایگزینی U فرضی در معادله (21) مقایسه می شود تا جایی که این معادله ارضا شود.

$$X = \frac{1}{1+U} \quad (21)$$

نهایتاً P_3 و h_3 به دست آمده و COP_i و COP_r محاسبه می شود.

5- تحلیل اکسرژی

تحلیل اکسرژی به منظور تعیین عملکرد بیشینه سیستم، تشخیص مکان های اتلاف اکسرژی و نشان دادن مسیر ترقی انجام می پذیرد [11,12].

اتلاف اکسرژی در کمپرسور

$$I_C = \dot{m}'T_0(S_5 - S_4) \quad (22)$$

اتلاف اکسرژی در کندانسور

$$I_{CO} = \dot{m}'((h_5 - h_6) - T_0(S_5 - S_6)) \quad (23)$$

اتلاف اکسرژی در شیر انبساط

$$I_{ev} = \dot{m}''((h_7 - h_8) - T_0(S_7 - S_8)) \quad (24)$$

اتلاف اکسرژی در اواپراتور

$$I_{EV} = T_0[\dot{m}''(S_9 - S_8) + Q_{EV}/T_r] \quad (25)$$

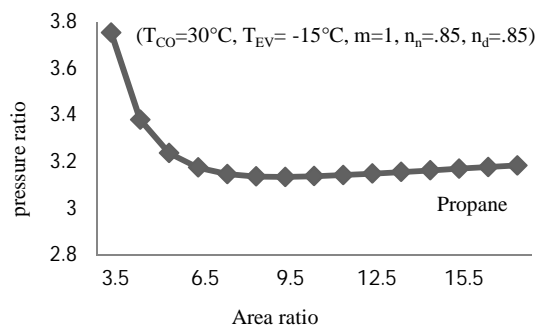


Fig. 9 Variation of pressure ratio, versus area ratio for Propane

شکل 9 تأثیر نسبت سطح بر روی نسبت فشار پروپان

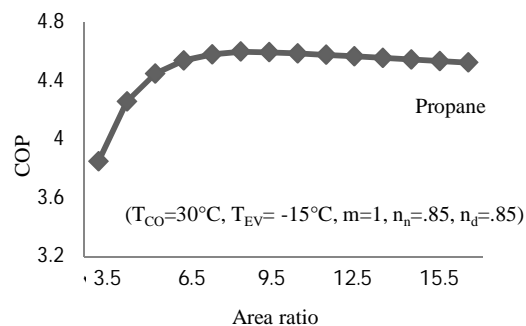


Fig. 5 Variation of COP, versus area ratio for Propane

شکل 5 تأثیر نسبت سطح بر روی ضریب عملکرد برای پروپان

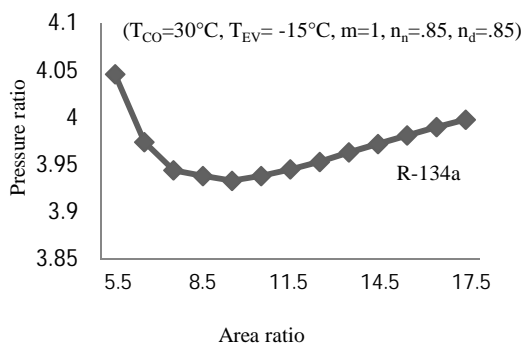


Fig. 10 Variation of pressure ratio, versus area ratio for R-134a

شکل 10 تأثیر نسبت سطح بر روی نسبت فشار برای R134a

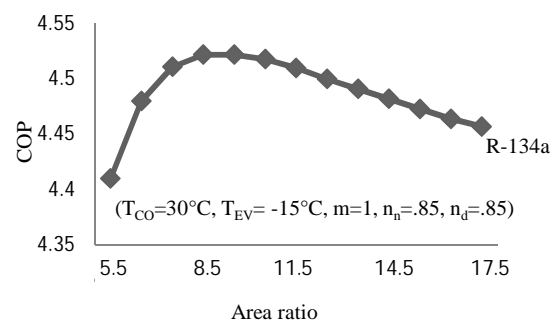


Fig. 6 Variation of COP, versus area ratio for R-134a

شکل 6 تأثیر نسبت سطح بر روی ضریب عملکرد برای R134a

"شکل‌های 11 و 12" نرخ اتلاف اکسرژی را در اجزای دو چرخه تراکمی بخار و چرخه ترکیبی نمایش می‌دهند. اتلاف اکسرژی در کمپرسور 19 درصد، در کندانسور 44 درصد، در اواپراتور 43 درصد و در شیر انبساط 98 درصد نسبت به چرخه تراکمی بخار کاهش یافته است. اتلاف اکسرژی در افشانه‌گی 1.395 درصد است.

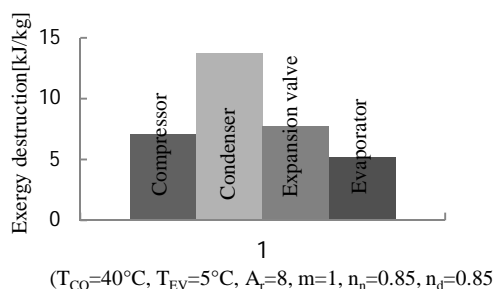


Fig. 11 Exergy destruction rate distribution in vapor compression refrigeration cycle

شکل 11 نرخ اتلاف اکسرژی در اجزای چرخه تراکمی بخار

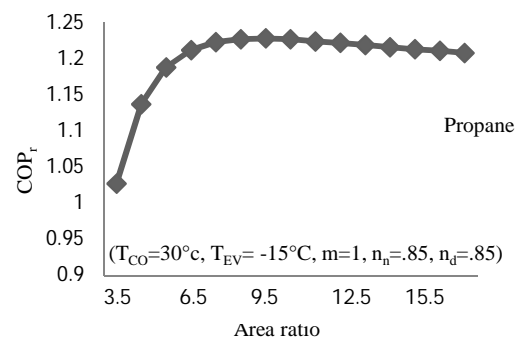


Fig. 7 Variation of relative COP, versus area ratio for Propane

شکل 7 تأثیر نسبت مساحت بر روی ضریب عملکرد نسبی برای پروپان

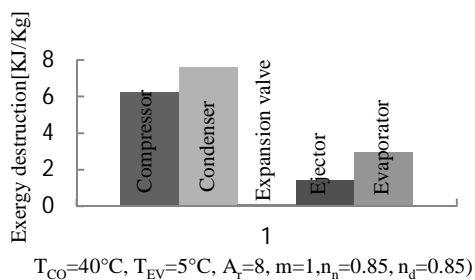


Fig. 12 Exergy destruction rate distribution in Ejector cycle

شکل 12 نرخ اتلاف اکسرژی در اجزای چرخه ترکیبی

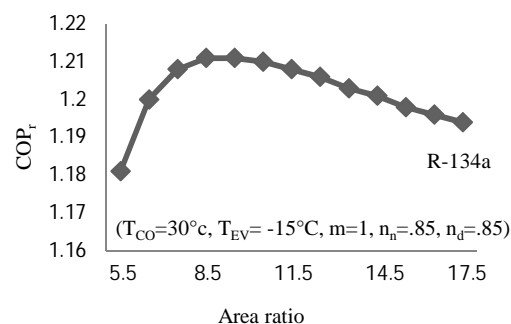


Fig. 8 Variation of relative COP, versus area ratio for R-134a

شکل 8 تأثیر نسبت مساحت بر روی ضریب عملکرد نسبی برای R134a

افزایش نسبت سطح تا مقدار بهینه، فشار مکشی کمپرسور افزایش می‌یابد و به دنبال آن نسبت فشار بیشتر می‌شود. بعد از سطح بهینه، با هر افزایش نسبت سطح، فشار مکشی کاهش اما نسبت فشار افزایش می‌یابد.

Journal of Fluid Mechanics Structures, Vol. 5, No. 2, pp. 181-189, 2015. (in Persian فارسی)

- [5] L. Daqing, E. A. Groll, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector expansion device, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 5, pp. 766-773, 2005.
- [6] J. Q. Deng, P.X. Jiang, T. Lu, W. Lu, Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 381-388, 2007.
- [7] Y. Zhu, W. Cai, C. Wen, Y. Li, Shock circle model for ejector performance evaluation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 9, pp.2533-2541, 2007.
- [8] S. A. Klein, F. Alvarda, Engineering Equation Solver, Version 7.441. *F-chart software*, Middleton, WI, 2005.
- [9] L.T. Chen, A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, *Applied Energy*, Vol. 30, pp. 37-51, 1988.
- [10] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 20, No. 5, pp. 308-318, 1997.
- [11] Y. A. Cengel, A. M. Boiles, *Thermodynamics an engineering approach*, fifth edition, New York: McGraw-Hill, 2006.
- [12] M. Yari, M. Sirousazar, Performance analysis of the ejector-vapour compression refrigeration cycle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 221, No 8, pp.1089-1098, 2007.

7- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر چرخه‌ی سرمایشی ترکیبی تراکمی بخار و افشانکی با مبرد پروپان بررسی شد. هندسه‌ی ورودی و خروجی افشانک تاثیر بسزایی در کارایی سیستم دارد. در شرایط مسئله برای پروپان بیشترین COP در نسبت سطح تقریباً برابر 9 به دست آمد. افت کارایی به علت چگالش سیال مبرد در نسبت سطح‌های بیشتر در R134a نمایان تر است. در دمای اواپراتور، اتلاف اکسرژی در اجزای چرخه‌ی تراکمی بخار بیشتر از چرخه‌ی ترکیبی است.

8- مراجع

- [1] E. Nehdi, L. Kairouan, M. Bouzaina, Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander, *International Journal of Energy Research*, Vol. 31, pp. 364-375, 2007.
- [2] A. Habibzadeh, M. M. Rashidi, The study of combined power and refrigeration ejector cycle using low temperature heat source, *Third Technical Conference of Thermodynamics*, Gilan, Iran, 2011. (in Persian فارسی)
- [3] S. Shamseddini, S. Farahat, M. Tahani, Study of spray-solar cooling cycle with the effect of superheated fluid in the evaporator and generator, *Second National Conference on Renewable and Clean Energy*, Hamedan, Iran, 2013. (in Persian فارسی)
- [4] M. Tahani, S. Shamseddini, S. Farahat, A. Rabbani, Thermodynamic simulation of ejector-vapor compression coolers,