



چرخه افشارنکی - تراکمی، روشی مناسب برای تبرید

امید پدرام^{۱*}، حسین تفریشی^۲

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

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

* زنجان، صندوق پستی ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱ omid.pedram@znu.ac.ir

چکیده

اهمیت مصرف بهینه انرژی، قیمت روز افزون آن و تجدیدناپذیر بودن سوخت‌های فسیلی داشتمدان و صنعت‌گران را بر آن داشته است تا با بهره‌گیری از چرخه‌های اقتصادی‌تر و کم مصرف‌تر فرآیندهای لازم را اداره کنند. چرخه ترکیبی تراکمی - افشارنکی 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 اکریز اتموبلیل‌ها 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 اثلاف اکسرژی در این چرخه با چرخه تراکمی بخار برای اجزای مختلف چرخه انجام شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد اثلاف انرژی در این چرخه کمتر از چرخه تراکمی بخار است زیرا اثلاف اکسرژی در اجزای آن کمتر است. همچنین ضریب عملکرد چرخه افشارنکی - 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 افشارنکی، چرخه تراکمی، ترکیب سیکل‌ها، تحلیل اکسرژی

Ejector-Compression Cycle as an Appropriate Method for Refrigeration

Omid Pedram^{*}, Hossein Tafrishi

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

فقط چرخه افشارنکی دارای ضریب عملکرد بسیار پایین‌تر از سیستم تراکمی بخار می‌باشد، اما مزایای بسیاری دارد که سادگی و نداشتن اجزای متحرک از آن جمله می‌باشد. مزیت فوق العاده‌ی آن توانایی در ایجاد سرما با استفاده از گرمای تلف شده یا انرژی خورشیدی به عنوان منبع گرما در دماهای بالای ۸۰ درجه سانتی‌گراد است [۵]. برای بالا بردن بازده و کارایی سیستم افشارنک محض، توسعه‌ی انواع افشارنک، استفاده از مبردهای متنوع و بهینه‌سازی آن با چرخه‌های پیچیده شناسایی شدند که از جمله‌ی آن‌ها ترکیب سیستم افشارنک با تراکمی بخار یا سیستم جذبی است. در این پژوهش ترکیب سیستم افشارنک 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 بدست آورد، در واقع از گرمای تلف شده بهره بیشتری برداشت.

Please cite this article using:

O.Pedram, H.Tafrishi, 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)

۱- مقدمه

در ۲۰ سال اخیر مطالعاتی در به کارگیری انرژی دما پایین و نگهداری محیط زیست، در زمینه‌ی سیستم‌های تبرید انجام گرفته است. مطالعات نشان می‌دهد مقدار زیادی از گرمای تلف شده در صنعت (بیش از ۶۰ درصد از انرژی اولیه)، در ناحیه‌ی دما پایین و متوسط قرار دارد. امروزه اکثر انرژی هدر می‌رود؛ در حالی که می‌توان با استفاده‌ی دواره از آن در کاهش سوخت‌های فسیلی و کاهش تولید گازهای گلخانه‌ای نقش بهسازی داشت. با افزایش قیمت سوخت و کاهش منابع انرژی به طور غیرقابل پیش‌بینی، بهره‌برداری مفید از این انرژی بسیار مهم و قابل توجه است [۱-۴].

انواع فرآیند تبرید گرمایی وجود دارد که این انرژی اثلافی را به عنوان اثری گرمایی ورودی استفاده می‌کند. سردن کن افشارنکی تکنولوژی است که برای کاربرد سرمایش برای سالهای طولانی مورد استفاده قرار می‌گیرد. صرف

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

O.Pedram, H.Tafrishi, 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)

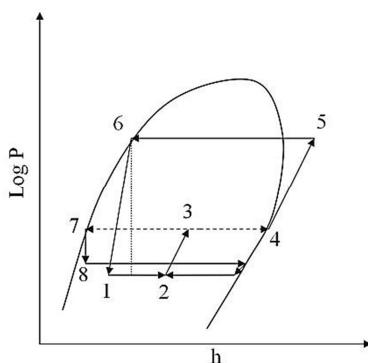


Fig. 4 The log P-h diagram of the improved cycle [1]

شکل 4 نمودار فشار-آنالپی چرخه ترکیبی اصلاح شده

3- تحلیل ترمودینامیکی چرخه ترکیبی اصلاح شده

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

3-1- جریان در نازل

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

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

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

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

S_{CO} آنتروبی 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 بیانگر سطح گذره سیال است.

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

3-2- 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) بدست 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 بدست 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 افشارانک است. نسبت چگالی توسط چن در سال 1988 تخمین زده شده است [9].

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

ρ_v چگالی بخار مبرد در خروجی اواپراتور است.

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

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

آنالپی در خروج از قسمت اختلاط از رابطه (11) محاسبه می‌شود که در آن

آنالپی اواپراتور است [1]:

2- سیستم افشارانکی - تراکمی

"شکل 1" پیکربندی افشارانک (EJ) و "شکل 2" تغییرات فشار در داخل آن را نشان می‌دهد. افشارانک وسیله‌ای است که جای شیر اختناق (ev) را در جهت کاهش بازگشت‌ناپذیری وسیله‌ای انسباط گرفته است. افشارانک در خروجی کندانسور (CO) نصب می‌شود و مایع خروجی از کندانسور در فشار بالا وارد نازل افشارانک می‌شود. در داخل نازل، فشار مایع کاهش می‌یابد و متقابل اواپراتور می‌شود. این دو فاز باهم در داخل محفظه اختلاط مخلوط می‌شوند و پس از بازیابی فشار در سمت پخش‌کننده افشارانک (d) از آن خارج می‌شود [6].

قسمت مایع پس از عبور از یک وسیله‌ای انسباط 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-آنالپی آن را نشان می‌دهد. خطوط از نقطه 4 تا 6 رشتۀ فرآیند در کمپرسور و کندانسور و خطوط از نقطه 7 تا 9 رشتۀ فرآیند در منبسط‌کننده و اواپراتور است. نقطه 1 خروج از نازل و نقطه 2 بعد از اختلاط و 3-2 فرآیند تراکم می‌باشد [8]. مشخص است در این شرایط با کمک افشارانک، کمپرسور انرژی کمتری برای فشرده سازی سیال برای رسیدن به نقطه خاص نیاز دارد.

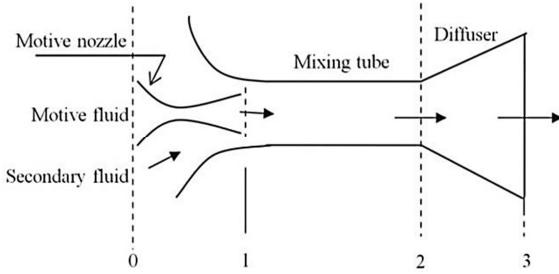


Fig. 1 Configuration of ejector [1]

شکل 1 پیکربندی افشارانک [1]

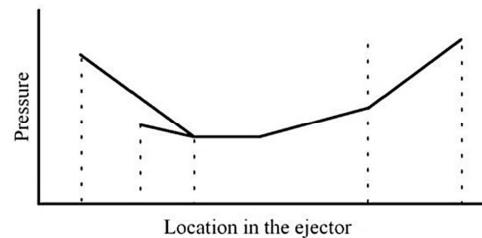


Fig. 2 Variation of pressure in ejector [7]

شکل 2 تغییرات فشار در افشارانک [7]

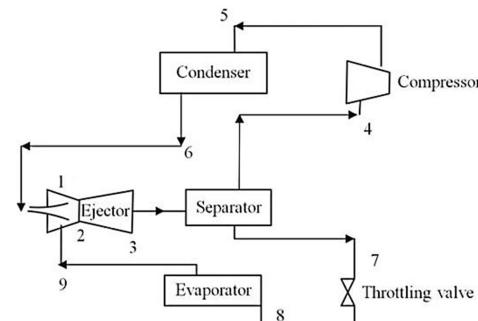
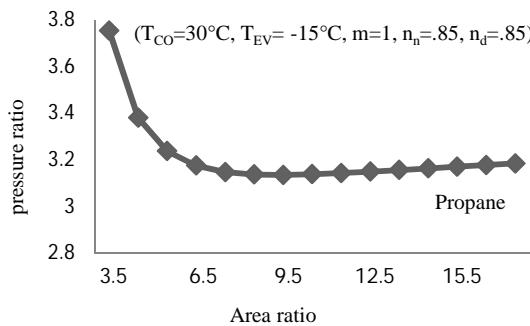
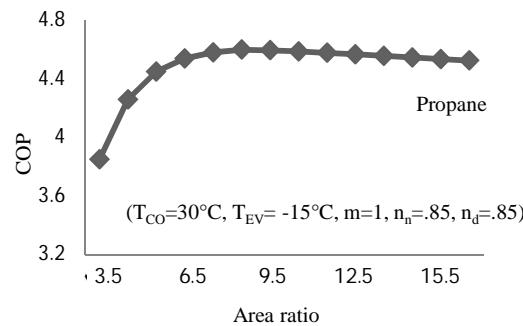
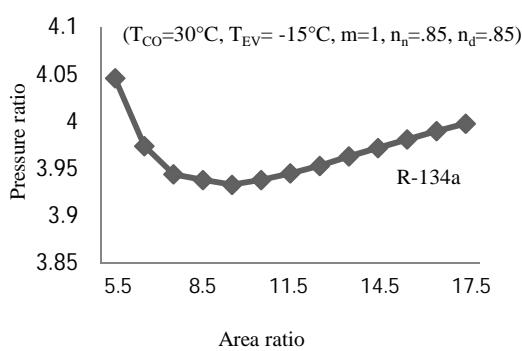


Fig. 3 Schematic of the improved system cycle [1]

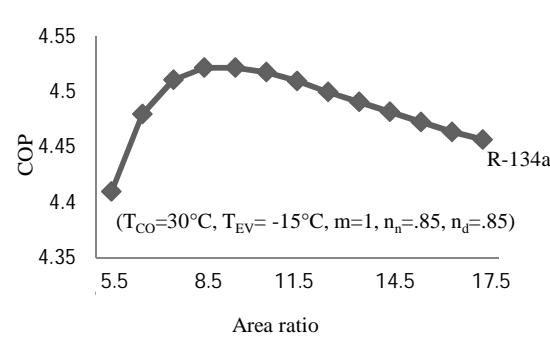
شکل 3 طرح کلی چرخه ترکیبی اصلاح شده

**Fig. 9** Variation of pressure ratio, versus area ratio for Propane**Fig. 5** Variation of COP, versus area ratio for Propane

شکل 5 تأثیر نسبت سطح بر روی ضریب عملکرد برای پروپان

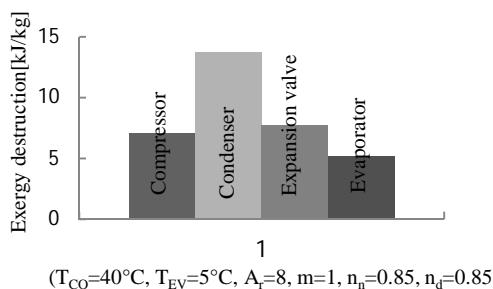
**Fig. 10** Variation of pressure ratio, versus area ratio for R-134a

شکل 10 تأثیر نسبت سطح بر روی نسبت فشار برای R134a

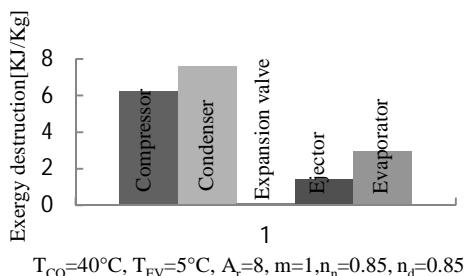
**Fig. 6** Variation of COP, versus area ratio for R-134a

شکل 6 تأثیر نسبت سطح بر روی ضریب عملکرد برای R134a

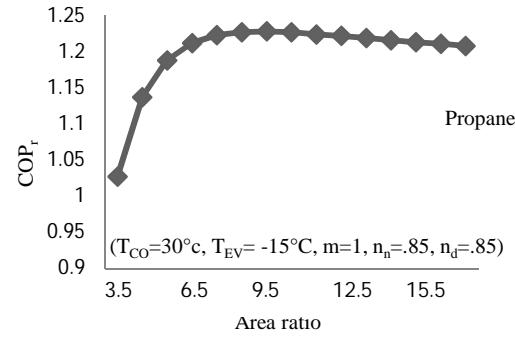
"شکل های 11 و 12" نرخ اتلاف اکسرزی را در اجزای دو چرخه تراکمی بخار و چرخه ترکیبی نمایش می دهند. اتلاف اکسرزی در کمپرسور 19 درصد، در کنdensor 44 درصد، در اوپرатор 43 درصد و در شیر انسپاس 98 درصد نسبت به چرخه تراکمی بخار کاهش یافته است. اتلاف اکسرزی در افشنگ 1.395 درصد است.

**Fig. 11** نرخ اتلاف اکسرزی در اجزای چرخه تراکمی بخار

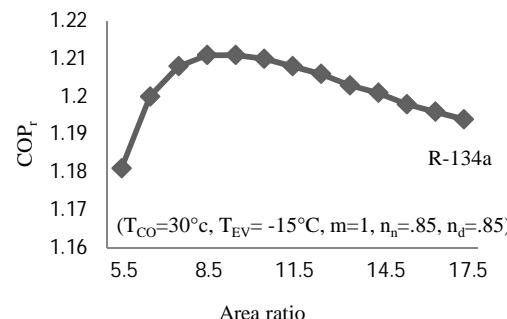
شکل 11 نرخ اتلاف اکسرزی در اجزای چرخه تراکمی بخار

**Fig. 12** Exergy destruction rate distribution in Ejector cycle

شکل 12 نرخ اتلاف اکسرزی در اجزای چرخه ترکیبی

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

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

**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 می پاید و به دنبال آن نسبت فشار بیشتر می شود. بعد از سطح بهینه، با هر افزایش نسبت سطح، فشار مکشی کاهش اما نسبت فشار افزایش می پاید.

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

- [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- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر چرخه سرمایشی 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 نمایان‌تر است. در دمای اوپراتور، اتفاف اکسرژی در اجزای چرخه‌ی تراکمی بخار بیشتر از چرخه‌ی تراکمی 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)
- [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)
- [4] M. Tahani, S. Shamseddini, S. Farahat, A. Rabbani, Thermodynamic simulation of ejector-vapor compression coolers,