بررسی عملکرد سیکل تبرید تراکمی تبخیری با مبردهاي R12، R22 و R134a

امین رسولی جوکندان1\*، عطا شمسی2

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

2- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند

\* گیلان، صندوق پستی 4371996693، rasouli.amin@birjand.ac.ir

چکیده

این پژوهش به تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیکل تبرید تراکمی تبخیری می­پردازد. برای این منظور سیکل تبرید تراکمی تبخیری با مبردهاي R12، R22 و R134a به کمک نرم­افزار EES مدلسازی شده و پارامترهای مختلفی از آن مورد ارزیابی قرار گرفتند. نتایج حاصل از حل عددی با حل تحلیلی مبرد R12 در نقاط مختلف سیکل مقایسه شدند که از تطابق قابل قبولی برخوردار بودند. نتایج مدلسازی برای هر سه مبرد R12، R22 و R134a بدست آمدند و با مقایسه نتایج، مشخص گردید که از لحاظ ضریب عملکرد و بازده اگزرژی، مبرد R22 بیشترین مقدار را داراست. همچنین از لحاظ تخریب اگزرژی کل و نیاز به کار ورودی به کمپرسور، مبرد R22 کمترین مقدار را دارد. در ادامه نتایج نشان دادند که مبرد R22 کمترین مقدار حرارت را از طریق کندانسور تخلیه می­کند و بیشترین مقدار اگزرژی حرارتی در اواپراتور نیز توسط مبرد R22 انتقال می­یابد. از این رو مبرد R22 به عنوان مبرد مناسب نسبت به دو مبرد دیگر جهت استفاده در سیکل تبرید تراکمی تبخیری پیشنهاد گردید.

**کلی**د‌واژگ**ان**

سیکل تبرید، تحلیل انرژی، تحلیل اگزرژی، مبرد.

Evaluation of evaporative compression refrigeration cycle performance with R12, R22 and R134a refrigerants

Amin Rasouli Jokandan1\*, Ata Shamsi2

1- Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

1- Department of Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

\* P.O.B. 4371996693 Guilan, Iran, [rasouli.amin@birjand.ac.ir](mailto:rasouli.amin@birjand.ac.ir)

Abstract

This study analyzes the energy and exergy of an evaporative compression refrigeration cycle. For this purpose, the evaporative compression refrigeration cycle with refrigerants R12, R22 and R134a was modeled using EES software and various parameters were evaluated. The results of numerical solution were compared with the analytical solution of R12 refrigerant in different parts of the cycle, which had acceptable agreement. The modeling results were obtained for all three refrigerants R12, R22 and R134a and by comparing the results, it was found that in terms of coefficient of performance and exergy efficiency, refrigerant R22 has the highest value. Also, in terms of total exergy degradation and the need for input to the compressor, R22 refrigerant has the lowest value. The results further show that the refrigerant R22 discharges the least amount of heat through the condenser and the highest amount of thermal exergy in the evaporator is transferred by the refrigerant R22. Therefore, R22 refrigerant was proposed as a suitable refrigerant compared to the other two refrigerants for use in the evaporative compression refrigeration cycle.

Keywords

Refrigeration cycle, Energy analysis, Exergy analysis, Refrigerant.

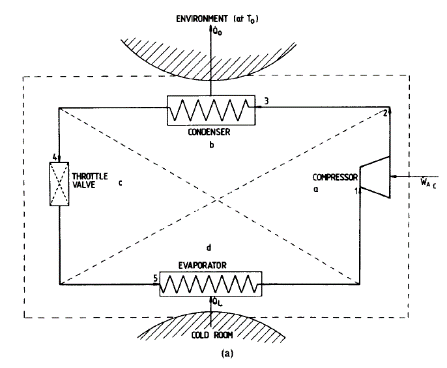
1. مقدمه

امروزه استفاده از سیستم­هاي تبرید جزء لاینفک زندگی روزانه ما می­باشد. در حقیقت خانه­اي را نمی­توان یافت که از سیستم­هاي تبرید استفاده نکند، چه به صورت سیستم تهویه مطبوع و چه به صورت یخچال خانگی. این سیستم­ها نقش اساسی در کاربری­هاي مختلف نظیر نگهداري مواد غذایی فاسد شدنی، صنایع داروسازي، صنعت تهویه مطبوع و غیره ایفا می­کنند ]1[. از این رو با توجه به سهم عمده اين سيستم­ها در صنایع، مطالعه و بررسي آن­ها از اهميت بسزايي برخوردار است. جهت بررسی رفتار اين سيستم­ها در شرايط مختلف و تأثير عوامل مختلف بر عملكرد آن­ها، لازم است كه مدلسازي و شبيه­سازي اين سيستم­ها انجام گيرد. در زمينه مدلسازي و شبيه­سازي فرآيندهاي موجود، مطالعات گسترده­ای بر تحلیل سیکل­های تبرید تراکمی تبخیری صورت گرفته است ]2[. نتایج تحقیقات صورت گرفته نشان می­دهند مبردها تأثیر بسزایی بر عملکرد سیکل­های تبرید تراکمی تبخیری دارند. از جمله اشخاصی که برای اولین بار تحقیقات خود را در زمینه خواص مبردها به صورت تجربی و آزمایشگاهی ارائه دادند، ویلسون و باسو ]3[ در سال 1988 بودند. ردی و همکارانش ]4[ به بررسی عددی یک سیکل تبرید تراکمی بخار با مبردهایR502 ،R410A ،R404A ،R152a ، R143a، R134a و R507A پرداختند و ضریب عملکرد و بازده اگزرژی سیکل را بررسی نمودند. جیوتی و همکارانش ]5[ در پژوهش خود نتایجی از شبیه­سازي یک سیستم تبرید تراکمی بخار با مبردهاي R407C، R404A و R410A ارائه دادند و به این نتیجه رسیدند که مقدار ضریب عملکرد و راندمان اگزرژي مبرد R407C دارای بیشترین مقدار می­باشد. لاولین و همکارانش ]6[ در یک پژوهش عددی تحلیلی از عملکرد سیستم تبرید تراکمی بخار با مبرد R404a ارائه نمودند. گانگ یان و همکارانش ]7[ در پژوهشی که بر انرژی و اگزرژی سیستم تبرید تراکمی تبخیری با بکار گیری مبردهای R290 و R600a انجام دادند، ضریب عملکرد، تخریب اگزرژی کل و بازده اگزرژنتیک سیکل را مورد مطالعه قرار دادند. صالح باکیم و همکارانش ]8[ در پژوهش خود به بررسی عملکرد سیستم تبرید تراکمی بخار با استفاده از انرژی، اگزرژی پرداختند. آنها در تحقیق خود از هشت مبرد استفاده کردند. نتایج نشان داد مبرد R717 در مقایسه با سایر مبردها بهترین گزینه است، در حالی که استفاده از مبرد R407C توصیه نگردید. جاتیندر گیل و همکارانش ]9[ در پژوهشی برگشت­ناپذیری اجزای مختلف یک سیکل تبرید تراکمی تبخیری از قبیل کمپرسور و کندانسور را با استفاده از مبرد R134a/LPG به عنوان جایگزینی برای R134a مورد بررسی قرار دادند. نتایج گزارش داد که برگشت­ناپذیری در اجزای مختلف سیکل با استفاده از مخلوط R134a/LPG در مقایسه با R134a در شرایط تجربی دارای مقدار کمتری است.

از این رو با توجه به اهمیت موضوع، این پژوهش به تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیکل تبرید تراکمی تبخیری با استفاده از مبردهاي R12، R22 و R134a می­پردازد. با توجه به آنچه در تحقیقات پیشین ارائه گردید، تاکنون بررسی مقایسه­ای از عملکرد سیکل تبرید تراکمی تبخیری با مبردهاي R12، R22 و R134a انجام نگرفته است؛ لذا این پژوهش عملکرد سیکل را برای سه مبرد یاد شده مورد مقایسه قرار داده است.

2- سیکل مورد مطالعه

طرحواره سیکل تبرید تراکمی تبخیری مورد بررسی در شکل 1 را در دیاگرام دما و انتروپی (شکل 2) جهت اعمال روش اگزرژی مورد توجه قرار می­دهیم. این سیکل با در نظر گرفتن راندمان ایزونتروپیک، راندمان الکتریکی و مکانیکی کمپرسور، مافوق گرم شدن گاز مبرد خروجی از اواپراتور و مادون سرد شدن مایع مبرد اشباع خروجی از کندانسور تا حدودی به یک سیکل واقعی نزدیک می­باشد ]10[.



**Fig. 1** Schematic view of evaporative compression refrige-ration cycle

**شكل 1** نمای شماتیک سیکل تبرید تراکمی تبخیری



**Fig. 2** Temperature - entropy diagram of evaporative comp-ression refrigeration cycle

**شكل 2** نمودار دما - انتروپی سیکل تبرید تراکمی تبخیری

3- فرضیات و معادلات حاکم

اگزرژی خاصیتی است که با آن می­توان قابلیت تبدیل مقدار معینی انرژی در حالت مشخص به کار مفید را تعیین کرد. از آنجا که اگزرژی به علت تولید انتروپی در طول فرآیند مصرف و تخریب می­گیرد، برای تعیین میزان تلفات و تخریب اگزرژی، بایستی تحلیل ترمودینامیکی صورت پذیرد ]11[.

به منظور تحلیل قانون اول و دوم ترمودینامیک، فرضیاتی را برای مدلسازی سیکل مورد مطالعه در نظر می­گیریم که عبارتند از: 1) فرایندها همگی پایدار می­باشند. 2) از افت­ فشارها درون شیرهای کمپرسور، اواپراتور، کندانسور و لوله­ها صرف نظر شده است. 3) فرایند تراکم و فرایند اختناق آدیاباتیک فرض می­شود.4) توان ورودی به تجهیزات کمکی دیگر قابل صرف نظر کردن می­باشد.

همانطور که گفته شد فرض می شود که فرایند تراکم آدیاباتیک باشد. در نمودار T-S فرایند 1-2a فرایند تراکم را طی می­کند. کار ورودی مورد نیاز به کمپرسور با در نظر گرفتن راندمان­های آیزنتروپیک، مکانیکی و الکتریکی از رابطه 1 محاسبه می­گردد. مقدار بازگشت­ناپذیری یا تخریب اگزرژی کمپرسور به صورت رابطه 2 بیان می­شود. ]12[.

|  |  |
| --- | --- |
| (1) |  |
| (2) |  |

فرایند چگالش، فرایند 2a-5 را روی نمودار T-S طی می­کند. کندانسور اگزرژی حرارتی را با کمترین بازگشت­ناپذیری به محیط تخلیه می­کند. موازنه اگزرژی برای کندانسور به صورت رابطه 3 بیان می­گردد. همچنین نرخ انتقال حرارت در کندانسور به صورت رابطه 4 بیان می­گردد ]12[.

|  |  |
| --- | --- |
| (3) |  |
| (4) |  |

فرایند اختناق، فرایند 6-5 را روی نمودار T-S طی می­کند. فرایند اختناق عموماً برای کاهش فشار و دمای مبرد استفاده می­شود. موازنه اگزرژی در شیر انبساط به شکل معادله 5 می­باشد. فرایند تبخیر در اواپراتور، فرایند 1-6 را روی نمودار T-S طی می­کند. اواپراتور انرژی حرارتی  را از اتاق سرد  دریافت می­کند و به علت این انتقال حرارت، اگزرژی مبرد در عبور از اواپراتور کاهش می­یابد. نرخ انتقال حرارت در اواپراتور از رابطه 6 قابل حصول می­باشد ]13[.

|  |  |
| --- | --- |
| (5) |  |
| (6) |  |

مقدار بازگشت­ناپذیری یا تخریب اگزرژی کمپرسور به صورت رابطه 7 بیان می­شود. نهایتاً مجموع بازگشت ناپذیری­ها (تخریب­های اگزرژی) از رابطه 8، ضریب عملکرد سیکل تبرید از رابطه 9 و همچنین بازده اگزرژی یا بازده منطقی سیکل نیز طبق رابطه 10 بیان می­گردد ]13[.

|  |  |
| --- | --- |
| (7) |  |
| (8) |  |
| (9) |  |
| (10) |  |

4- حل عددی و اعتبارسنجی

به منظور تحلیل سیکل، از نرم افزار EES استفاده گردید. ورودی­های مورد نیاز برای تحلیل سیکل مطابق جدول 1 وارد شد. پس از وارد نمودن اطلاعات ورودی و انجام محاسبات توسط نرم افزار، تحلیل اولیه سیکل و محاسبات ترمودینامیکی مبرد در نقاط مختلف سیکل انجام­ پذیرفت و سپس در گام بعدی تحلیل اگزرژی سیکل انجام گرفت. خواص مبردها از جداول مربوطه در برنامه گنجانده شدند ]14[. جهت اعتبارسنجی نتایج، تحلیل ترمودینامیکی مبرد R12 در نقاط مختلف پژوهش نیکولادیس و همکارانش ]13[ با نتایج تحلیل ترمودینامیکی بدست آمده از نرم افراز EES مقایسه شدند و مشاهده می­شود که نتایج از تطابق قابل قبولی برخوردار می­باشند.

**جدول 1** خواص مربوط به مبردهای مورد استفاده در سیکل

**Table 1** Properties of refrigerants used in the cycle

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| خواص ورودی | مبرد R12 | مبرد R22 | مبرد R134a |
| دمای اواپراتور (K) | 260 | 238 | 260 |
| فشار اواپراتور (kPa) | 5/195 | 14/131 | 7/177 |
| بار برودتی (kW) | 100 | 100 | 100 |
| دمای اتاق سرد (K) | 265 | 243 | 265 |
| دمای مافوق گرم (K) | 5 | 6 | 5 |
| دمای مافوق سرد (K) | 5 | 3 | 5 |
| بازده الکتریکی کمپرسور | 9/0 | 9/0 | 9/0 |
| بازده مکانیکی کمپرسور | 8/0 | 8/0 | 8/0 |
| بازده ایزونتروپیک کمپرسور | 73/0 | 73/0 | 73/0 |
| دمای کندانسور (K) | 340 | 303 | 340 |
| فشار کندانسور (kPa) | 3/1766 | 3/1187 | 1970 |
| دمای محیط (K) | 293 | 293 | 293 |
| ضریب انتقال حرارت در اواپراتور و کندانسور (W/m^2.K) | 350 | 350 | 350 |

**جدول 2** اعتبارسنجی نتایج عددی

Table 2 Validation of numerical results

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| نقطه | نوع حل | T (K) | P (kPa) | Ex (kW) |
| 1 | مرجع 13 | 265 | 2/195 | 6689/66 |
| حل عددی | 265 | 5/195 | 9740/67 |
| 2 | مرجع 13 | 08/379 | 45/1761 | 4794/120 |
| حل عددی | 21/375 | 3/1766 | 5071/117 |
| 3 | مرجع 13 | 340 | 3/1766 | 5941/112 |
| حل عددی | 340 | 3/1766 | 7186/111 |
| 4 | مرجع 13 | 340 | 3/1766 | 5263/95 |
| حل عددی | 340 | 3/1766 | 7794/94 |
| 5 | مرجع 13 | 335 | 3/1766 | 7318/94 |
| حل عددی | 335 | 3/1766 | 7861/93 |
| 6 | مرجع 13 | 260 | 2/195 | 4754/82 |
| حل عددی | 260 | 2/195 | 7370/80 |
| 7 | مرجع 13 | 260 | 2/195 | 0854/69 |
| حل عددی | 260 | 2/195 | 7643/68 |
| a | مرجع 13 | 293 | 10 | --- |
| حل عددی | 293 | 10 | --- |

5- نتایج

برای بررسی و تحلیل سیکل، برنامه کامپیوتری با ورودی­های مشخص شده اجرا گردید تا نحوه رفتار مؤلفه­های سیکل تحت این ورودی­ها بررسی گردد. پس از وارد کردن ورودی­ها، عملیات توسط نرم افزار EES انجام می­پذیرد که طی آن تحلیل ترمودینامیکی برای مبردهای R12، R22 و R134a حاصل می­گردد. به عنوان خروجی، خواص نقاط از جمله دما، فشار، آنتالپی، انتروپی و نهایتاً نرخ اگزرژی نقاط مورد نظر روی سیکل بدست می آیند. نتایج بدست آمده برای هر یک از مبردها در نقاط مختلف سیکل در جدول 3 نمایش داده شده است. همانطور در جدول 3 نیز مشاهده می­گردد مقادیر اگزرژی برای هر یک از نقاط مختلف سیکل تبرید تراکمی تبخیری مدل شده به ترتیب از R12 به R22 و R134a در حال کاهش است.

**جدول 3** نتایج تحلیل ترمودینامیکی در نقاط مختلف سیکل تبرید مدل شده

**Table 3** The results of thermodynamic analysis at different points of the modeled refrigeration cycle

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| نقطه | مبرد | T (K) | P (kPa) | h (kJ/kg) | s (kJ/kg.K) | Ex (kW) |
| 1 | R12 | 265 | 5/195 | 82/349 | 5779/1 | 97/67 |
| R22 | 244 | 1/131 | 09/394 | 8281/1 | 30/46 |
| R134a | 265 | 7/177 | 33/395 | 7518/1 | 03/19 |
| 2 | R12 | 21/375 | 3/1766 | 83/405 | 6201/1 | 50/117 |
| R22 | 82/374 | 4/1187 | 48/473 | 8876/1 | 66/84 |
| R134a | 89/368 | 1970 | 92/465 | 8057/1 | 38/71 |
| 3 | R12 | 340 | 3/1766 | 81/374 | 5317/1 | 71/111 |
| R22 | 303 | 4/1187 | 26/414 | 7112/1 | 01/80 |
| R134a | 340 | 1970 | 74/428 | 6998/1 | 50/65 |
| 4 | R12 | 340 | 3/1766 | 43/267 | 2161/1 | 77/94 |
| R22 | 303 | 4/1187 | 41/236 | 1244/1 | 33/76 |
| R134a | 340 | 1970 | 23/299 | 3189/1 | 40/48 |
| 5 | R12 | 335 | 3/1766 | 75/261 | 1997/1 | 78/93 |
| R22 | 300 | 4/1187 | 61/232 | 1144/1 | 16/76 |
| R134a | 335 | 1970 | 65/290 | 2935/1 | 32/47 |
| 6 | R12 | 260 | 5/195 | 75/261 | 2389/1 | 73/80 |
| R22 | 238 | 1/131 | 61/232 | 1493/1 | 46/69 |
| R134a | 260 | 7/177 | 65/290 | 3506/1 | 32/31 |
| 7 | R12 | 260 | 5/195 | 74/345 | 5616/1 | 76/68 |
| R22 | 238 | 1/131 | 34/390 | 8123/1 | 84/46 |
| R134a | 260 | 7/177 | 41/390 | 7343/1 | 22/19 |
| a | R12 | 293 | 10 | 31/369 | 8487/1 | --- |
| R22 | 293 | 10 | 30/427 | 1967/2 | --- |
| R134a | 293 | 80 | 96/420 | 9073/1 | --- |

سپس تحلیل اگزرژی سیکل تبرید تراکمی تبخیری صورت گرفت. ابتدا مقادیر بازگشت­ناپذیری و درصد بازگشت­ناپذیری مؤلفه­ها نسبت به بازگشت­ناپذیری کل برای هر یک از مؤلفه­های سیکل به ازای مبردهای مختلف به کار رفته در آن بدست آمدند. نتایج بدست آمده برای هر یک از مبردها در جدول 4 نمایش داده شده است. همانطور که در نتایج مشاهده می­شود، مقدار برگشت­ناپذیری کل سیکل تبرید تراکمی تبخیری مدل شده برای مبرد R22 در مقایسه با دو مبرد R12 و R134a به مراتب کمتر می­باشد. از این رو مبرد R22 به عنوان مبرد مناسب می­تواند در سیکل تبرید تراکمی تبخیری پیشنهاد می­گردد.

**جدول 4** نتایج بازگشت­ناپذیری و درصد بازگشت­ناپذیری مؤلفه ها برای سیکل تبرید مدل شده

**Table 4** Irreversibility results and percentage of irreversibility of components for the modeled refrigeration cycle

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| مؤلفه­ها | مبرد | بازگشت­ناپذیری (kW) | درصد بازگشت­ناپذیری |
| کمپرسور | R12 | 7955/38 | 8897/49 |
| R22 | 9165/29 | 7159/62 |
| R134a | 3105/41 | 7128/49 |
| کندانسور | R12 | 7210/23 | 5044/30 |
| R22 | 5033/8 | 8259/17 |
| R134a | 0629/24 | 9572/28 |
| شیر انبساط | R12 | 0491/13 | 7808/16 |
| R22 | 6996/6 | 0449/14 |
| R134a | 0018/16 | 2565/19 |
| اواپراتور | R12 | 1969/2 | 8251/2 |
| R22 | 5822/2 | 4133/5 |
| R134a | 7231/1 | 0736/2 |
| جمع کل | R12 | 7625/77 | 100 |
| R22 | 7016/47 | 100 |
| R134a | 0983/83 | 100 |

در ادامه مقدار کار واقعی و ایزونتروپیک مورد نیاز برای کمپرسور، مقدار حرارت خروجی از کندانسور، اگزرژی حرارتی در اواپراتور، ضریب عملکرد سیکل و همچنین بازده منطقی سیکل حاصل گردید. نتایج بدست آمده برای هر یک از مبردها در جدول 5 نمایش داده شده است. همانطور که در جدول 5 مشاهده می­شود، از لحاظ ضریب عملکرد، مبرد R22 دارای بیشترین مقدار ضریب عملکرد در مقایسه با دو مبرد دیگر است. همچنین مبرد R22 دارای بازده اگزرژی بیشتری می­باشد و به لحاظ تخریب اگزرژی کل کمترین مقدار را داراست. همچنین مشاهده می­شود که مبرد R22 در مقایسه با دو مبرد دیگر به کار رفته در سیکل، کمترین نیاز به کار ورودی به کمپرسور را دارد و کمترین مقدار حرارت را از طریق کندانسور تخلیه می­کند. بیشترین مقدار اگزرژی حرارتی در اواپراتور نیز توسط مبرد R22 انتقال­ می­یابد.

**جدول 5** نتایج تحلیل اگزرژی سیکل تبرید مدل شده

**Table 5** Fonts sizes

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| نتایج | R12 | R22 | R134a |
| نرخ کار واقعی کمپرسور (KW) | 3285/88 | 2778/68 | 6644/93 |
| نرخ کار ایزونتروپیک کمپرسور (KW) | 4255/46 | 8868/35 | 2300/49 |
| نرخ انتقال حرارت در کندانسور (KW) | 596/163 | 160/149 | 438/167 |
| نرخ اگزرژی حرارتی در اواپراتور (KW) | 566/10 | 5761/20 | 566/10 |
| ضریب عملکرد سیکل | 1321/1 | 4646/1 | 0676/1 |
| بازده اگزرژی سیکل | 1196/0 | 3014/0 | 1128/0 |

6- نتایج

این مقاله به تحلیل انرژی و اگزرژی یک سیکل تبرید تراکمی تبخیری با استفاده از مبردهاي R12، R22 و R134a می­پردازد. به منظور حل معادلات ترمودینامیکی از نرم افزار EES استفاده شد. نتایج شبیه­سازی نشان دادند که از لحاظ ضریب عملکرد، مبرد R22 دارای بیشترین ضریب عملکرد می­باشد و دو مبرد R12 و R134a دارای مقادیری نزدیک به هم و کمتر از مبرد R22 هستند. همچنین نتایج نشان داد که مبرد R22 دارای بازده اگزرژی بیشتری در مقایسه با دو مبرد دیگر است و همچنین به لحاظ تخریب اگزرژی کل مبرد R22 کمترین مقدار را داراست. همچنین مشاهده گردید که مبرد R22 کمترین نیاز به کار ورودی به کمپرسور را دارد. مبرد R22 کمترین مقدار حرارت را از طریق کندانسور تخلیه می­کند، این در حالیست که مبرد R134a بیشترین مقدار را داراست. بیشترین مقدار اگزرژی حرارتی در اواپراتور توسط مبرد R22 انتقال­ می­یابد که این بدین معناست مبرد R22 مبردی است که بهتر از دو مبرد دیگر سرما را منتقل می­کند. بنابراین با توجه به نتایج حاصل شده مبرد R22 مبرد مناسب­تری نسبت به دو مبرد دیگر یعنی R12 و R134a جهت استفاده در سیکل­های تبرید تراکمی تبخیری می­باشد.

7- مراجع

1. C.F. Afonso, Household refrigerators: Forced air ventilation in the compressor and its positive environmental impact, *International journal of refrigeration*, Vol. 36, No. 3, pp. 904-912, 2013.
2. T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*, Elsevier, London, pp. 7-19, 2013.
3. S.H. Khan, 1992. *Second law based thermodynamic analysis of vapor compression refrigeration cycles*, PHD Thesis, Department of Mechanical Engineering, King Fahd University, Saudi Arabia, 1992.
4. V.S. Reddy, N.L. Panwar, S.C. Kaushik, Exergetic analysis of a vapour compression refrigeration system with R134a, R143a, R152a, R404A, R407C, R410A, R502 and R507A, *Clean Technologies and Environmental Policy*, Vol. 14, No. 1, pp. 47-53, 2012.
5. J. Soni, R.C. Gupta, Performance analysis of vapour compression refrigeration system with R404A, R407C and 410A. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 2, No. 1, pp. 149-165, 2013.
6. A.L. Jerald, D. Senthil kumaran, Investigations on the perfor-mance of vapour compression system retrofitted with zeotropic refrigerant R404A, *American Journal of Environmental Scie-nces*, Vol. 10, No. 1, pp. 35-43, 2014.
7. G. Yan, C. Cui, J. Yu, Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation. *International Journal of Refrigera-tion*, Vol. 53, No. 1, pp. 155-162, 2015.
8. S.S. Baakeem, J. Orfi, A. Alabdulkarem, Optimization of a multistage vapor-compression refrigeration system for various refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 136, No. 1, pp. 84-96, 2018.
9. J. Gill, J. Singh, O.S Ohunakin, D.S. Adelekan, ANN approach for irreversibility analysis of vapor compression refrigeration system using R134a/LPG blend as replacement of R134a, *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, Vol. 135, No. 4, pp. 2495-2511, 2019.
10. C. Nikolaidis, S.D. Probert, Exergy method for analysing and optimising refrigeration processes, *Applied energy*, Vol. 43, No. 4, pp. 201-220, 1992.
11. Y.A. Cengel, M.A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach 6th Editon (SI Units)*, The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, pp. 58-69, 2007.
12. T.J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis,* Elsevier, London, pp. 44-51, 2013.
13. C. Nikolaidis, S.D. Probert, Exergy method for analysing and optimising refrigeration processes, *Applied energy*, Vol. 43, No. 4, pp. 201-220, 1992.
14. J.U. Ahamed, S. Rahman, H.H. Masjuki, A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 3, pp. 1593-1600, 2011.