



EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE LOS REFRIGERANTES R1234yf Y R152a COMO ALTERNATIVA AL R134a EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

JUAN MANUEL MENDOZA MIRANDA¹, JOAQUÍN NAVARRO ESBRÍ², ADRIÁN MOTA BABILONI², JUAN MANUEL BELMAN FLORES¹, JOSÉ CUAUHTÉMOC RUBIO ARANA¹, BERNARDO PERIS PÉREZ², FRANCISCO MOLÉS RIBERA²

¹Universidad de Guanajuato

Departamento de Ingeniería Mecánica – División de Ingenierías Campus Irapuato – Salamanca
Carretera Salamanca – Valle de Santiago km. 3.5 + 1.8 km
Comunidad de Palo Blanco – Salamanca – Guanajuato – México

²Universidad Jaume I

Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción
Campus Riu Sec E-12071 – Castellón de la Plana – España

(Recibido 25 de octubre de 2012, para publicación 6 de abril de 2013)

Resumen – En este artículo se presenta la evaluación del desempeño teórico de los refrigerantes R1234yf y R152a como alternativas al R134a para ciclos de refrigeración. La evaluación se realiza para un ciclo de simple etapa en un rango de temperaturas de evaporación desde 253 K a 283 K y para tres temperaturas de condensación de 313 K, 323 K y 333 K manteniendo un grado de recalentamiento y subenfriamiento de 5 K. El desempeño de los refrigerantes se evalúa a través del COP, carga de refrigeración, potencia consumida por el compresor y temperatura de descarga. Los resultados muestran que utilizando R152a como alternativa al R134a el COP se incrementa entre un 2.46% y un 30.79% para el rango de temperaturas de condensación estudiadas. Mientras que usando el R1234yf se tiene una pérdida de COP alrededor de 2.7-18.14% en comparación con el R134a.

Palabras clave – Evaluación energética, R1234yf, R152a, alternativas de bajo GWP, R134a.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente los sistemas de refrigeración y aire acondicionado consumen alrededor del 10% de la demanda total de energía [1], por lo que la industria de la refrigeración es una de las más afectadas por dos problemáticas que se han abordado en las dos últimas décadas: la reducción en el consumo de energía y la reducción de gases fluorados de efecto invernadero [2].

A partir del descubrimiento de la acción nociva de los CFC y HCFC sobre el ozono atmosférico en la investigación de Molina *et al.* [3] se han realizado varios intentos por controlar el uso y la fabricación de estas sustancias a través del Protocolo de Montreal [4].

En los últimos años debido a la creciente presión por abordar el problema del calentamiento global, la Directiva Europea de gases fluorados (European F-gas Directive) se ha enfocado en disminuir en un mínimo de 10 veces el GWP para los nuevos refrigerantes [5], y bajo la regulación (EC) No. 842/2006 directiva 2006/40/EC, el R134a (con un GWP=1430) será remplazado por nuevas alternativas en los nuevos modelos de automóvil que entren al mercado en los países de la unión europea (UE) a partir de enero de 2011 y concluyendo en 2017. Además, la tendencia apuntada en esta Directiva puede resultar finalmente extendida en otras aplicaciones como sistemas de aire acondicionado estacionario y aplicaciones de refrigeración de media temperatura [6,7]. Los principales candidatos a remplazar al R134a son los refrigerantes naturales como el amoníaco, el CO₂ o mezclas de hidrocarburos (HC); HFC de bajo GWP, como el R152a; así como los HFO desarrollados por Honeywell y Dupont, en especial el R1234yf [8].

Algunas investigaciones recientes presentan estudios para la sustitución directa del refrigerante en sistemas de compresión de vapor que utilizan R134a, pero la mayoría se centran en sistemas de aire acondicionado automotriz. Reasor *et al.* [9] realizan comparaciones entre los refrigerantes R1234yf, R134a y

R410A para determinar la viabilidad de la sustitución del R134a o R410A por el fluido R1234yf. Este estudio se lleva a cabo mediante la comparación de las propiedades termofísicas de los refrigerantes en intercambiadores de calor aletados y en intercambiadores de calor de microcanales. Las simulaciones obtenidas para los refrigerantes R134a y R1234yf muestran resultados similares para la temperatura de salida del refrigerante y carga térmica, sin embargo las caídas de presión observadas son alrededor de 40% superiores usando R1234yf frente a las obtenidas con R134a. Lee *et al.* [10] evalúan experimentalmente el comportamiento de un sistema de aire acondicionado automotriz mediante la sustitución directa de R134a por R1234yf. Los resultados muestran que el COP del R1234yf es 0.8-2.7% menor que el COP obtenido con R134a, mientras que la capacidad de refrigeración disminuye un 4%. Bryson *et al.* [11] realizan una sustitución directa de los refrigerantes R152a y R1234yf a nivel laboratorio en un banco de ensayos basado en un sistema aire acondicionado de un automóvil diseñado para R134a. En esta investigación se reportan coeficientes de operación y cargas de refrigeración similares al R134a, obteniendo valores ligeramente superiores para el R152a (9 y 2% respectivamente) y ligeramente inferiores para el R1234yf (4 y 5% respectivamente). Dalkilic y Wongwises [12] comparan el desempeño teórico de varias mezclas azeotrópicas binarias de hidrocarburos en diferentes proporciones. En esta investigación determinan el desempeño mediante la variación del grado de recalentamiento y subenfriamiento. El rango de temperaturas de evaporación está entre 243 K a 283 K manteniendo una temperatura de condensación de 323 K. Encontrando que la mezcla R290/R1270 (20/80% en peso) es la mejor opción para sustituir los refrigerantes R12 y R22.

Bajo este contexto, el objetivo de este artículo es la evaluación teórica del desempeño de los refrigerantes R1234yf y R152a como sustitutos del R134a para un rango de temperaturas de evaporación entre 253 K a 283 K y niveles de temperaturas de condensación entre 313 y 333 K, manteniendo un grado de recalentamiento y subenfriamiento constante de 5 K. Los parámetros utilizados para evaluar el comportamiento de los fluidos refrigerantes en el ciclo de refrigeración son: el coeficiente de operación, potencia consumida por el compresor, carga de refrigeración y temperatura de descarga del compresor.

2. DESARROLLO

Para realizar la comparativa entre los refrigerantes R134a y sus alternativas R1234yf y R152a, se plantea un circuito de refrigeración de ciclo simple mostrado en la Fig. 1 para realizar la evaluación de los refrigerantes a diversas condiciones.

La Fig. 2 presenta el planteamiento del modelo para la simulación del comportamiento del sistema de refrigeración bajo la influencia de los diferentes fluidos refrigerantes. Este planteamiento permite la obtención del comportamiento de la carga de refrigeración (Q_{evap}); coeficiente de operación (COP); temperatura de descarga del compresor (T_2) y la potencia eléctrica consumida por el compresor (Pot_c) a partir de la variación de las condiciones de operación marcadas por las temperaturas de evaporación y condensación (parámetros de entrada). Otros factores que influyen en la determinación de los parámetros de salida

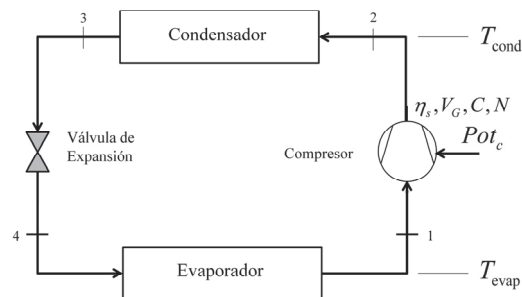


Fig. 1. Esquema del sistema de refrigeración.

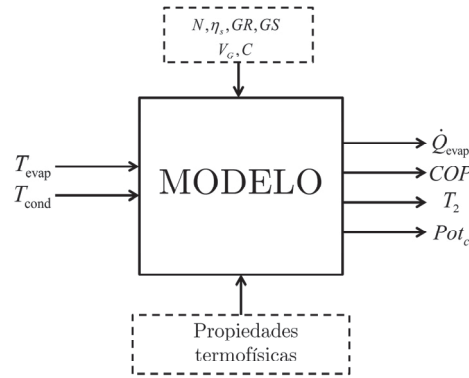


Fig. 2. Planteamiento del modelo para la evaluación de los fluidos refrigerantes.

son el grado de subenfriamiento y recalentamiento presentado en el condensador y evaporador respectivamente; así como parámetros propios del compresor como lo son el régimen de giro (N), la razón entre el volumen muerto y el volumen desplazado (C) y la eficiencia isentrópica del compresor η_s .

Para el desarrollo del modelo se hacen las siguientes consideraciones:

- Estado estacionario.
- Se desprecian las pérdidas de carga a través del sistema.
- Las pérdidas de calor hacia el ambiente son despreciables.
- El grado de recalentamiento y subenfriamiento son constantes (5 K).
- El rendimiento isentrópico del compresor es 80%.

Dado que los parámetros geométricos del compresor son importantes, se considerará un compresor alternativo con un volumen geométrico de $681 \times 10^{-6} \text{ m}^3$ con un régimen de giro constante, el cual se encuentra montado en una instalación de compresión de vapor descrita en la referencia [13].

Las temperaturas de salida del evaporador y condensador se definen en función de las temperaturas de evaporación y condensación así como sus respectivos grados de recalentamiento y subenfriamiento, es decir:

$$T_1 = T_{\text{evap}} + GR \quad (1)$$

$$T_3 = T_{\text{cond}} - GS \quad (2)$$

El flujo másico de refrigerante se define como:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\eta_v V_G N}{60 v_1} \quad (3)$$

Donde v_1 es el volumen específico a la entrada del compresor, V_G es el volumen geométrico del compresor, N es el régimen de giro del compresor en rpm y η_v es la eficiencia volumétrica, que se define como:

$$\eta_v = 1 - C \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (4)$$

Donde C es la razón del volumen muerto y el volumen geométrico. Este valor está entre 0.02 y 0.06 para compresores alternativos [14].

La potencia eléctrica que consume el compresor está dada por:

$$Pot_c = \frac{\dot{m}_{ref} (h_2 - h_1)}{\eta_v \eta_s} \quad (5)$$

donde la eficiencia isentrópica es:

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

Para el evaporador, la carga de refrigeración se determina a partir de la ecuación (7)

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (7)$$

La energía removida en el condensador está dada por:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_3) \quad (8)$$

Para la válvula de expansión se considera un proceso isoentálpico definido en la ecuación (9)

$$h_4 = h_3 \quad (9)$$

El coeficiente de operación de la instalación de compresión de vapor en ciclo simple se define como:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (10)$$

Finalmente, la temperatura de descarga del compresor depende de la presión de condensación y la entalpía a la descarga del compresor.

$$T_2 = f(P_{cond}, h_2) \quad (11)$$

El sistema de ecuaciones (1) a (11) se estructura en el software EES (*Engineering Equation Solver*) para realizar la evaluación de los fluidos refrigerantes.

3. RESULTADOS

En esta sección se presentan los resultados obtenidos en la simulación del ciclo de compresión de vapor. La Fig. 3 presenta el comportamiento del COP para los tres refrigerantes evaluados en tres niveles de temperatura de condensación. Como es de esperar, el COP disminuye al incrementarse la temperatura de condensación. Realizando una comparación en cuanto a COP para la evaluación de las prestaciones de los refrigerantes y tomado como base el R134a, se observa que el COP utilizando R1234yf disminuye, mientras que utilizando R152a el COP se incrementa ligeramente. El COP calculado usando el R1234yf es 2.7%-6% menor que el obtenido con el R134a, en el rango de evaporación estudiado. Por otro lado, el COP de la instalación se incrementa 2.46-10% usando el R152a respecto al obtenido con R134a. Estas variaciones se presentan a una temperatura de condensación de 313 K.

Cuando la temperatura de condensación se incrementa a 323 K, las diferencias porcentuales respecto al refrigerante base aumentan, esto es, para el R1234yf el COP disminuye 5.26%-10.14% en el rango de evaporación estudiado. Por otra parte, el COP se incrementa 4.57-17.03% utilizando el R152a.

Finalmente, para el caso de una temperatura de condensación es de 333K, la discrepancia en el COP aumenta para ambos refrigerantes. En el caso del R1234yf el COP tiene una disminución de 9.13-18.14%. Como se observa en la Fig. 3, en estas condiciones de operación el R152a incrementa el COP de la instalación 7.65-30.79%. Esto indica que el R1234yf y el R152a se desvían del comportamiento del R134a aproximadamente en la misma proporción pero en direcciones opuestas, es decir, el R1234yf tiende a empeorar el desempeño del ciclo de refrigeración conforme se incrementa la temperatura de condensación, mientras que el R152a mejora el comportamiento del ciclo para las mismas condiciones.

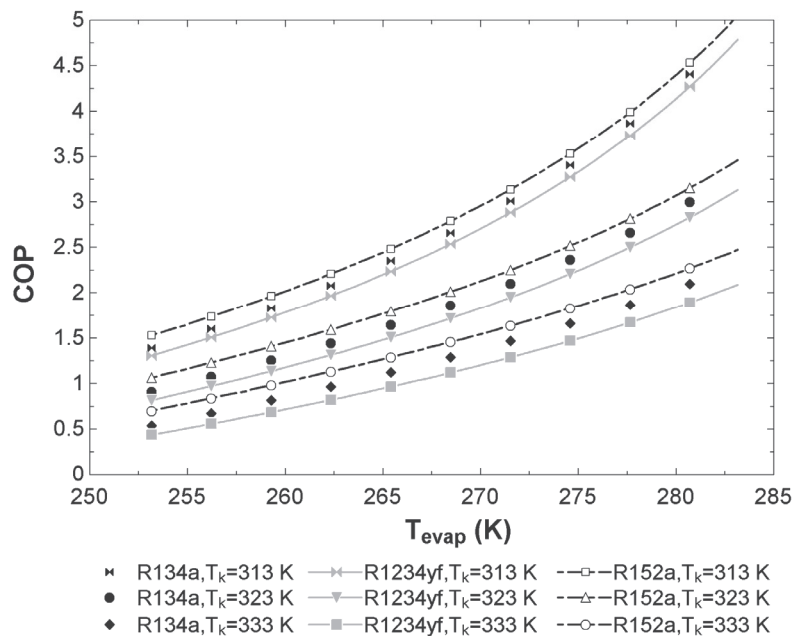


Fig. 3. Coeficiente de operación en función de la temperatura de evaporación y diferentes condiciones de condensación para los refrigerantes evaluados.

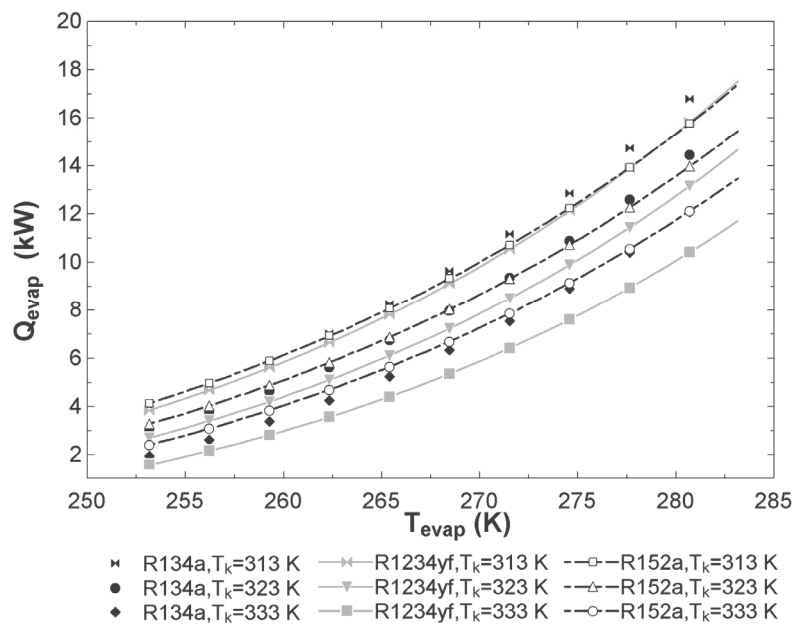


Fig. 4. Carga de refrigeración para las diferentes condiciones de funcionamiento.

La Fig. 4 muestra la evolución de la potencia frigorífica cuando se incrementa la temperatura de evaporación. Se puede observar que el R152a presenta una menor capacidad de refrigeración, incluso llegando a una reducción semejante a la del R1234yf para temperaturas de evaporación en el rango de 270 a 283 K, cuando la temperatura de condensación es de 313 K. Sin embargo, la potencia frigorífica del R152a aumenta hasta comportarse de manera más próxima al R134a al aumentar la temperatura de condensación.

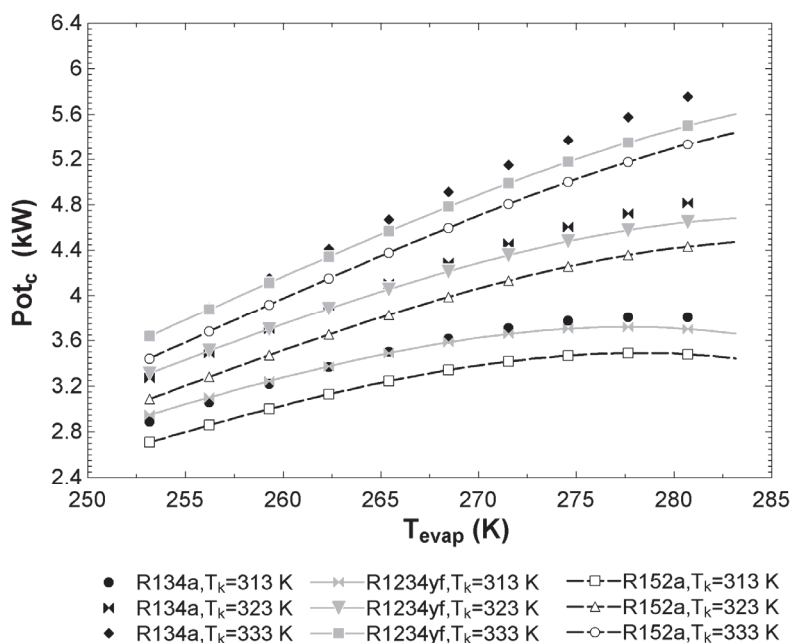


Fig. 5. Potencia consumida por el compresor en los diferentes casos evaluados.

Por otra parte, el R1234yf presenta una disminución de 4.08% a 5.76% en el rango de evaporación estudiado a una temperatura de condensación de 323K. Mientras que para una temperatura de condensación de 333 K, la disminución de la potencia frigorífica varía 13.44-17.87%.

La Fig. 5 presenta el consumo de energía eléctrica del sistema de compresión de vapor utilizando los refrigerantes estudiados en las diversas condiciones de operación. Como es de esperar, a bajas temperaturas de condensación se tiene un menor consumo de potencia suministrada debido principalmente a la reducción en la relación de compresión. Aunque los refrigerantes R1234yf y R152a presentan una disminución en el consumo de energía eléctrica para las mismas condiciones de evaporación respecto al R134a, se debe tener en cuenta que la potencia frigorífica es diferente (véase Fig. 4).

Como se puede observar en la Fig. 5, al incrementarse la temperatura de condensación la diferencia en la potencia consumida por el R1234yf respecto al R134a es de alrededor de 1.97-3.05% a una temperatura de condensación de 313 K. Para una temperatura de condensación de 333 K, la variación en la potencia consumida oscila entre 0.33 y 4.74%. Para el R152a a una temperatura de condensación de 313 K se tiene una diferencia en potencia consumida 6.32-8.77% y que se incrementa hasta 5.10-7.49% a una temperatura de condensación de 333 K.

La Fig. 6 presenta el comportamiento de la temperatura de descarga del compresor. Como se puede observar, para las condiciones de funcionamiento estudiadas se muestra que la temperatura de descarga del R1234yf se mantiene relativamente constante e inferior a la obtenida por el R134a. La disminución de la temperatura del R1234yf se encuentra entre 7.6-20.3 K. Por otra parte, la temperatura de descarga del R152a tiende a seguir el mismo comportamiento presentado por el R134a, pero en un nivel superior al observado por el refrigerante R134a. La diferencia entre las temperaturas de descarga entre el R134a y el R152a varía entre 6.4-18.9 K. Esto indica que el R1234yf tiene una ventaja importante para sistemas que manejen temperaturas de evaporación inferiores a 270 K, ya que al tener temperaturas de descarga bajas permite su implementación directa hacia los sistemas existentes sin necesidad de remplazar el aceite lubricante del compresor.

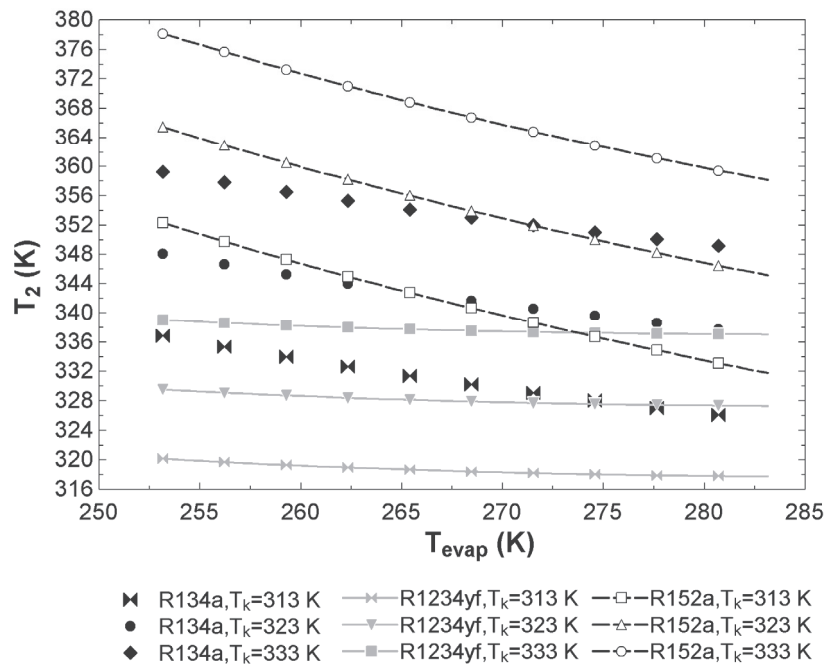


Fig. 6. Temperatura de descarga del compresor para los diferentes casos presentados.

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó un estudio teórico sobre la influencia de la variación de las condiciones de evaporación y condensación para un sistema de compresión de vapor trabajando con R134a, R1234yf y R152a. Las principales conclusiones de este estudio son las siguientes:

Ambos refrigerantes candidatos a sustituir al R134a presentan un comportamiento similar en cuanto al COP a diversas condiciones de condensación para un amplio rango de condiciones de evaporación. Presenta el R1234yf una reducción del COP entre 2.7-18.14% para el rango de condiciones estudiadas. Mientras que el R152a presenta una mejora en el COP de 2.46-30.79%.

El R152a presenta una carga de refrigeración similar a la del R134a excepto a una temperatura de condensación de 313 K, que a partir de 270 K, presenta una carga de refrigeración similar a la obtenida para el R1234yf.

La disminución de la carga de refrigeración para el R1234yf varía 4.08-17.87% debido a sus propiedades termodinámicas inferiores comparadas con las presentadas por el R134a.

La potencia consumida por el compresor se incrementa al aumentar la temperatura de condensación debido al incremento en la razón de compresión y al aumento en el flujo másico de refrigerante en el sistema. La potencia consumida por el compresor usando R1234yf disminuye entre 0.33-8.77% en el rango de condiciones estudiado, mientras que la reducción en potencia para el R152a varía entre 5.10-8.77%.

La temperatura de descarga del R1234yf se mantiene por debajo de la que se presenta por el R134a, como se ha mostrado en estudios realizados para climatización automotriz. Esta diferencia varía de 7.6-20.3 K en el rango de condiciones estudiado. Mientras que el R152a exhibe una temperatura de descarga superior a la del R134a, esta diferencia varía en un rango de 6.4 a 18.9 K. El incremento en la temperatura de descarga por parte del R152a lo descarta para su aplicación en sistemas que requieren temperaturas inferiores a los 270 K, mientras que el R1234yf es aplicable en todo el rango de temperaturas estudiado a pesar de tener un prestaciones ligeramente inferiores a las del R134a. Por lo que resulta necesaria la implementación de mejoras en los sistemas de compresión de vapor o la búsqueda de mezclas que mejoren las propiedades termodinámicas del refrigerante.

REFERENCIAS

- [1] Dubey, M., Rajput, S.P.S., Nag, P.K., Misra, R.D., “Energy analysis of a coupled power-refrigeration cycle”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Energy*, **224**, 749-759 (2010)
- [2] Cecchinato, L., Corradi, M. y Minetto, S., “Energy performance refrigeration and air conditioning integrated systems”, *Applied Thermal Engineering*, **30**, 1946-1958 (2010)
- [3] Molina, M.J., Rowland, F.S., “Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone”, *Nature*, **249**, 810-812 (1974)
- [4] Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, “Protocolo de Monreal relativo a las sustancias que agotan el ozono”, Acta Final, Naciones Unidas, New York (1987)
- [5] Papasavva, S., Andersen, S.O., “GREEN-MAC-LCCP©: Life-Cycle Climate Performance Metric for Mobile Air Conditioning Technology Choice”, *American Institute of Chemical Engineers Environmental Progress & Sustainable Energy*, **30**, 234-247 (2010)
- [6] Koban, M.E., Herrmann, D.D., “Dispersion Modelling of Leaks of Low Global warming Potential Refrigerant HFO-1234yf in an Automobile Garage”, *American Institute of Chemical Engineers Process Safety and Progress*, **30**, 27-34 (2010)
- [7] Leck, T.J., “New high performance, low GWP refrigerants for stationary AC and refrigeration”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue West Lafayette, IN*, Paper, 1032 (2010)
- [8] Spatz, M., Minor, B., “HFO-1234yf: A low GWP refrigerant for MAC”, VDA Alternative refrigerant Winter Meeting, Saalfelden, Salzburg (2008)
- [9] Reasor, P., Aute, V., Radermacher, R., “Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, IN, Paper 1085 (2010)
- [10] Lee, Y., Jung, D., “A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications”, *Applied Thermal Engineering*, **35**, 240-242 (2012)
- [11] Bryson, M., Dixon, C., St Hill, S., “Testing of HFO-1234yf and R152a as mobile air conditioning refrigerant replacements”, *Ecolibrium*, 30-38 (2011)
- [12] Dalkilic, A.S., Wongwises, S., “A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**, 1340-1349 (2010)
- [13] Belman, J.M., “Desarrollo de un modelo físico para una instalación de producción de frío por compresión de vapor utilizando el refrigerante R134a. Validación experimental y aplicación para la simulación energética”, Tesis Doctoral, Universidad Jaume I, Castellón de la Plana (2008)
- [14] Granryd, E., Ekroth, I., Lundqvist, P., Melinder, A., Palm B., Rohlin, P., “Refrigeration Engineering”, KTH, Department of Energy Technology (1999)

UNIDADES Y NOMENCLATURA

| | |
|-----------|---|
| C | Razón entre el volumen muerto y el volumen desplazado |
| COP | Coefficiente de operación |
| GR | Grado de recalentamiento (K) |
| GS | Grado de subenfriamiento (K) |
| h | Entalpía (kJ/kg) |
| \dot{m} | Flujo másico (kg/s) |
| N | Régimen de giro (rpm) |
| Pot | Potencia del compresor (kW) |
| \dot{Q} | Potencia térmica (kW) |
| T | Temperatura (K) |
| V | Volumen (m ³) |

Símbolos griegos

| | |
|--------|---|
| η | Eficiencia |
| ν | Volumen específico (m ³ /kg) |

Subíndices

| | |
|---------|---|
| c | Compresor |
| cond, k | Condensación |
| evap | Evaporación |
| G | Geométrico |
| ref | Refrigerante |
| S | Isentrópico |
| ν | Volumétrico |
| 1,2,3,4 | Estados termodinámicos del refrigerante |

ENERGY EVALUATION OF REFRIGERANTS R1234yf y R152a AS ALTERNATIVE FOR R134a IN REFRIGERATION SYSTEMS

Abstract – This paper presents a theoretical performance of R1234yf and R152a as possible replacements of R134a in refrigeration systems. The refrigeration system performance using R134a, R1234yf and R152a was carried out for single stage refrigeration system for different evaporating condition ranging from 253 to 283 K and for condensing temperatures of 313 K, 323 K and 333 K holding 5 K as superheating degree and sub-cooling degree. Refrigerant performance is evaluated using COP, cooling capacity, power consumption and compressor discharge temperature. Results shown that COP increases about 2.47-30.79% using R152a, meanwhile COP decreases about 2.7-18.14% using R1234yf respect to R134a for the condensation and evaporation range studied.

Keywords – Energy Evaluation, R1234yf, R152a, Low GWP alternatives, R134a.