

# Influencia teórica del intercambiador intermedio sobre una alternativa de PCA<150 al R404A

Adrián Mota-Babiloni<sup>1</sup>, Jorge Haro Ortuño<sup>2</sup>, Joaquín Navarro Esbrí<sup>3</sup>, Ángel Barragán Cervera<sup>4</sup>, Bernardo Peris Pérez<sup>5</sup>, Francisco Molés Ribera<sup>6</sup>

1 Instituto de Seguridad Industrial, Radiofísica y Medioambiental (ISIRYM), Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera, s/n, 46022 Valencia, España. [admoba@upv.es](mailto:admoba@upv.es).

2 Instituto de Seguridad Industrial, Radiofísica y Medioambiental (ISIRYM), Universidad Politécnica de Valencia, Camino de Vera, s/n, 46022 Valencia, España. [jorhaor@upv.es](mailto:jorhaor@upv.es).

3 Grupo de Investigación ISTENER, Universitat Jaume I, Avenida de Vicent Sos Baynat, s/n, 12071 Castellón de la Plana, España. [navarro@uji.es](mailto:navarro@uji.es)

4 Grupo de Investigación ISTENER, Universitat Jaume I, Avenida de Vicent Sos Baynat, s/n, 12071 Castellón de la Plana, España. [abarraga@uji.es](mailto:abarraga@uji.es)

5 Grupo de Investigación ISTENER, Universitat Jaume I, Avenida de Vicent Sos Baynat, s/n, 12071 Castellón de la Plana, España. [bperis@uji.es](mailto:bperis@uji.es)

6 Grupo de Investigación ISTENER, Universitat Jaume I, Avenida de Vicent Sos Baynat, s/n, 12071 Castellón de la Plana, España. [molesf@uji.es](mailto:molesf@uji.es)

**Resumen:** La aplicación de la Reglamentación (UE) No 517/2014 va a retirar el R404A de las aplicaciones de refrigeración comercial en los próximos años debido a su alto Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA), 3922. Una de las alternativas sintéticas que se están desarrollando para sustituir al R404A en frigoríficos y congeladores para uso comercial es el Solstice® HDR-110, con PCA de 145. En este artículo se estudia de forma teórica los efectos que produce la introducción del Intercambiador Intermedio al utilizar como fluido de trabajo HDR-110 y se compara con los producidos cuando se considera R404A.

La introducción del II en un circuito de compresión de vapor aporta beneficios energéticos para el R404A, puesto que incrementa la capacidad frigorífica hasta en un 6% y el COP en un 8%. Sin embargo, para la alternativa propuesta, HDR-110, el beneficio es menor, hasta un 6% de COP y reduciendo la capacidad frigorífica a bajas temperaturas de evaporación. Por otra parte, la temperatura de descarga es incrementada por encima de 10K para ambos fluidos, siendo más crítico el caso de la alternativa puesto que ésta sin II ya presenta temperaturas de descarga superiores al R404A.

**Palabras clave:** Intercambiador Intermedio, Refrigeración Comercial, Potencial de Calentamiento Atmosférico, Eficiencia Energética, R404A.

## 1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de producción de frío, que comprenden aire acondicionado y refrigeración (diferenciadas usualmente entre doméstica, comercial e industrial), presentan un gran consumo de energía eléctrica. Dicha necesidad lleva asociado emisiones de dióxido de carbono por la quema de combustibles fósiles. KONSTANTINAVICIUTE, I. y BOBINAITE, V. (2015).

Además de la liberación de dióxido de carbono, o efecto indirecto; los sistemas de refrigeración pueden contribuir de forma directa al cambio climático al liberar de forma accidental sus fluidos de trabajo (o refrigerantes). Los más comunes desde inicio del siglo XXI, refrigerantes tipo HidroFluoroCarbono (HFC), presentan entre cientos y miles de veces más efecto invernadero que el dióxido de carbono. BENHADID-DIB, S. y BENZAOU, A. (2015).

El sector que más calentamiento global produce debido a las emisiones directas e indirectas es la refrigeración comercial (producción de frío para conservación o congelación de alimentos y bebidas), ya que representa el 40% de las emisiones provenientes de sistemas de aire acondicionado y refrigeración METZ, B. et al. (2005). Uno de los refrigerantes más utilizados en este campo es el R404A, con un potencial de calentamiento atmosférico (PCA) 3972 veces mayor que el CO<sub>2</sub>. MOTA-BABILONI, A et al. (2015a).

Actualmente, existen dos grandes alternativas para sustituir a los HFCs en sistemas de refrigeración, los llamados refrigerantes naturales (dióxido de carbono, hidrocarburos y amoníaco) SARBU, I. (2014) y los refrigerantes de base sintética, destacando los Hidrofluoroolefinas y mezclas de estos con HFC. MOTA-BABILONI, A. et al. (2015b). Cada grupo presenta destacadas ventajas e

inconvenientes, pero si se prioriza la sustitución del refrigerante realizando pocas modificaciones al sistema existente, las mezclas de HFO y HFC se postulan como la opción más viable.

En la actualidad se están aún desarrollando mezclas de ambos fluidos, tratando de encontrar la mejor combinación de propiedades WANG, X. y AMRANE, K. (2014). Para sistemas de refrigeración comerciales con baja carga se proponen reemplazos con valores de PCA por debajo de 150, siguiendo lo propuesto en la normativa europea. Dichos compuestos, con mayor porcentaje de HFO, permiten disminuir el valor de PCA, aumentando ligeramente la inflamabilidad. Dentro de este grupo se encuentran los fluidos prototipo ARM-20a, ARM-20b, HDR-110 diseñados para reemplazar al R404A; aunque actualmente no están comercializados por falta de conocimiento sobre su comportamiento real.

YANA-MOTTA et al. (2014) publicaron unos valores muy prometedores del HDR-110 en un sistema experimental que utilizaba intercambiador intermedio. En comparación con aquellos resultados del R404A, el sistema utilizando HDR-110 mostró consumo de energía menor y similar capacidad frigorífica.

Para aumentar la eficiencia energética del sistema de compresión de vapor, puede ser usado el Intercambiador Intermedio (II, o Intercambiador Recalentamiento-Subenfriamiento, IRS) puesto que incrementa el subenfriamiento en el condensador y por tanto el efecto frigorífico en el evaporador. Puesto que también produce otros efectos contraproducentes para la eficiencia energética, el signo y la magnitud de su efecto final depende de una combinación de condiciones de funcionamiento y las propiedades del fluido. NAVARRO-ESBRÍ, J. et al. (2013).

En este artículo se estudia de forma teórica los efectos que produce la introducción de este componente al utilizar como fluido de trabajo HDR-110 y se compara con los producidos cuando se considera R404A.

## 2. COMPARATIVA ENTRE REFRIGERANTES

Las principales características de ambos fluidos son mostradas en la Tabla 1. El HDR-110 tiene un PCA muy inferior al R404A cumpliendo con el requisito de PCA por debajo de 150 de los sistemas autocontenidos comerciales. Pero por el contrario, como pasa con la mayoría de los fluidos sintéticos de bajo PCA, es clasificado como ligeramente inflamable (A2L) por el estándar de la ASHRAE 34. Su punto normal de ebullición (NBP) es 2.3 superior al del R404A pero sigue siendo válido para aplicaciones de congelación de alimentos. La temperatura crítica de la alternativa es 15K superior y por eso su rendimiento puede ser beneficiado por temperaturas ambiente más altas. La presión crítica presenta una diferencia aún mayor entre ambos fluidos.

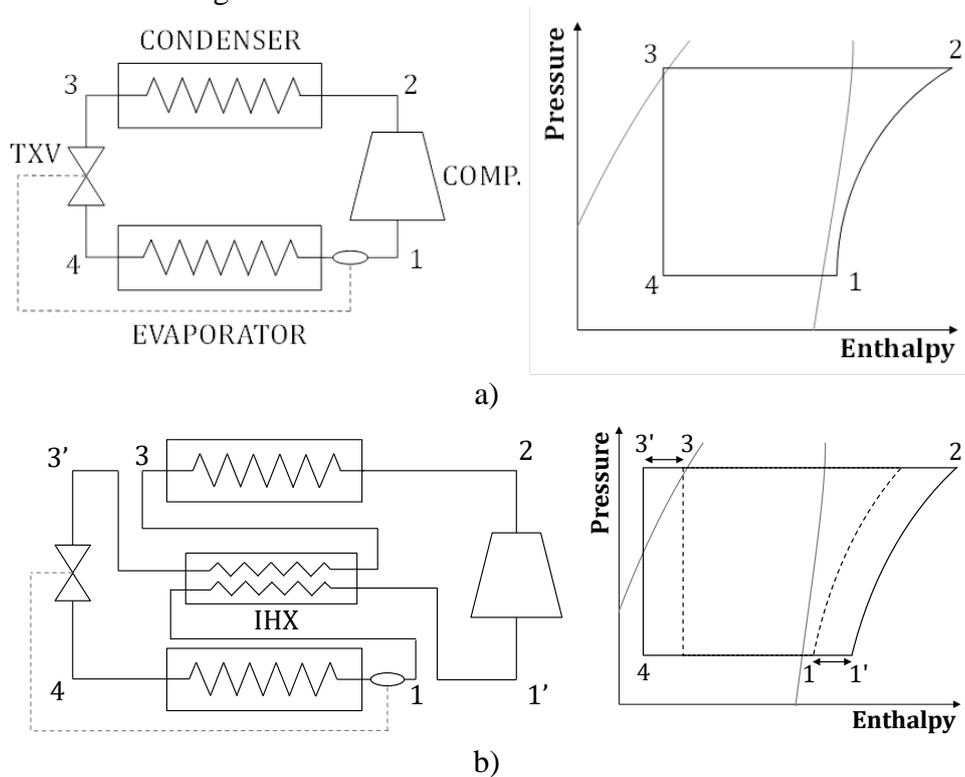
**Tabla I.** Principales características de ambos fluidos

Fluido	R404A	HDR-110
ODP	0	0
PCA (AR5)	3972	145
Clas. seguridad (ASHRAE 34)	A1	A2L
NBP <sup>a</sup>	226.87	229.21
Temperatura crítica	345.19	360.68
Presión crítica	3.73	4.82

<sup>a</sup> Punto normal de ebullición

## 3. METODOLOGÍA SIMULACIÓN

En el presente artículo se comparan los resultados obtenidos con el ciclo de compresión de vapor con intercambiador de vapor y aquellos con ciclo simple. Los diagramas esquemáticos de ambos ciclos son mostrados en la Figura 1.



**Figura 1.** Diagramas esquemáticos y presión-entalpía de los ciclos de compresión de vapor a) simple y b) con intercambiador intermedio.

Las condiciones estudiadas son mostradas en la Tabla 2. Las temperaturas de evaporación seleccionadas permiten observar los efectos del II para congelación y conservación de distintos alimentos. Las temperaturas de condensación por su parte, simular condiciones ambientales de invierno / verano, clima frío/cálido, buen/mal diseño de intercambiadores, etc. Finalmente, también se consideran tres eficiencias para el II, parámetro que se selecciona durante el diseño del mismo tratando de encontrar un buen punto medio entre las ventajas y desventajas que aporta este componente.

**Tabla II.** Condiciones del estudio

Temperatura de condensación	Temperatura de evaporación	Eficiencia II
[240÷270]K	305, 315 y 325K	20%, 40% y 60%

#### 4. ECUACIONES

Las temperaturas operativas ( $T_{evap}$ , evaporación, y  $T_{cond}$ , condensación) y el grado de recalentamiento (GR) son corregidos aplicando las ecuaciones 1 a 3.

$$T_{evap} = \frac{1}{3}T_{x=0} + \frac{2}{3}T_{x=1} \quad (1)$$

$$T_{cond} = \frac{1}{2}T_{x=0} + \frac{1}{2}T_{x=1} \quad (2)$$

$$GR_{alternativa} = \left( GR - \frac{1}{3} \text{Deslizamiento} \right)_{HFCreferencia} \quad (3)$$

Los parámetros energéticos considerados en el análisis son la capacidad frigorífica ( $Q_o$  ecuación 4) y el COP (*Coefficient of Performance*, ecuación 5). Para el cálculo del COP, se utiliza la potencia consumida por el compresor ( $P_{compresor}$ ), ecuación 6.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{refrigerante} (h_{salida} - h_{entrada})_{evaporador} \quad (4)$$

$$COP = \dot{Q}_{evap} / P_{compresor} \quad (5)$$

$$P_{compresor} = \dot{m}_{refrigerante} (h_{descarga} - h_{aspiración}) \quad (6)$$

Para la simulación se considera un flujo volumétrico de  $0.00653 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$  a la aspiración del compresor, a partir de este, se obtiene el flujo másico ( $\dot{m}_{refrigerante}$ ), ecuación (7).

$$\dot{m}_{refrigerante} = \eta_{vol} (\dot{V} \rho)_{aspiración} \quad (7)$$

El rendimiento volumétrico ( $\eta_{vol}$ ) puede ser calculado considerando una compresión isentrópica, Ecuación 8. El espacio muerto (E) es tomado como 5% y el valor de  $\gamma$  (ratio de capacidad calorífica) viene dado por la división entre la capacidad calorífica isobárica e isocórica.

$$\eta_{vol} = 1 + E - E \cdot t^{1/\gamma} \quad (8)$$

Los resultados de capacidad frigorífica y COP con II (indicado con subíndice) son mostrados en comparación con aquellos obtenidos simulando el ciclo sin II (subíndice S), ecuaciones (9) y (10).

$$\varepsilon \dot{Q}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{o,II}}{\dot{Q}_{o,S}} 100 \quad (9)$$

$$\varepsilon COP = \frac{COP_{II}}{COP_S} 100 \quad (10)$$

Los estados termodinámicos de los refrigerantes se calculan utilizando REFPROP v.9.1 LEMMON, EW. et al. (2014).

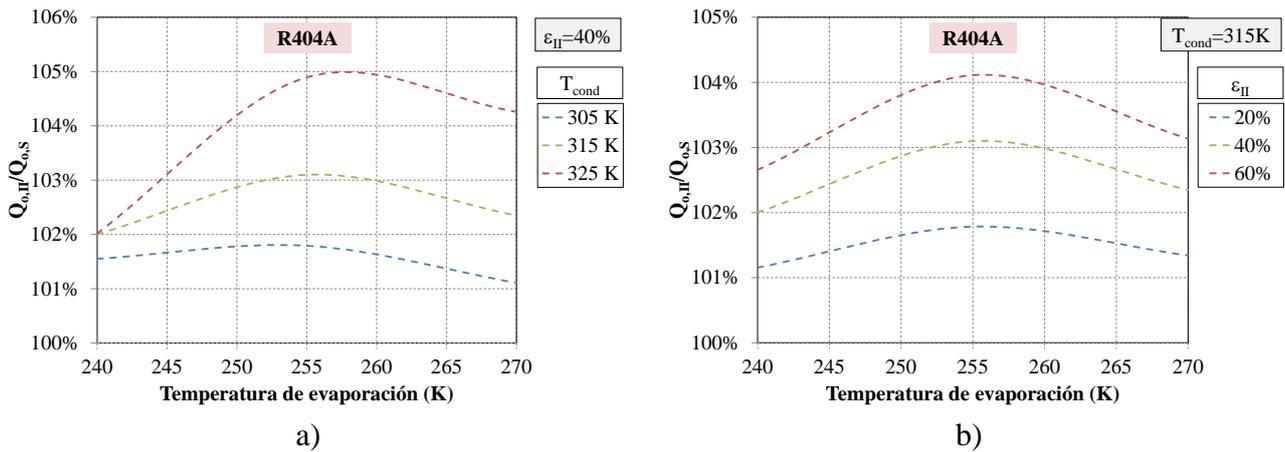
## 5. RESULTADOS

### 5.1. Capacidad frigorífica

El efecto del intercambiador intermedio sobre la capacidad frigorífica es depende de dos parámetros que son alterados de modo inverso: caudal másico (decrece) y efecto frigorífico (aumenta). Por una parte, el recalentamiento adicional con el que llega a la aspiración hace que el caudal másico y la eficiencia volumétrica sean reducidos. Por otra parte, el subenfriamiento adicional antes de la expansión provoca que entre en el evaporador con una menor calidad, y por tanto, aumente su

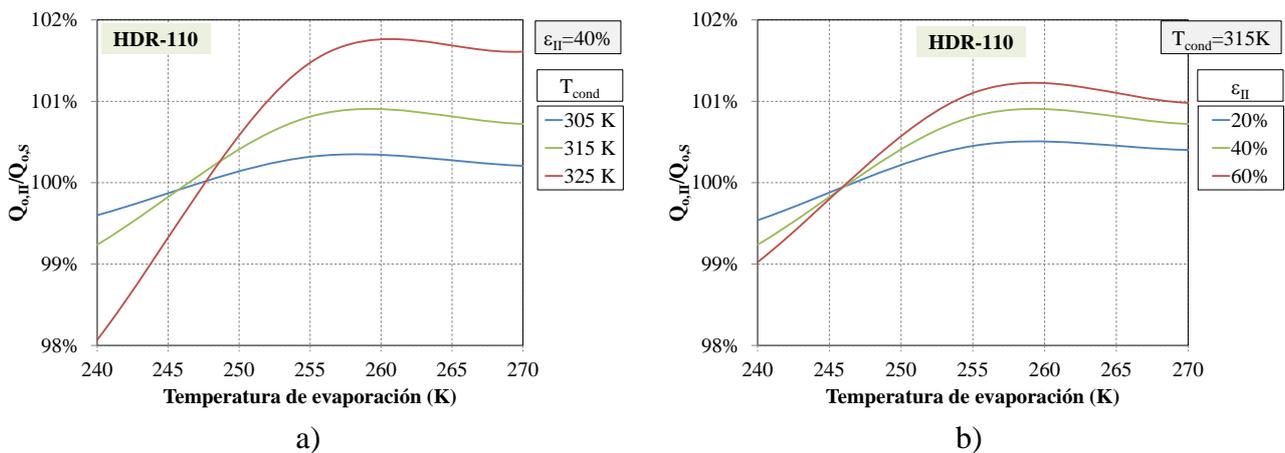
efecto frigorífico (diferencia de entalpía entre la entrada y la salida del evaporador). Por lo tanto, que la capacidad frigorífica aumente o decrezca depende de cuál es el mayor cambio comparando ambos parámetros.

Para R404A (Figura 2), la capacidad frigorífica siempre es positiva en el rango propuesto y alcanza un máximo alrededor de 255K (aproximadamente) que es donde el aumento de efecto frigorífico es mayor respecto al descenso de caudal másico. Como es esperado, a mayor temperatura de condensación y/o eficiencia de II, incrementa la ganancia en capacidad frigorífica (existe mayor intercambio de calor en el II y por tanto el refrigerante entra con menor título de vapor en el evaporador).



**Figura 2.** Efecto del II sobre la capacidad frigorífica del R404A a) a diferentes temperaturas de condensación y b) a diferentes eficiencias del II.

Como se puede ver en la Figura 3, la acción del II en el caso del HDR-110 hace que la capacidad frigorífica sea muy similar a la presentada en el ciclo simple. Aunque a bajas temperaturas de evaporación los resultados son peores para mayor temperatura de condensación y eficiencia del II, estos crecen más rápido que el resto de condiciones con la temperatura de evaporación alcanzando los valores máximos observados. El incremento de capacidad frigorífica alcanza un máximo y luego decrece ligeramente.



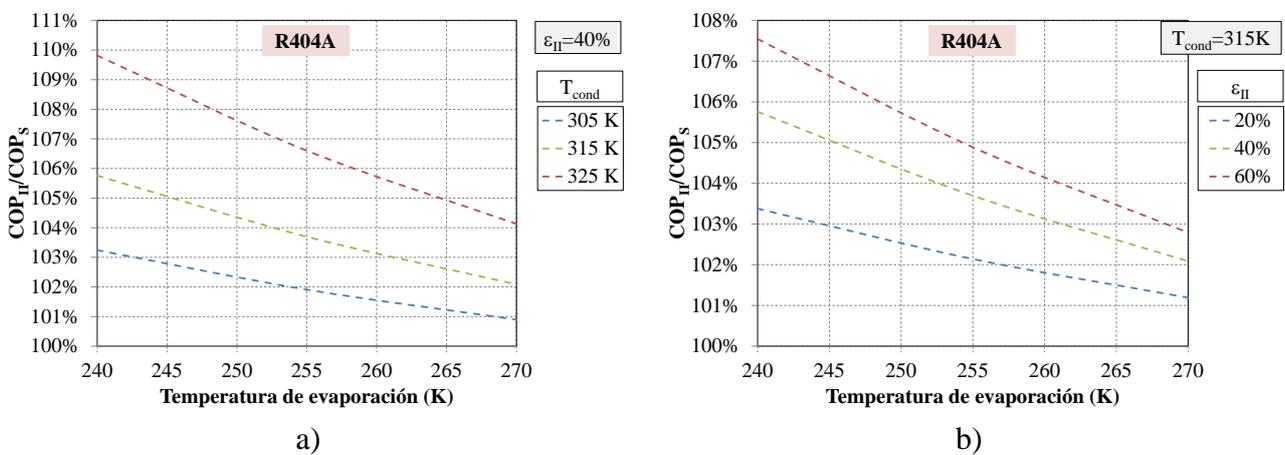
**Figura 3.** Efecto del II sobre la capacidad frigorífica del HDR-110 a) a diferentes temperaturas de condensación y b) a diferentes eficiencias del II.

Comparando ambos fluidos, se observa claramente como el intercambiador solo aporta beneficios para aplicaciones de conservación de alimentos en el caso del HDR-110.

## 5.2. Coefficient of Performance (COP)

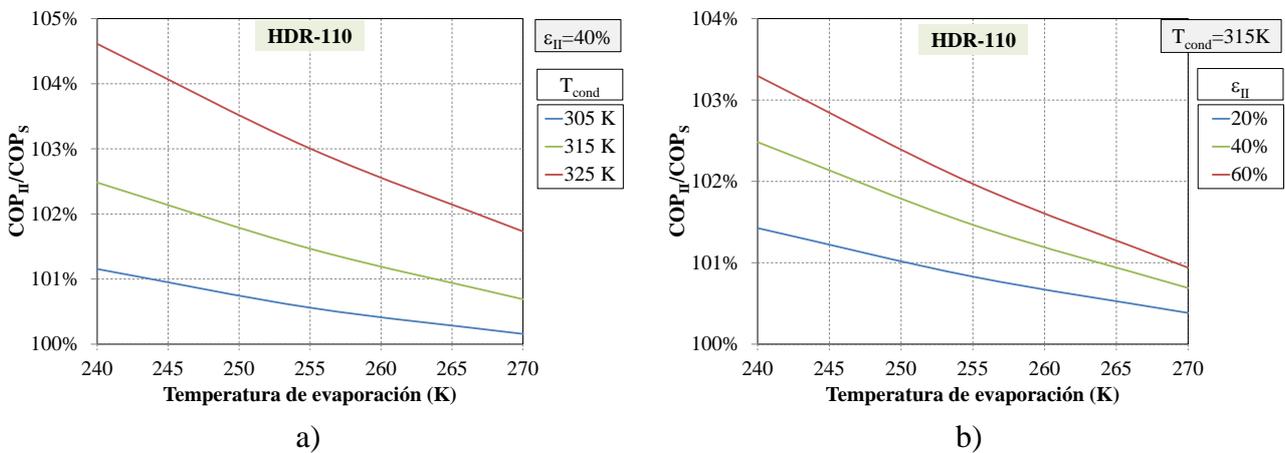
El COP puede ser calculado como la división entre la diferencia entálpica en el evaporador y aquella presente en el compresor. La ganancia presentada por el COP disminuye con el aumento de la temperatura de evaporación debido al mayor efecto sobre el trabajo de compresión. Tal y como es observado anteriormente con la capacidad frigorífica, el aumento de temperatura de condensación y eficiencia del intercambiador influyen de forma positiva en el desempeño energético del compresor.

La Figura 4 representa la variación de COP debido a la activación del II en el caso del R404A. El aumento alcanza hasta un 10% para temperatura de evaporación igual a 240K, eficiencia 40% y temperatura de condensación 325K.



**Figura 4.** Efecto del II sobre el COP del R404A a) a diferentes temperaturas de condensación y b) a diferentes eficiencias del II.

Los efectos producidos en el COP por el II para el HDR-110 se muestran en la Figura 5. A mayor temperatura de evaporación y eficiencia del II es mayor el incremento de COP, siendo 4.6% el máximo valor obtenido en la simulación. El valor más bajo representado es aproximadamente 0.2%, para 305K de condensación, 270K de evaporación y 40% de eficiencia de II.

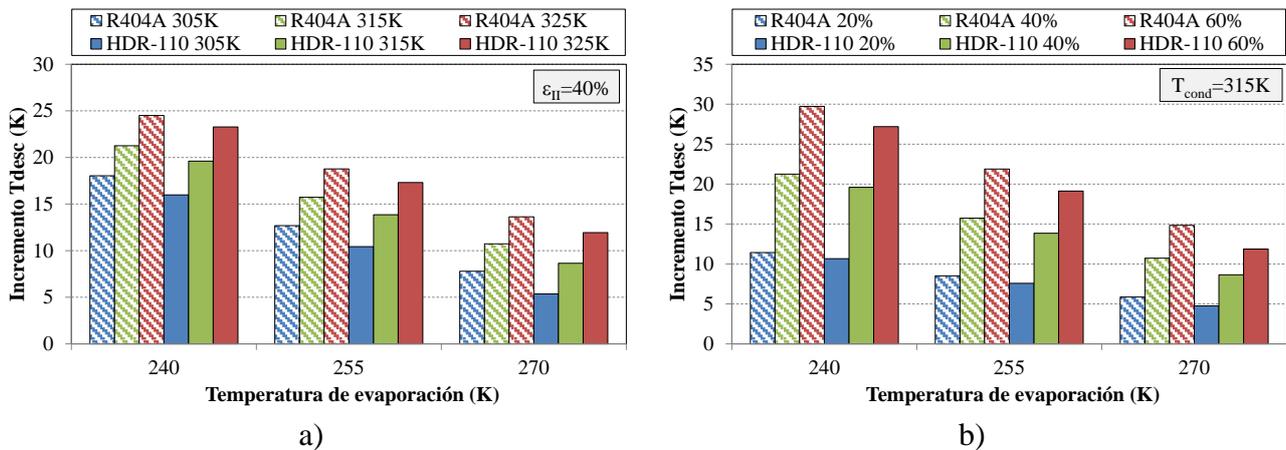


**Figura 5.** Efecto del II sobre el COP del HDR-110 a) a diferentes temperaturas de condensación y b) a diferentes eficiencias del II.

## 5.3. Temperatura de descarga

Como se ha visto anteriormente, el intercambiador intermedio mejora la operación de ambos fluidos a altas tasas de compresión (menor temperatura de evaporación y mayor temperatura de condensación) y eficiencias del II. Sin embargo, estas condiciones son justamente aquellas que favorecen una temperatura de descarga del compresor más alta y pueden afectar a su funcionamiento (la mayor parte de ellos están limitados a una temperatura máxima de alrededor de 393K para no degradar el aceite).

La Figura 6 compara el incremento de temperatura de descarga para ambos fluidos debido al recalentamiento adicional producido por el intercambiador intermedio a una eficiencia del II de 40%. Este incremento es especialmente alto a altas temperaturas de condensación, puesto que es entonces donde se realiza el mayor camino de compresión.



**Figura 6.** Efecto del II sobre la temperatura de descarga del R404A y HDR-110 a diferentes a) temperaturas de condensación y b) eficiencias del II

Para tener una visión completa del efecto, se deben tener en cuenta las mayores temperaturas de descarga del HDR-110 frente al R404A reportadas en otros estudios con ciclo simple. Así pues, el II sólo sería posible en condiciones donde este incremento es menor (temperatura de evaporación alta, temperatura de condensación baja y menor eficiencia del II), las cuáles justamente son las condiciones que proporcionan mayor incremento de desempeño energético del sistema.

## 6. CONCLUSIONES

En este artículo se ha estudiado de forma teórica los efectos que produce la introducción de este componente al utilizar como fluido de trabajo HDR-110 y se compara con los producidos cuando se considera R404A. Las principales conclusiones del estudio son las siguientes:

- La introducción del II en un sistema de refrigeración con R404A mejora teóricamente la capacidad frigorífica hasta en un 6% y el COP en un 8%.
- El II en un sistema con HDR-110 mejora hasta un 6% de COP y reduce la capacidad frigorífica para condiciones de congelación.
- La temperatura de descarga puede aumentar hasta 30K y 27K para R404A y HDR-110. El valor final que con precisión solo puede ser obtenido con simulaciones con un modelado más preciso del comportamiento del compresor o con ensayos experimentales.

Considerando todos los parámetros estudiados, se puede concluir que para determinar la conveniencia de la utilización del II para HDR-110, deben ser previstas las temperaturas de operación. A partir de entonces, seleccionar una eficiencia del intercambiador que no dispare la temperatura de descarga por encima de la permitida y entonces se puede concluir si el COP y

capacidad frigorífica son incrementados lo suficiente como para aportar beneficios significativos al sistema.

## **7. AGRADECIMIENTOS**

Los autores agradecen al Ministerio de Educación, Cultura y Deporte el apoyo prestado para la realización de este trabajo a través de las Becas y Contratos de Formación de Profesorado Universitario (Referencia FPU12/02841) del Programa Nacional de Formación de Recursos Humanos de Investigación del ejercicio 2012.

## **8. BIBLIOGRAFÍA**

BENHADID-DIB, S. y BENZAOU, A. (2015). Refrigerants and their Environmental Impact Substitution of Hydro Chlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an Adequate Refrigerant, *Energy Procedia*, 18:807-816.

KONSTANTINAVICIUTE, I. y BOBINAITE V. (2015). Comparative analysis of carbon dioxide emission factors for energy industries in European Union countries, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51:603-612.

LEMMON, EW., HUBER, ML., MCLINDEN, MO. (2014). REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1, National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, EEUU.

METZ, B., KUIJPERS, L., SOLOMON, S., ANDERSEN, SO., DAVIDSON, O., PONS, J., DE JAGER, D., KESTIN, T., MANNING, M., MEYER, L. IPCC/TEAP. (2005). Special Report: Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System, Chapter 4: Refrigeration, Cambridge University Press.

MOTA-BABILONI, A., NAVARRO-ESBRÍ, J., BARRAGÁN, A., MOLÉS, F., PERIS B., VERDÚ, G. (2015a). Commercial refrigeration, an overview of current status. *International Journal of Refrigeration*. 57:186-196.

MOTA-BABILONI, A., NAVARRO-ESBRÍ, J., BARRAGÁN, A., MOLÉS, F., PERIS, B. (2015b). Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems, *International Journal of Refrigeration*, 52:21-31.

NAVARRO-ESBRÍ, J., MOLÉS, F., BARRAGÁN-CERVERA, Á. (2013). Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a, *Applied Thermal Engineering*, 59:153-161.

SARBU, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems, *International Journal of Refrigeration*, 46:123-141.

WANG, X. y AMRANE, K. (2014). AHRI low global warming potential alternative refrigerants evaluation program (Low-GWP AREP) - summary of phase I testing results, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, EEUU, Paper 1416.

YANA-MOTTA, SF., SPATZ, M., POTTKER, G., SMITH, GL. (2014). Refrigerants with Low

Environmental Impact for Refrigeration Applications. 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, EEUU, Paper 1554.