

INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA (Institute for Energy Engineering)

Research Publications

WARNING:

The following article appeared in Conference Proceedings or in a scientific Journal. The attached copy is for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited. Please refer to the corresponding editor to get a copy

ANÁLISIS DE DISTINTAS TÉCNICAS DE CONTROL PARA OPERAR CON LA PRESIÓN DE DESCARGA ÓPTIMA EN CICLOS TRANSCRÍTICOS DE CO₂

Santiago Martínez-Ballester¹, Ashish Kadam², Atul Padalkar³, Jose González-Maciá¹

- 1 – Instituto de Ingeniería Energética. Universitat Politècnica de València. Camino de Vera, s/n, 46022. España
Tel: +34 963 879 121, Fax: +34 963 879 126
e-mail: sanmarba@iie.upv.es - web: <http://www.iie.upv.es>
- 2 – Sinhgad College of Engineering. S. No. 44/1, Vadgaon Bk., Pune, 411041. India
- 3 – Flora Institute of Technology. 49/1, Khopi, Pune, 412205. India

Palabras clave: ciclo transcrito, dióxido de carbono, optimización, simulación, COP

Resumen

En los ciclos de compresión de vapor, cuando la cesión de calor en el foco caliente ocurre a presiones supercríticas existe una presión que maximiza el COP. Las aplicaciones más comunes son las aplicaciones para CO₂ operando en transcrito. El trabajo presenta dos sistemas de aire acondicionado de aire, trabajando en condiciones de clima subtropical, que tienen distintas formas de llevar y controlar la presión del enfriador de gas a su valor óptimo. Se han realizado diversos estudios de simulación para comparar las diferencias de prestaciones entre ellos, evaluar la ganancia de COP respecto a un sistema que no poseía ningún tipo de control y obtener la función de presión óptima en cada sistema. Finalmente se realizó una comparativa entre los valores de la presión óptima del enfriador de gas obtenidos a través de las simulaciones con los valores obtenidos del uso de correlaciones disponibles en la literatura, mostrando distintas las desviaciones en función del sistema analizado.

1 Introducción

Eficiencia energética, medio ambiente y economía son las fuerzas impulsoras del mercado actual de la refrigeración y climatización. La interrupción de los refrigerantes artificiales químicos, propuesto por los protocolos de Montreal y Kyoto ha planteado la necesidad de buscar y probar alternativas de refrigerantes sostenibles para una amplia gama de condiciones climáticas.

Para un sistema de CO₂ transcrito la presión en el enfriador de gas (EG) es independiente de la temperatura y las isothermas tienen una forma de 'S' en dicha región, lo que resulta en la variación no monótona del COP conforme la presión del EG varía. El objetivo principal del presente trabajo es evaluar, con estudios de simulación, las mejoras de rendimiento existentes cuando hay un control de la presión del EG, para mantenerla igual a la presión óptima, respecto a un sistema que no tiene control alguno sobre la presión del EG.

Liao et al. [1] propusieron una correlación para la presión óptima del EG en sistemas de aire acondicionado split de CO₂ transcrito utilizando modelos termodinámicos teóricos. La investigación concluye en que la presión óptima del EG depende de la temperatura de evaporación, temperatura de salida del refrigerante del EG y de la eficiencia del compresor. Sarkar et al. [2] formularon, para un equipo agua-agua de calor y frío combinado de CO₂ transcrito, una correlación de la presión óptima del EG en términos de la temperatura de evaporación y de la temperatura de salida del EG, despreciando la eficiencia isentrópica del compresor. La temperatura de evaporación y la temperatura de salida del EG variaban entre -10 °C y 10 °C, y de 30 °C a 50 °C, respectivamente. Los investigadores observaron que para una temperatura de saturación del evaporador fija, la disminución de la temperatura de salida del EG disminuye la presión óptima del EG y aumenta considerablemente el COP del sistema. Chen y Gu [3] investigaron la relación entre la presión óptima del EG con una temperatura ambiente de 30 °C a 50 °C, una eficiencia del intercambiador de calor en la línea de succión de 0 a 1, y temperatura de saturación del evaporador de -10 °C a 10 °C, para un sistema de refrigeración transcrito de CO₂. Honghyun et al. [4] estudiaron la apertura de la válvula de expansión electrónica (EEV), la longitud del intercambiador de calor en la línea de succión (SLHX), la frecuencia del compresor y la carga de refrigerante en el COP de refrigeración. La carga de refrigerante óptima se determinó para el maximizar el COP en las condiciones nominales de ensayo de refrigeración. El trabajo recomienda mantener un equilibrio entre la apertura de la EEV y la frecuencia del compresor para

mantener la presión óptima del EG y el recalentamiento del evaporador. Cabello et al. [5] presentaron un estudio experimental sobre maximizar la eficiencia energética mediante la presión del EG para temperaturas de evaporación por debajo de cero y diferentes temperaturas de salida del EG, lo que les permitió realizar una comparación con datos experimentales de varias correlaciones existentes en la literatura (Liao, Kauf, Chen y Sarkar). Observaron que el uso de un modelo teórico para el compresor por Liao y Sarkar predecía bien los resultados pese a no ser un hipótesis cierta. Ge y Tassou [6] estudiaron el ciclo transcrito del CO₂ para aplicaciones de refrigeración de alimentos de media temperatura. Mostraron que tanto la presión óptima del EG como la diferencia de temperaturas entre refrigerante y aire en la sección de salida del refrigerante del EG (DTAR) dependen de la temperatura ambiente. Describían que para condiciones de alta temperatura ambiente es posible mantener constante el DTAR cambiando la velocidad del aire incidente sobre el EG mediante ventiladores de frecuencia variable. La investigación propuso una correlación de la presión óptima del EG en función de la temperatura ambiente. Para una temperatura de evaporación de -10 °C, incrementando la temperatura de salida del EG de 33 °C a 45 °C, la presión óptima del EG se incrementó en un 23,06%. Aprea y Maiorino [7] realizaron una optimización experimental de la presión del EG para un aire acondicionado de tipo split de CO₂, funcionando con temperaturas ambiente entre 25 °C y 35 °C. Los autores usaron una válvula de presión manual (MBPV) en serie con una válvula de expansión electrónica (EEV) para tener un control preciso sobre la capacidad de refrigeración. El efecto del recalentamiento de la succión en la presión óptima del EG fue investigado por Zhang et al. [8] para una bomba de calor agua-agua. Los investigadores consideraron: modelo semi-teórico de compresor, dos etapas de estrangulación en serie, temperatura de evaporación entre 10 °C y 20 °C y la salida del EG entre 33 °C y 45 °C. El trabajo mostró una desviación de 0,397% en la presión óptima del EG para una diferencia del recalentamiento en la aspiración de 15 °C.

El presente trabajo se centra en el estudio de dos sistemas diferentes respecto un sistema de referencia, para comparar las distintas mejoras en el COP y las diferencias en las presiones óptimas del EG, para unas condiciones climáticas subtropicales, típicas en la India. Estos sistemas se corresponden con módulos split de aire acondicionado. Así mismo, se presentan resultados sobre la sensibilidad del COP, en ambos sistemas, con la variación de las temperaturas de bulbo húmedo (WBT) interior y de bulbo seco (DBT) del exterior. Finalmente se compararon los resultados de la presión óptima del EG obtenidas con las correlaciones desarrolladas por Sarkar et al. [2] y Aprea y Maiorino [7].

2 Descripción del sistema

El trabajo estudia el funcionamiento de dos sistemas, que se muestran en la Fig. 1, para una amplia gama de condiciones de interior / exterior. Cada sistema tiene una metodología diferente de regulación para controlar la presión del EG, cuyas ventajas e inconvenientes se describen a continuación.

El sistema de referencia, que no tiene ningún control, se compone de: un compresor de pistón-hermético, un enfriador de gas de tubos y aletas, un intercambiador de calor líquido-succión (IHX), una válvula de expansión termostática y un evaporador de tubos y aletas. Los dos sistemas planteados para estudiar, se basan en el sistema de referencia utilizando los mismos componentes, a excepción de la válvula de expansión electrónica, y el recipiente de líquido a la entrada del compresor que sólo está en el sistema B. El diseño de estos componentes se ha llevado a cabo para las condiciones nominales mencionadas por la norma IS 1391 Parte 1 [9]: 27 °C de DBT interior, 19 °C de WBT interior, 35 °C de DBT exterior, y 24 °C de WBT. Para el diseño se usó la herramienta comercial de simulación IMST-ART [10]. Este software es una herramienta detallada para la simulación de cualquier sistema de compresión de vapor, que se presentará en la próxima sección. La Tabla 1 contiene un resumen de los datos utilizados para definir todos los componentes.

Por último, para definir completamente el ciclo de referencia, se necesitan dos parámetros adicionales: la carga de refrigerante y el sobrecalentamiento del evaporador. Estos valores fueron determinados utilizando IMST-ART, para las condiciones nominales, de la siguiente manera: se fijó un DTAR de 2 °C, y el recalentamiento se varió hasta que se alcanzó el COP máximo. Los resultados fueron los siguientes: una carga de refrigerante en el sistema de 0.143 kg, y un recalentamiento de 7 °C a ajustar en la válvula de expansión termostática.

El sistema de referencia trabajará con una carga y un recalentamiento constante, por lo que la presión del EG variará cuando cambien las condiciones de exterior / interior, siendo distinta que la óptima debido a la ausencia de control. A continuación se describen los sistemas aquí analizados con control de la presión del EG.

Evaporador			
Longitud tubo [mm]	550	Altura [mm]	180
Anchura [mm]	50	Anchura [mm]	500
Número de hileras de tubo	4	Diámetro [mm]	4.75
Número de tubos por hilera	10	Tipo de aleta	Louvered
Número de circuitos	5	Espaciado aletas [mm]	1.37
Gascooler			
Longitud tubo [mm]	550	Altura [mm]	375
Anchura [mm]	36	Anchura [mm]	700
Número de hileras de tubo	2	Diámetro [mm]	4.75
Número de tubos por hilera	15	Tipo de aleta	Louvered
Número de circuitos	5	Espaciado aletas [mm]	1.37
Compressor			
Fabricante y modelo	Danfoss, TN1416	Cilindrada [cm ³]	2.46
Internal Heat Exchanger (IHX)			
Resistencia térmica global (1/UA) [W/K]	4		
Connecting tubes/lines			
Longitud líneas circuito [mm]	1000		

Tabla 1. Descripción de las principales características de los componentes del sistema de referencia

2.1 Sistema A

La principal característica de este sistema es que tiene una carga de refrigerante fija. Este sistema se compone de los mismos componentes que el sistema de referencia, con la única diferencia en la válvula de expansión. El sistema A tiene una válvula de expansión electrónica, que controla el recalentamiento en la salida del evaporador. Dado que el sistema tiene una carga de refrigerante fija, para unas condiciones climáticas interiores/exteriores determinadas, la presión del EG cambiará si mediante la válvula se varía el recalentamiento a la salida del evaporador. De este modo, la válvula de expansión electrónica permite mantener la presión del EG en su valor óptimo mediante el control del sobrecalentamiento, cuando cambien las condiciones interiores / exteriores.

Las principales ventajas de este sistema son un menor coste que el sistema B, puesto que no tiene el recipiente de líquido, y una carga total de refrigerante en el sistema más baja que el sistema B. Por otro lado la carga es fija, por lo que no sería adecuado para sistemas reversibles pues en modo bomba de calor funcionaría con un rendimiento peor que si se reajustara la carga para este nuevo modo de funcionamiento.

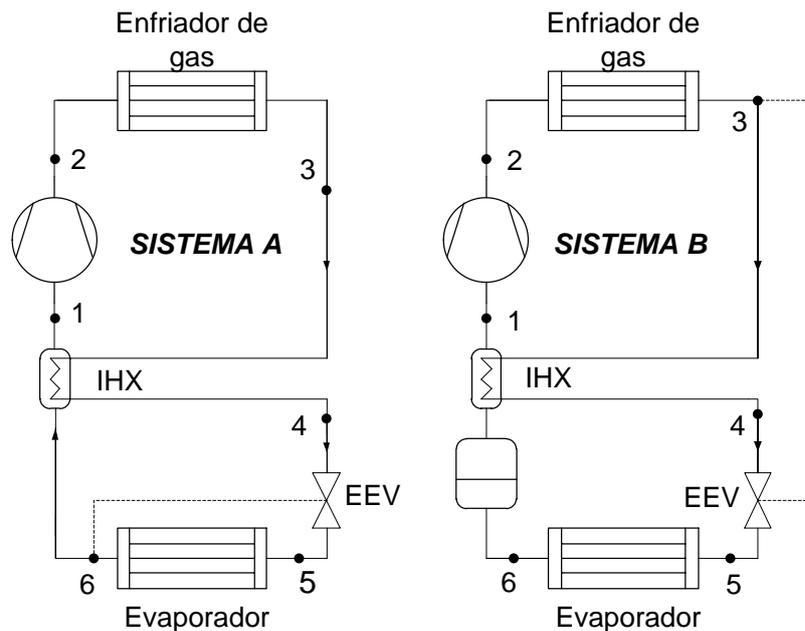


Figura 1. Esquemas de los dos sistemas estudiados

2.2 Sistema B

El Sistema B se compone de los mismos componentes que el sistema A, pero incluye un recipiente de líquido en la salida del evaporador y utiliza una válvula de expansión electrónica para controlar la presión del EG en lugar del recalentamiento. El recipiente impone que el refrigerante a la entrada del IHX sea siempre vapor saturado. Con el fin de fijar una presión en el EG en este sistema para diferentes condiciones de interior/exterior, es necesaria variar la carga de refrigerante en el sistema, absorbiendo/suministrando el recipiente la carga excedente/necesaria en el sistema. La principal ventaja de este sistema es la presencia de este componente, ya que permite tener en el sistema una carga de refrigerante no constante, por lo que además este sistema puede ser utilizado en modo inverso, bomba de calor.

Algunos de los inconvenientes de este sistema son: posible acumulación del aceite en el receptor y un mayor costo de la instalación por un componente adicional (recipiente).

3 Resultados de las simulaciones

Las simulaciones del sistema de A y B se llevaron a cabo para cuarenta y dos combinaciones de seis WBTs interiores y siete DBTs exteriores presentes en condiciones subtropicales. Los rangos de la WBT interior y DBT exterior considerados son de 18 a 23 °C y de 33 a 45 °C, respectivamente. La DBT interior se mantuvo siempre a 27 °C.

La herramienta de simulación utilizada para este trabajo es IMST-ART. Se trata de un preciso software para modelar detalladamente sistemas de refrigeración por compresión de vapor, permitiendo también modelar, con una gran variedad de modelos de distinta precisión, cada uno de los componentes tales como el compresor, el intercambiador de líquido-succión (IHX), la válvula de expansión... Para los intercambiadores de calor se aplica un modelo detallado que realiza una discretización segmento-a-segmento.

Los primeros estudios corresponden a analizar el rendimiento de cada sistema cuando la presión del EG varía. Este estudio permite conocer la sensibilidad de cada sistema a la variación de la presión del EG, como consecuencia de la variación de las condiciones de interior/exterior cuando no existe ningún control sobre ella. Fig. 2 presenta el COP que obtenido en cada sistema cuando la presión del EG se cambia para diferentes valores de DBT exterior. El WBT interior era igual a 19 °C y la DBT interior de 27 °C.

En la Fig. 2, se observa que el sistema A es más sensible que el sistema B a las variaciones de la presión del EG, ya que su pendiente cerca de la COP máximo es más pronunciada. Este hecho indica que un sistema como el B es más adecuado para aplicaciones con grandes variaciones de las condiciones interiores/exteriores. El sistema A, necesitaría por tanto un sistema de control, de lo contrario el COP podría sufrir grandes detrimentos.

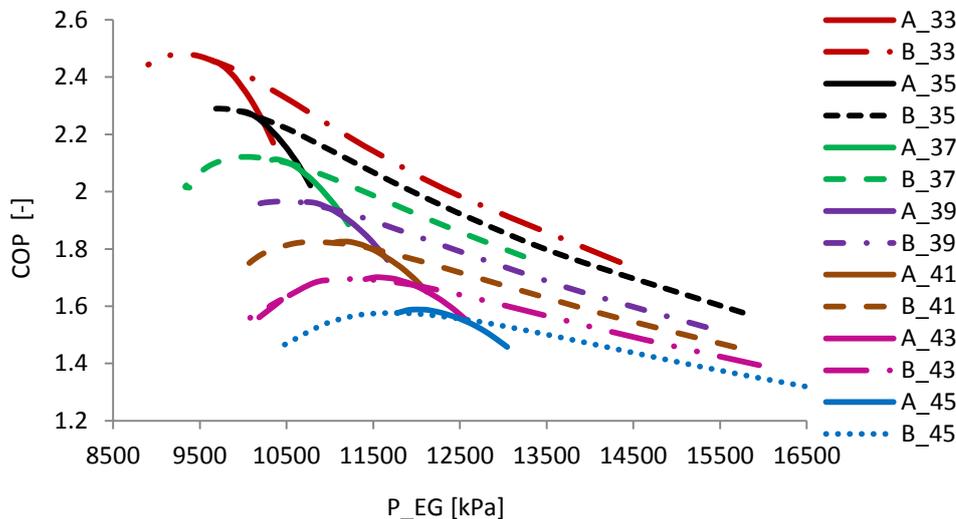


Figura 2. . Influencia en los sistemas A y B de la variación de la P del EG sobre el COP para distintas DBT exteriores

3.1 Resultados del sistema A

La Fig. 3(a) representa, para este sistema, la presión óptima del EG en función de la WBT interior y DBT exterior. La figura muestra que la WBT interior tiene una influencia muy pequeña en la presión óptima. La presión óptima crece conforme lo hace la DBT exterior, independientemente del valor de la WBT interior.

La mejora del COP se ha definido como la diferencia relativa entre el COP del sistema que posee control y el del sistema sin control trabajando ambos en las mismas condiciones. El COP del sistema sin control se ha obtenido con el sistema de referencia para cada combinación de condiciones interior/exterior. Este parámetro ha sido estudiado para el sistema A y los resultados se representan en la Fig. 3(b). Para valores altos de WBT y bajas DBT, la mejora del COP para el sistema A es máxima, en torno al 5,5% con respecto al sistema de referencia. Los valores de COP para el sistema A operando en tales condiciones estaban comprendidos entre 1.5 y 2.75.

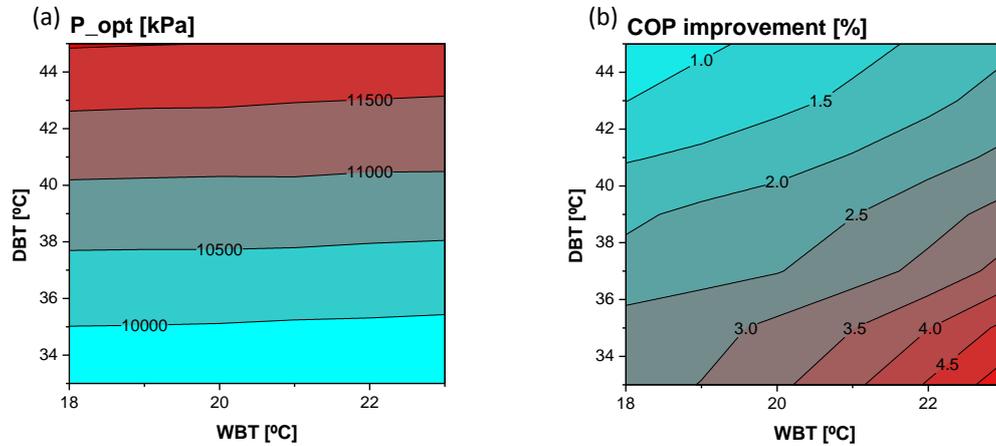


Figura 3. Presión óptima del EG (a) y mejora relativa del COP (b) para el sistema A bajo distintas condiciones de WBT interior y DBT exterior.

3.2 Resultados del sistema B

En el sistema B, la EEV controla la presión del EG actuando directamente sobre ella. Fig. 4(a) muestra la presión óptima en el sistema B, para temperaturas exteriores e interiores comprendidas en los valores descritos anteriormente. La tendencia es muy similar a la del sistema A; la presión tiene una dependencia insignificante con el WBT, y cuanto mayor es la DBT más elevada es la presión óptima. Los valores de esta presión son también similares a los que mostraron para el sistema A, aunque para el sistema B son ligeramente inferiores.

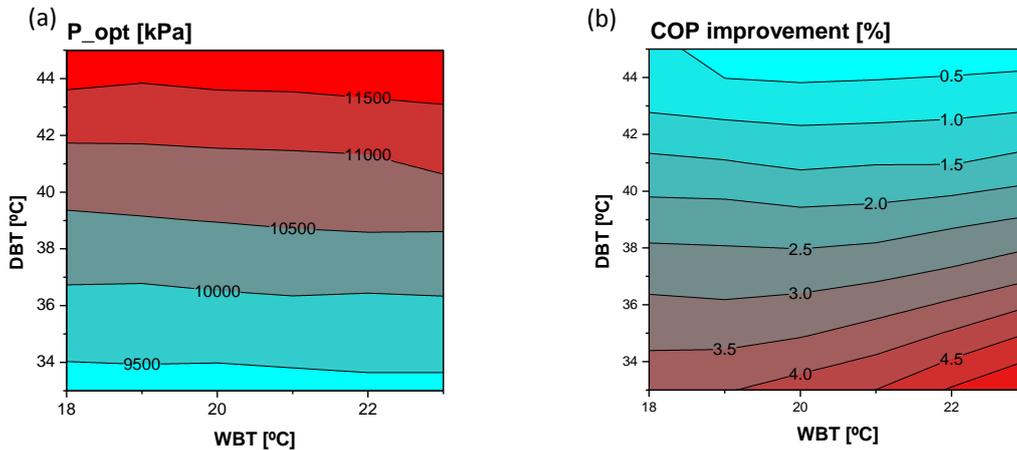


Figura 4. . Presión óptima del EG (a) y mejora relativa del COP (b) para el sistema B bajo distintas condiciones de WBT interior y DBT exterior

La principal diferencia, en relación con el ciclo termodinámico, entre ambos sistemas es que el sistema A tiene un recalentamiento en la salida del evaporador, el cual es distinto del que tiene el sistema B, que es siempre igual a cero. Se puede apreciar que las diferencias en los valores de la presión óptima son muy pequeñas. Por lo tanto, este hecho podría significar que la influencia de el recalentamiento tiene un efecto insignificante en la presión óptima del EG, lo que ha sido concluido por varios autores ([1], [7],[8]).

La Fig. 4(b) muestra la mejora COP alcanzada por el sistema B con respecto al sistema de referencia, tal y como se explicó en la descripción de los resultados del sistema A. Ahora, la tendencia es bastante diferente de la del sistema de A, pues

ahora es más independiente de la WBT exceptuando para bajas DBT donde aparece la dependencia con la WBT. Sin embargo, los valores de mejora son casi iguales para ambos sistemas A y B. La mejora es mayor para DBT bajas, con valores de hasta 5.54%. El COP del sistema B varió entre 1.5 y 2.75.

3.3 Optimización de la presión del EG

La presión óptima del EG depende del comportamiento individual de cada uno de los componentes y del comportamiento de todos los componentes cuando están integrados juntos en el sistema. Este comportamiento depende de las condiciones de contorno del sistema. Muchos autores han analizado distintas condiciones de contorno, tales como el recalentamiento en el evaporador, la eficiencia del compresor y la temperatura de salida del refrigerante del EG.

Fig. 5 (a) y (b) muestra la comparación entre la presión óptima del EG obtenida con las simulaciones realizadas, para cada sistema, y las obtenidas con las correlaciones de Sarkar y Aprea para diferentes temperaturas de evaporación, donde la presión óptima se representa en función de la temperatura de salida del refrigerante del EG para diferentes temperaturas de evaporación. Dada una temperatura de salida del refrigerante del EG, la presión óptima incrementa conforme decrece la temperatura de evaporación. Para el sistema A, las desviaciones promedio de la presión óptima entre las correlaciones Sarkar y Aprea con los resultados simulados son de un 4.4% y un 7.51% respectivamente. Estos valores para el sistema B son de 1.3% y 4.3%, respectivamente, para toda el rango de condiciones subtropicales considerados en este estudio.

El análisis de las Fig. 5(a) y (b) revela que la presión óptima simulada en este trabajo está mucho más cerca de las correlaciones de los autores mencionados para el sistema B que para el sistema A. Aprea y Maiorino [7] desarrollaron su correlación para un sistema como el sistema B, con un recipiente de líquido y sin sobrecalentamiento del evaporador. Dado que la principal diferencia entre el sistema A y B es la presencia de un recalentamiento en la salida del evaporador, este hecho resulta como una posible razón de las diferencias entre los resultados de A y B.

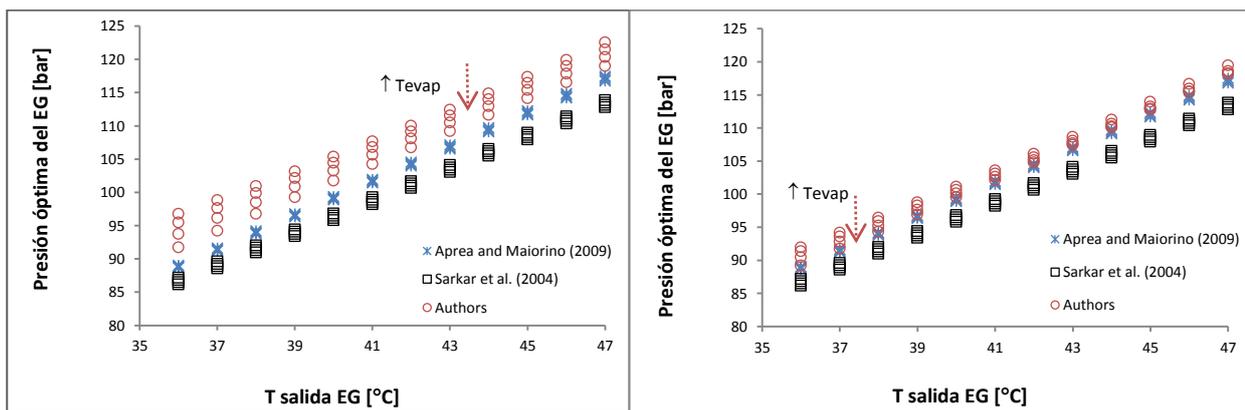


Figura 5. Presión óptima simulada comparada con otras correlaciones para (a) el sistema A y (b) el sistema B

Otra diferencia importante es la influencia de la temperatura de evaporación en el valor de la presión óptima. EL modelo empleado en este trabajo muestra una dependencia mucho más fuerte que el resto de los modelos de los autores estudiados, aunque esta influencia se reduce para el sistema B

Otra de las posibles razones de las diferencias entre los resultados presentados y las correlaciones de otros autores podría ser el modelo detallado que se utiliza en el presente trabajo en comparación con el nivel de detalle empleado por los otros modelos. IMST-ART usa un modelo de rendimiento real del compresor de pistón, una discretización segmento-por-segmento en los intercambiadores de calor, caída de presión en los intercambiadores y en las líneas del sistema, y un modelo cero-dimensional para el IHX. De todos modos, un análisis más profundo de los resultados con datos experimentales va a ser elaborado por los autores para obtener razones más claras y obtener una correlación exacta de la presión óptima.

4 Conclusiones

Los sistemas de aire acondicionado transcíticos de CO₂ A y B, funcionando en condiciones climáticas subtropicales han sido estudiados en términos de COP y de su presión óptima del EG. Estos dos sistemas usan técnicas distintas de control para ajustar la presión del EG a la óptima. En el sistema A se utiliza el recalentamiento del evaporador para controlar la presión del EG mientras que en el sistema B se actúa directamente sobre la presión del EG. Las siguientes conclusiones se desprenden después de analizar las simulaciones presentadas:

- El sistema A es más barato que el sistema B, pero el sistema de B permite trabajar en un ciclo reversible.
- El COP del sistema de A es más sensible que el del B a las variaciones de las condiciones de interior/exterior. Por lo tanto, el sistema B es más adecuado para condiciones climáticas con grandes variaciones.
- La presión óptima del EG es casi la misma para ambos sistemas A y B. La razón podría estar en el efecto insignificante del recalentamiento en el valor de la presión óptima.
- Las mejoras del COP en un sistema con control frente a otro sin control de la presión del EG son de un 5.5% como máximo.
- Para ambos sistemas, la presión óptima del EG es creciente conforme lo hace la temperatura de salida del refrigerante del EG y baja la temperatura del evaporador. La presión óptima para el sistema de A es un 4% mayor que la del sistema B para las mismas condiciones.

Agradecimientos

El trabajo de investigación de Atul Padalkar y Kadam Ashish fue financiado por AICTE, Nueva Delhi y la Universidad de Pune, Pune (India). El trabajo de Santiago Martínez-Ballester en este proyecto ha sido financiado por el Ministerio de Educación de España, bajo el programa de formación de profesores universitarios (FPU).

Referencias

- [1] Liao S.M., Zhao T.S., Jakobsen A., 2000, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering*, 20, 831-841
- [2] Sarkar J., Bhattacharyya S., M. Ram Gopal, 2004, Optimization of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *Int J of Refrig*, 27, 830-838
- [3] Y. Chen, J. Gu, The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, *Int J of Refrig*, 28, 2005, 1238-1249
- [4] C. Honghyun, R. Changgi, K. Yongchan, Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger, *Int J of Refrig*, 30, 2007, 664-671
- [5] Cabello R., Sanchez D., 2008, Llopis R., Torrella E., Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions, *Applied Thermal Engineering*, 28, 1596-1604
- [6] Y.T. Ge, S.A. Tassou, 2009, Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems, *Int J of Refrig*, 32, 1376-1388
- [7] C. Aprea, A. Maiorino, 2009, Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study, *Applied Energy*, 86, 2373-2380
- [8] Zhang X.P., Fan X.W., Wang F.K., Shen H.G., 2010, Theoretical and experimental studies on optimum heat rejection pressure for a CO₂ heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 2537- 2544
- [9] Bureau of Indian Standard IS 1391 : Part 1 : 1992 Room Air Conditioners - Specification - Part 1 : Unitary Air Conditioners.
- [10] Corberán J.M., González J., Montes P., Blasco R., 2002. 'ART' a Computer Code to Assist the Design of Refrigeration and A/C Equipment. International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, IN, USA