

Cálculo de la generación de entropía a partir del Proceso de Temperatura Promedio en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a

Calculation of entropy generation from the Average Temperature Process in a mechanical vapor compression refrigeration system with R-134a

RANGEL-ROMERO, Carlos†*, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, HERNÁNDEZ-LAZCANO, Ricardo y MORENO-GUZMÁN, Javier Andrey

Universidad Tecnológica de Puebla

ID 1^{er} Autor: Carlos, Rangel-Romero / ORC ID: 0000-0003-4879-4228, CVU CONACYT ID: 894477

ID 1^{er} Coautor: Juan Carlos, Rojas-Garnica / ORC ID: 0000-0002-2261-587X, CVU CONACYT ID: 66417

ID 2^{do} Coautor: Ricardo, Hernández-Lazcano / ORC ID: 0000-0003-1142-2930, CVU CONACYT ID: 920171

ID 3^{er} Coautor: Javier Andrey, Moreno-Guzmán / ORC ID: 0000-0002-3510-2213, CVU CONACYT ID: 266302

DOI: 10.35429/JTO.2019.10.3.1.8

Recibido 10 de Marzo, 2019, Aceptado, 30 de Junio, 2019

Resumen

El Proceso de Temperatura Promedio (PAT) está modelado por una ecuación que se emplea para calcular el incremento de energía necesaria para el ciclo de refrigeración, que es equivalente a la degradación de energía que corresponde a la producción de entropía. Este trabajo muestra experimentalmente que el incremento de entropía, tomando en cuenta los procesos de transferencia de calor que ocurren en la temperatura de condensación y en la temperatura de evaporación entre el sistema de refrigeración y el medio ambiente, están relacionados directamente con las caídas de presión presentadas en la tubería de succión y en el proceso de compresión, así como también las pérdidas de calor que existen entre los componentes principales y el medio ambiente. A partir de este desarrollo se evalúa el comportamiento del ciclo de refrigeración para así obtener un criterio de mínima generación de entropía en los componentes principales. Se muestran resultados analíticos así como también experimentales utilizando el refrigerante R-134a.

Proceso de temperatura promedio, Entropía, Transferencia de calor

Abstract

The Average Temperature Process (PAT) is modeled by an equation that is used to calculate the increase in energy needed for the refrigeration cycle, which is equivalent to the energy degradation that corresponds to the production of entropy. This work shows experimentally that the increase in entropy, taking into account the processes of heat transfer that occur in the condensation temperature and in the evaporation temperature between the mechanical vapor compression refrigeration system and the environment, is directly related to the falls of pressure presented in the suction pipe and in the compression process, as well as the heat losses that exist between the main components (evaporator, compressor, condenser and expansion throttling) and the environment. From this development, the behavior of the refrigeration cycle is evaluated in order to obtain a minimum entropy generation criterion in the main components. Analytical as well as experimental results are shown using R-134a refrigerant.

Average temperature process, Entropy, Heat transfer

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, HERNÁNDEZ-LAZCANO, Ricardo y MORENO-GUZMÁN, Javier Andrey. Cálculo de la generación de entropía a partir del Proceso de Temperatura Promedio en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a. Revista de Operaciones Tecnológicas. 2019. 3-10: 1-8

* Correspondencia del Autor (Correo electrónico: carlos.rangel@utpuebla.edu.mx)

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Actualmente los sistemas de refrigeración tienen una gran aplicación en el sector doméstico, comercial e industrial y representan una fracción importante del consumo de energía a nivel mundial por lo que es necesario hacer frente al incesante aumento de consumo de energía debido a la escasez de fuentes y recursos renovables. Un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor debe estar enfocado al ahorro energético. Para tal fin debe contar con equipos eficientes, el empleo del refrigerante adecuado que contribuya a un menor calentamiento global y a la destrucción de la capa de ozono y una operación correcta de los equipos principales del sistema de refrigeración como son el evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión.

Es por ello que se hace necesario crear una cultura de ahorro energético que permita hacer uso de los recursos existentes de la mejor forma posible. El campo de la refrigeración no es ajeno a ello. Por lo que es indispensable optimizar de la manera más eficiente posible estos sistemas.

Existen diversos parámetros que deben estar claros a la hora de realizar una evaluación a los componentes del sistema de refrigeración, por ejemplo el método más empleado para realizar una evaluación de energía al sistema de refrigeración es el cálculo de las irreversibilidades originadas en cada componente principal de los sistemas de refrigeración, y con este análisis se conoce la situación y condiciones en su real dimensión, como pueden ser, la cantidad a ahorrar y las caídas de presión en las tuberías y la transferencia de calor que existe entre el refrigerante y el medio ambiente, la fricción del refrigerante al fluir por los componentes, solo por mencionar algunas, lo cual requiere una medición o evaluación constante en los componentes para así esbozar de manera más real y exacta el consumo de energía y optimizar de esta manera los procesos termodinámicos.

En este trabajo se presenta un análisis sobre el Proceso de Temperatura Promedio (PAT) en el evaporador y compresor, el cual está relacionado con el incremento de entropía lo que genera un aumento en el consumo de energía para que se produzca el proceso de refrigeración.

Los factores que provocan la generación de entropía en los componentes de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor pueden ser originados a causa de la transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas, la expansión libre, la mezcla de dos gases, entre otras más. Las causas que originan la entropía para nuestro estudio son la fricción, la expansión y compresión de no cuasiequilibrio y la transferencia de calor, las cuales se toman en cuenta en el desarrollo de las contribuciones individuales en la generación de la entropía del sobre el evaporador y condensador, dentro del modelo teórico implementado a una metodología experimental la cual fue desarrollada en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) de la SEPI-ESIME-ZACATENCO-IPN.

Metodología

Sistema de Refrigeración Experimental por Compresión Mecánica de Vapor

El sistema de refrigeración que se usó para realizar este trabajo se muestra en forma esquemática en la figura 1. Como se muestra en la figura 1, el agua del depósito a enfriar circula a través del evaporador, en donde el refrigerante R-134a absorbe el calor del agua, disminuyendo así la temperatura del agua, para este trabajo, el flujo de masa de agua que se hace circular por el evaporador es de 0.5 l/s, posteriormente se toman lecturas de temperatura y presión del refrigerante mediante termopares y transductores de presión colocados en las entradas y salidas del evaporador, del compresor, y de la válvula de expansión. Cada prueba tiene una duración de 2 horas, la cual se repitió 3 veces para validar los resultados.

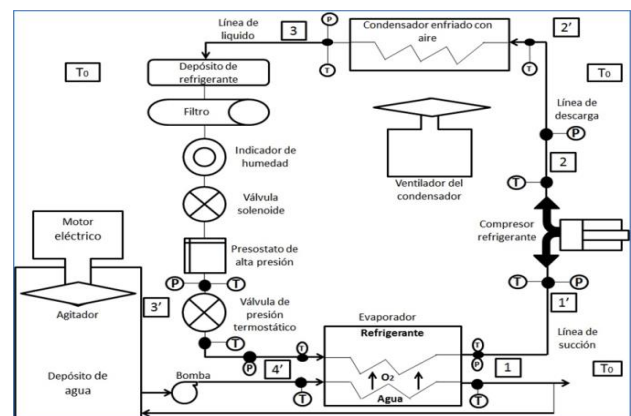


Figura 1 Componentes principales de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor
Fuente: Elaboración Propia

Ecuaciones Aplicables al Análisis Energético

La primera ley de la termodinámica es la ley de la conservación de la energía y se emplea en el análisis de los sistemas de ingeniería donde se involucran procesos de transferencia de calor y trabajo. Esta primera ley proporciona una técnica para el análisis energético, pero no describe la forma en que fluiría la energía.

La segunda ley de termodinámica da una dirección a los procesos de transferencia de energía y establece que siempre que se transfiere energía, el nivel de disponibilidad de la misma no puede conservarse, y aparte de ella tiene que reducirse a un nivel inferior. Al combinar esta segunda ley con la primera se obtiene información necesaria para analizar los procesos de transmisión energética y cuantificar la entropía que ocurre en el proceso.

La aplicación de estas leyes permite definir la eficiencia con que un proceso en un sistema abierto, como es el caso de la refrigeración, aprovecha la energía suministrada. El comportamiento energético desde el punto de vista de conservación de la energía, así como el uso de energía que den cada parte componente de un sistema de refrigeración, se analizan aplicando los principios del sistema termodinámico abierto. A través de la aplicación de la primera y segunda ley de termodinámica, se calculan los flujos de energía y la generación de entropía. El esquema general del sistema abierto se muestra en la figura 2, y las ecuaciones correspondientes a la primera y segunda leyes se expresan como sigue:

Primera ley de la termodinámica

$$\left[\begin{array}{c} \text{suma de energías} \\ \text{de entrada al sistema} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{suma de energías} \\ \text{de salida del sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{variación de la energía en el sistema} \end{array} \right]$$

Considerando el caso de un solo flujo de masa con una entrada y una salida, el balance de energía se expresa por la siguiente ecuación:

$$m_e \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_e - m_s \left(h + \frac{v^2}{2} + gz \right)_s + Q - W = \left[m_f \left(u + \frac{v^2}{2} + gz \right) - m_i \left(u + \frac{v^2}{2} + gz \right) \right]_{sist} \quad (1)$$

Para el flujo permanente y despreciando los cambios de energía cinética y potencial, el flujo de masa a la entrada y a la salida permanece constante y la variación de energía en el sistema es nula, por la ecuación (1) se escribe:

$$\dot{m}(h_e - h_s) + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (2)$$

La ecuación de la primera ley de la termodinámica para un sistema que intercambia calor y trabajo con los alrededores se reduce a:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (3)$$

Esta ecuación establece el balance de energía para el compresor al que se le suministra una potencia mecánica; en tanto que, para el evaporador, el condensador, la válvula de expansión y las tuberías de alta y baja presión, que están en contacto con el medio ambiente (alrededores) y a los que no se le suministra trabajo ($\dot{W}_m=0$), el balance de energía es:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (4)$$

Segunda ley de la termodinámica

$$\left[\begin{array}{c} \text{transferencia de} \\ \text{entropía por} \\ \text{transmisión de} \\ \text{calor al sistema} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{suma de entropías} \\ \text{de entrada al sistema} \\ \text{con la masa} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{suma de entropías} \\ \text{de salida del sistema} \\ \text{con la masa} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{generación de} \\ \text{entropía en el} \\ \text{sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{variación de} \\ \text{entropía en} \\ \text{el sistema} \end{array} \right]$$

Para el caso de un flujo de masa de entrada y un flujo de masa de salida, el balance de entropía queda expresado por:

$$\int_{rev} \frac{\delta Q}{T} + m_e s_e - m_s s_s + I = (s_f - s_s)_{sist} \quad (5)$$

Para el flujo permanente, la variación de entropía en el sistema es cero y el flujo de generación de irreversibilidades, a partir de la ecuación (5) queda como:

$$\dot{I} = \dot{m}(s_s - s_e) - \int_{rev} \frac{\delta Q}{T} \quad (6)$$

Por otra parte, para obtener la generación de entropía (irreversibilidades) para cada uno de los componentes del sistema de refrigeración, se aplica la ecuación de la segunda ley de la termodinámica.

$$\Delta S_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e)_{sist} + \frac{\dot{Q}_{alr}}{T_{alr}} \quad (7)$$

Donde el término $\dot{m}(s_s - s_e)_{sist}$ representa el cambio de entropía del sistema, debido a la irreversibilidad en el interior de este, aunque no exista transferencia de calor hacia el sistema durante el proceso.

Y el término $\frac{\dot{Q}_{alr}}{T_{alr}}$ representa el flujo de entropía térmica sobre los componentes del sistema; una transferencia de calor que cruza los puntos de su frontera a diferentes temperaturas.

Al sustituir la ecuación (4) en la (5), se obtiene la ecuación de generación de entropías en función de las entalpías.

$$\Delta \dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \frac{h_s - h_e}{T_{alr}} \quad (8)$$

Donde la temperatura de los alrededores es igual a la temperatura del medio ambiente.

$$T_{alr} = T_o$$

Sustituyendo en la ecuación (8)

$$\Delta \dot{S}_{gen} = \dot{m}(s_s - s_e) - \frac{h_s - h_e}{T_o} \quad (9)$$

Pero al considerarse una sola corriente de entrada y salida se obtiene la ecuación de irreversibilidad.

$$\dot{I} = T_o(s_s - s_e)_{sist} - \frac{h_s - h_e}{T_o} \quad (10)$$

Y de una manera general la irreversibilidad es:

$$\dot{I} = T_o(\Delta S_{sist} + \Delta S_{alr}) \quad (11)$$

Esta última ecuación es la ecuación general de un sistema abierto, que ubica a un fluido en movimiento y en el que existe producción de calor y realiza trabajo

Proceso de Temperatura Promedio (PAT)

Si las contribuciones individuales en la producción de entropía se pueden identificar experimentalmente, ¿por qué la necesidad de definir y trabajar con un PAT? Si el único objetivo es determinar el coeficiente de operación (COP) en condiciones de operación particulares, entonces, de hecho, el PAT es una variable innecesaria. Sin embargo, una vez que se intenta realizar diagnósticos en los procesos de evaporación y condensación, o predecir el rendimiento del proceso de compresión en diferentes condiciones de operación, o evaluar mejoras de COP que derivan de la disminución de una fuente de irreversibilidad, entonces, la necesidad de un PAT preciso se vuelve esencial para realizar procesos de optimización.

El PAT es un parámetro que muestra una ponderación por partes correctamente ponderada de temperaturas medidas a lo largo de caminos no isotérmicos. Cuando el PAT se multiplica por la producción de entropía en un proceso dado, se obtiene el trabajo potencial perdido.

$$PAT = \frac{\text{trabajo de potencia perdido}}{\text{producción de entropía}} \quad (12)$$

No habría problema en igualar PAT en un proceso no isotérmico conocido si se conocieran las distribuciones temporales y espaciales de las propiedades termodinámicas en la ruta del proceso de refrigeración. En situaciones prácticas, sin embargo, se relaciona con el sistema termodinámico como un proceso que puede ser probado desde el exterior en donde solo necesitan conocerse la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación. En términos de variable termodinámica medible, el PAT viene dado por:

$$PAT = \frac{\int_{entrada}^{salida} dH}{\int_{entrada}^{salida} \frac{dH}{T}} \quad (13)$$

Para enfriadores mecánicos, recordando la ecuación, también se puede expresar como:

$$PAT = \frac{\int_{entrada}^{salida} dH}{\int_{entrada}^{salida} dS - \Delta S_{int}} \quad (14)$$

Es importante mencionar que el PAT es la relación entre el cambio de entalpía y el cambio de entropía en el proceso, lo que a menudo se denomina temperatura promedio entrópica.

Temperatura media T_{ab}

$$T_{ab} = \frac{\int_{entrada}^{salida} dH}{\int_{entrada}^{salida} dS} \quad (15)$$

El PAT puede calcularse fácilmente a partir de las propiedades termodinámicas del refrigerante si se conocen las presiones y temperaturas locales en las entradas y salidas. Por ejemplo, para un intercambio de calor puramente sensible (y sin disipación interna) desde la temperatura inicial T_i hasta la temperatura final T_f , la ecuación (15) se reduce a la expresión familiar de logaritmo medio.

$$PAT = \frac{T_f - T_i}{\ln \frac{T_f}{T_i}} \quad (16)$$

Analisis de resultados

Una vez obtenidas las variables termodinámicas se procede a graficar mediante un ciclo real de refrigeración de Presión-Entalpía la evolución del ciclo termodinámico con respecto al tiempo, tal como muestra el gráfico 2.

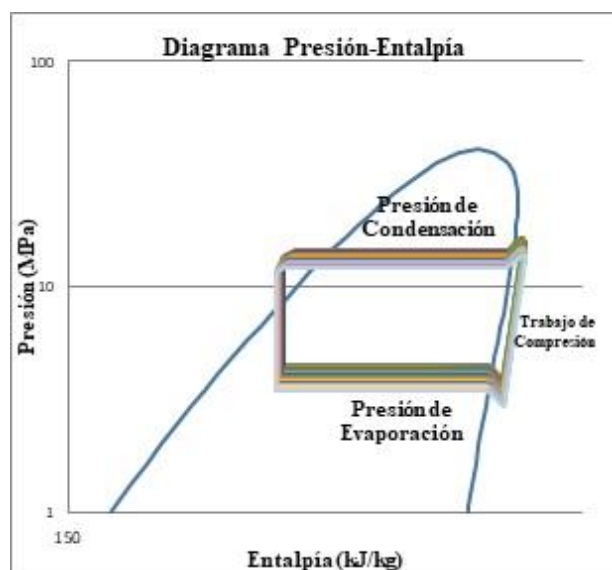


Gráfico 2 Diagrama del ciclo real de refrigeración
Fuente: Elaboración Propia

Es importante mencionar que la presión de evaporación tiende a variar con respecto al tiempo conforme la temperatura del agua disminuye, mientras la variación de la presión de condensación no es tan evidente y esto se debe a que en un proceso de compresión existe un proceso de enfriamiento lo que permite que la diferencia de la temperatura del refrigerante con respecto a la temperatura ambiente no sea tan grande. Este proceso de enfriamiento se muestra en el gráfico 3, así como también se ve reflejado que el trabajo de compresión tiende a disminuir a causa del enfriamiento.

Es importante mencionar que el análisis se realizó a una misma carga térmica para fundamentar el comportamiento del refrigerante a las mismas condiciones.

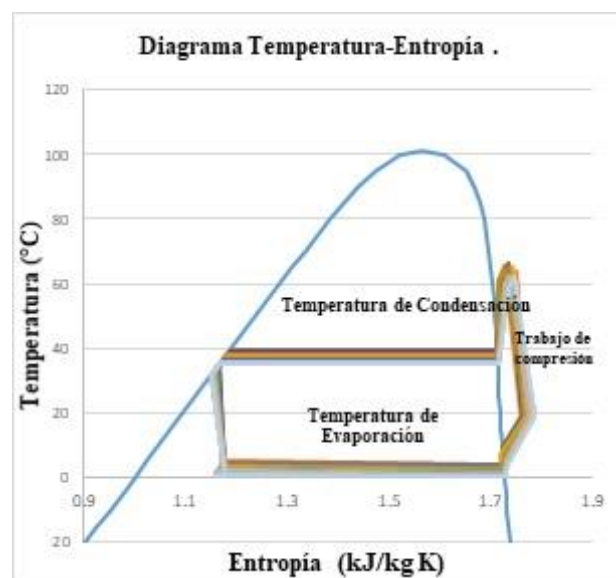


Gráfico 3 Diagrama Temperatura- Entropía de un ciclo real con enfriamiento

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico 4 se muestra el comportamiento del PAT del condensador y el evaporador y se tiene que la tendencia es la misma, esto se debe a que conforme la temperatura del espacio a enfriar disminuye, también hace lo mismo la presión del evaporador y obliga a la presión del condensador que haga lo mismo.



Gráfico 4 Comportamiento del PAT del evaporador y condensador

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico 5 se muestra que, en una comparación del PAT del condensador con respecto a la entropía generada en el mismo componente, la tendencia no se comporta de la misma manera como en el gráfico 4 y esto se debe a la transferencia de calor, que existe entre el refrigerante y el medio ambiente, y a las caídas de presión que existen cuando fluye a través de este.

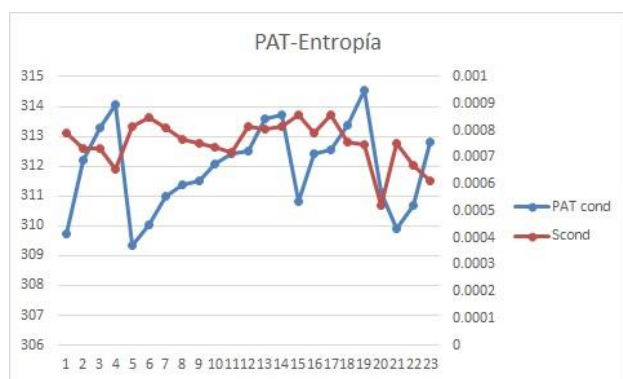


Gráfico 5 Comparación del PAT con respecto a la entropía generada en el condensador

Fuente: Elaboración Propia

En el gráfico 6 se muestra un comportamiento de gran interés, ya que nos indica que cuando el PAT aumenta la generación de entropía disminuye y el flujo de refrigerante aumenta, lo que es un punto por considerar en cuestiones de diseño para encontrar un punto de optimización durante el proceso de refrigeración.

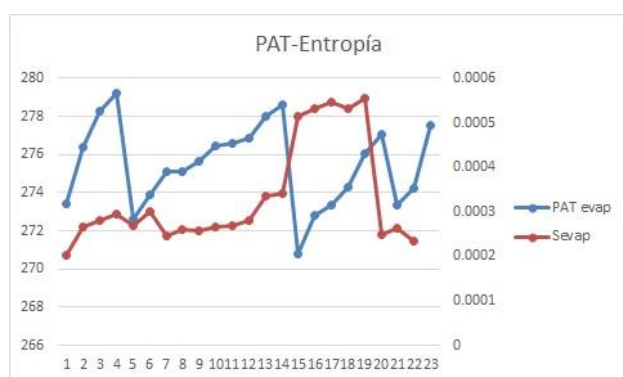


Gráfico 6 Comparación del PAT con respecto a la entropía generada en el evaporador

Fuente: Elaboración Propia

Conclusiones

El *PAT* para la disipación interna en un condensador puede entenderse por razones físicas simples y es que el calor generado por la disipación interna crea un mayor requisito de rechazo de calor en el condensador T_{cond} . Por lo tanto, el valor promedio del proceso en el condensador es el *PAT* apropiado, pero el valor de la generación de entropía tiende a aumentar. Para el evaporador, el *PAT* para la disipación interna estará compuesto por las debidas construcciones ponderadas por entropía, es decir que el *PAT* está relacionado con la generación de la entropía en un orden inverso, es decir que cuando el *PAT* aumenta la entropía disminuye, y por el contrario, cuando el *PAT* disminuye la generación de entropía aumenta.

Referencias

- [1] Beenon W L, Pham H M. Vapor-injected scroll compressor. *ASHRAE Journal*, 2003, 45(4): p. 22-27
- [2] Cho H, Chung J T, Kim Y. Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor. *International Journal of Refrigeration*, 2003, 26: p. 87-94
- [3] Ding Y J, Chai Q H, Ma G Y, et al. Experimental study of an improved air source heat pump. *Energy Conversion and Management*, 2004, 45: p. 2393-2403
- [4] Kondo S., Takizawa K., TokuhashK. i, Effects of temperature and humidity on the flammability limits of several 2L refrigerants, *J. Fluor. Chem.* 2012; 144: 130–136.
- [5] Qiu G., Meng X., Wu J., Density measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans- 1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)), *J. Chem. Thermodyn.* 2013; 60: 150–158.
- [6] X Meng., Qiu G., Wu J., AbdulagatoI M. v, Viscosity measurements for 2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) and trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (R1234ze(E)), *J. Chem. Thermodyn.* 2013; 63: 24–30.
- [7] Di Nicola G., Brandoni C., Di Nicola C., Giuliani G., Triple point measurements for alternative refrigerants, *J. Therm. Anal. Calorim.* 2012; 108: 627–631.
- [8] Fukuda S., Kondou C., Takata N., Koyama S., Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps, *Int. J. Refrig.* 2013; 40: 161–173.
- [9] Xu S X, Ma G Y, Working performance of R-32 two-stage compression system in domestic air-conditioner, *Energy and Buildings* 2015; 93: 324-331.
- [10] Yang M, Wang B L, Li X T, Shi W X, Zhang L, Evaluation of two-phase suction, liquid injection and two-phase injection for decreasing the discharge temperature of the R32 scroll compressor, *International Journal of Refrigeration* 2015; 59: 269-280.

[11] Dutta A., Yanagisawa T., Fukuta M., An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection, *International Journal of Refrigeration* 2001; 24: 577-587.

[12] Cho H., Chung J T, Kim Y., Influence of liquid refrigerant injection on the performance of an inverter-driven scroll compressor, *International Journal of Refrigeration* 2003; 26: 87-94.

[13] Navarro E., Redon A., Gonzalvez-Macia J., Martinez-Galvan I O, Corberan J M, Characterization of a vapor injection scroll compressor as a function of low, intermediate and high pressures and temperature conditions, *International Journal of Refrigeration* 2013; 36: 1821-1829.