

Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a

RANGEL-ROMERO, Carlos *†, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan

Universidad Tecnológica de Puebla

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

Resumen

En este trabajo se analizan las irreversibilidades generadas en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Para el estudio de las irreversibilidades se utilizó un flujo de agua de 0.5 L/s, 1.0 L/s y 1.1 L/s. El principio y metodologías de análisis de irreversibilidades están bien establecidos con el empleo de la primera y segunda ley de la termodinámica, con estas metodologías se pretende determinar el máximo rendimiento del sistema de refrigeración e identificar los sitios de degradación de energía. El análisis se efectuó a una misma carga térmica con diferentes flujos y el refrigerante empleado fue el R-134a. Este análisis de irreversibilidades del ciclo de refrigeración es realizada sobre el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión. Los resultados experimentales muestran que, para que el trabajo de compresión sea menor, depende de la densidad del refrigerante en la succión del compresor, la cual está ligada con la capacidad de absorción de calor por parte del refrigerante en el evaporador, lo que trae como consecuencia que las irreversibilidades disminuyan. Al comparar los resultados de los diferentes flujos de agua se obtiene la dirección para mejoras en el uso de la energía.

Irreversibilidad, R-134a, ciclo de refrigeración, trabajo de compresión

Abstract

This article discusses the irreversibilities which were generated by a mechanical vapor compression refrigeration system. For the study of the irreversibilities a water fluid of 0.5 L/s, 1.0 L/s and 1.1 L/s was used. The principle and analysis of irreversibilities methodologies are well established with the use of the first and second law of thermodynamics, these methodologies are intended to determine the maximum performance of the cooling system and identify degradation of energy sites. The analysis that was carried out had the same thermal load and the refrigerant was R-134a. This analysis of irreversibilities of the cycle of cooling was performed for the evaporator, compressor, condenser and valve of expansion. The experimental results showed that for a lower work of compression depends on the density of the refrigerant in the suction of the compressor, which is linked with the capacity of absorption of heat by refrigerant in the evaporator, this brings as consequence the reduction of the irreversibilities. When are compared the results of the different water flows, the direction for improvements in the use of energy is obtained.

Irreversibility, R-134a, refrigeration cycle, compression work

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, CARBAJAL-SALAZAR, Emilio y RODRIGUEZ-CANDELARIO, Jordan. Análisis de irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con R-134a. Revista de Sistemas Experimentales. 2017. 4-11: 42-52.

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

†Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Hoy día, es necesario hacer frente al incesante aumento de consumo de energía debido a la escasez de fuentes y recursos no renovables. 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. Existen diversos parámetros que deben estar claros a la hora de realizar un diseño o evaluación de este tipo, por ejemplo, es fundamental conocer la situación y condiciones en su real dimensión, como pueden ser la cantidad a ahorrar y el volumen de los consumos, lo cual requiere una medición o evaluación objetiva de los procesos energéticos que intervengan, para así esbozar de manera más real, con respecto a ciclos de refrigeración ideales, las tecnologías o metodologías a emplear [10].

Los procesos termodinámicos en los sistemas de refrigeración liberan gran cantidad de calor al medio ambiente. En la transferencia de calor, entre el sistema y el entorno, tiene lugar una diferencia de temperatura finita, que es una fuente importante de irreversibilidad para el ciclo[3],[4]. La irreversibilidad hace que el rendimiento del sistema se degrade. Las pérdidas en el ciclo se necesitan evaluar considerando los procesos termodinámicos individuales que componen al ciclo.

En primer lugar, el análisis con la primera ley de la termodinámica sigue siendo el método más comúnmente utilizado, la cual solo se refiere a la conservación de la energía, y no da ninguna información sobre cómo, dónde y hasta qué punto el rendimiento del sistema se degrada. En segundo lugar, la segunda ley de la termodinámica es una herramienta en el diseño, optimización y evaluación del desempeño de los sistemas energéticos[6].

Con estas dos leyes, el principio y las metodologías de análisis de irreversibilidades están bien establecidos. En el presente trabajo se analizan las irreversibilidades originadas en el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor. El análisis teórico se fundamenta en la aplicación de la primera y segunda ley de la termodinámica, dicho análisis se aplicó en el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor experimental instalado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP) de la SEPI-ESIME IPN.

En este análisis se hicieron circular tres diferentes flujos de agua a través del evaporador, que son 0.5, 1.0 y 1.1 L/s, la duración de cada prueba experimental es de 2 horas. Durante la prueba experimental se encontró un punto de operación óptimo en el que se tiene la menor irreversibilidad en todo el sistema de refrigeración durante las dos horas de la prueba experimental.

Análisis termodinámico del ciclo de refrigeración

A continuación se describe el procedimiento que se sigue para realizar el análisis termodinámico del ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor. Para el ciclo real de refrigeración se realizan los cálculos de balance de energía, de flujo másico, de la potencia suministrada al compresor, del Coeficiente de Operación (COP) y las irreversibilidades generadas en el sistema[6],[7].

El COP se define como la carga térmica entre el flujo de energía suministrada en forma mecánica a través del compresor[2].

El COP es un parámetro útil para evaluar el comportamiento del sistema de refrigeración, porque representa el número de unidades de refrigeración que se logran por unidad de energía suministrada [5], [8].

Los ciclos reales de refrigeración por compresión mecánica de vapor difieren de los ciclos ideales debido a las irreversibilidades que se generan en los diferentes equipos del sistema. La fricción del refrigerante, al circular por los componentes del sistema de refrigeración, produce caídas de presión y las diferencias de temperaturas, entre el refrigerante y el medio con el que intercambia calor, producen irreversibilidades [10],[12].

Las irreversibilidades, aunque no se pueden evitar, se deben de reducir a un valor mínimo, porque traen como consecuencia la necesidad del suministro de una potencia adicional para lograr la refrigeración deseada, ya que mientras las irreversibilidades aumenten también sucede lo mismo con la potencia suministrada al compresor.

La carga térmica, que es el flujo de calor que el refrigerante absorbe en el evaporador, en este caso del agua que circula desde un depósito, se expresa de la siguiente manera:

$$Q_0 = mC_p\Delta T \quad (1)$$

Donde Q_0 es la carga térmica del agua a enfriar. El flujo másico del agua corresponde a m , C_p es el calor específico a presión constante del agua y ΔT es la diferencia de temperatura del agua a la entrada y la salida del evaporador.

El análisis termodinámico, correspondiente a los diferentes procesos que ocurren en el sistema de refrigeración real [5],[6], se indica a continuación, para ello se recurre al ciclo mostrado en la figura 1.

Proceso de compresión (etapa 1'-2)

En este proceso el refrigerante entra al compresor como vapor sobrecalentado y se comprime mediante el suministro de trabajo mecánico. El proceso es politrópico, donde la generación de entropía es causada por la fricción del refrigerante con los elementos mecánicos y por la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio ambiente. Para el análisis termodinámico, se tiene:

Con la Primera ley:

$$Q_{1'-2} = m_r(h_2 - h_{1'}) + W_{1'-2} \quad (2)$$

Donde las entalpías a la entrada y la salida del compresor son $h_{1'}$ y h_2 , respectivamente. $W_{1'-2}$ es el trabajo suministrado por el motor eléctrico. Siendo $Q_{1'-2}$ la carga térmica generada en el compresor.

El trabajo de compresión W_c se determina por medio de las diferencias de entalpía en el compresor, esto es:

$$W_c = h_2 - h_{1'} \quad (3)$$

Con la Segunda ley:

$$S_{1'-2} = m_r(S_2 - S_{1'}) - \frac{Q_{1'-2}}{T_0} \quad (4)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del compresor son $S_{1'}$ y S_2 , respectivamente. Siendo $S_{1'-2}$ la entropía generada en el compresor. Aquí la irreversibilidad, I_{comp} , en el compresor se obtiene por medio de:

$$I_{comp} = S_{1'-2} \cdot T_0 \quad (5)$$

Proceso de condensación (etapa 2'-3)

El refrigerante entra al condensador como vapor sobrecalentado y cambia de fase hasta alcanzar el estado de líquido subenfriado. La generación de entropía, que se presentan en el condensador, es causada por la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio ambiente, así como también por la caída de presión del refrigerante. El cálculo de las irreversibilidades generadas se obtiene con las siguientes ecuaciones.

Con la Primera ley:

$$Q_{2'-3} = m_r(h_{2'} - h_3) \quad (6)$$

Las entalpías a la entrada y la salida del condensador son $h_{2'}$ y h_3 , respectivamente. $Q_{2'-3}$ es la carga térmica en el condensador.

Con la Segunda ley:

$$S_{2'-3} = m_r(S_{2'} - S_3) - \left(\frac{Q_{2'-3}}{T_0}\right) \quad (7)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del condensador son $S_{2'}$ y S_3 , respectivamente. Siendo $S_{2'-3}$ es la entropía generada en el condensador. La irreversibilidad en el condensador, I_{cond} , es:

$$I_{cond} = S_{2'-3} \cdot T_0 \quad (8)$$

Proceso de expansión (etapa 3'-4)

Este proceso ocurre a entalpía constante, por lo que, la entalpía de entrada es igual a la entalpía de salida. Las irreversibilidades en la válvula de expansión se hallan con las siguientes ecuaciones.

Con la Primera ley:

$$Q_{4-3'} = m_r(h_4 - h_{3'}) = 0 \quad (9)$$

Las entalpías a la entrada y la salida de la válvula de expansión son $h_{3'}$ y h_4 , respectivamente. $Q_{4-3'}$ es la carga térmica en la válvula de expansión.

Con la Segunda ley:

$$S_{4-3'} = m_r(S_4 - S_{3'}) \quad (10)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida de la válvula de expansión son $S_{3'}$ y S_4 , respectivamente. $S_{4-3'}$ es la entropía generada en la válvula de expansión. La irreversibilidad en la válvula de expansión, I_V , es:

$$I_V = S_{4-3'} \cdot T_0 \quad (11)$$

Proceso de evaporación (etapa 4'-1)

En este proceso el refrigerante entra al evaporador como mezcla líquido-vapor a una baja temperatura y baja presión. Conforme el refrigerante absorbe calor, del flujo de agua, se evapora y sale del evaporador como vapor sobrecalentado.

La carga térmica en el evaporador queda como:

$$Q_{4'-1} = m_r(h_1 - h_{4'}) = Q_0 \quad (12)$$

Donde m_r es el flujo másico del refrigerante. Las entalpías a la entrada y la salida del evaporador son h_1 y $h_{4'}$, respectivamente. El efecto refrigerante, ER, se determina por medio de las diferencias de entalpía en el evaporador, esto es:

$$ER = h_1 - h_{4'} \quad (13)$$

El flujo de refrigerante que se requiere hacer circular para absorber el flujo de calor del agua, en el evaporador, se obtiene de:

$$m_r = \left[\frac{Q_0}{(h_1 - h_{4'})} \right] \quad (14)$$

Con la segunda ley aplicada en la transferencia de calor entre el refrigerante y el agua que circula en el evaporador, así como también de la caída de presión, se tiene:

$$S_{4'-1} = m_r(S_1 - S_{4'}) - \left(\frac{Q_{4'-1}}{T_R} \right) \quad (15)$$

Donde las entropías a la entrada y la salida del evaporador son S_1 y $S_{4'}$, respectivamente, T_R es la temperatura promedio del agua circulante y, la entropía generada en el evaporador es $S_{4'-1}$. Para la obtención de la irreversibilidad en el evaporador (I_e) se emplea la siguiente ecuación.

$$I_e = S_{4'-1} \cdot T_0 \quad (16)$$

Donde T_0 es la temperatura del medio ambiente. Con el cálculo de las irreversibilidades se puede apreciar que componente tiene la mayor irreversibilidad generada en el sistema de refrigeración, con lo que se hará el análisis del sistema variando el flujo de agua a enfriar. El análisis de la irreversibilidad total generada se hace comparando con la energía suministrada al motor eléctrico.

Una vez que se tienen calculadas las irreversibilidades generadas en los componentes del sistema de refrigeración, se hace un análisis del ciclo del refrigerante para observar su comportamiento. Para completar este análisis termodinámico, se presentan las siguientes consideraciones: El COP real se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$COP_{REAL} = \frac{Q_0}{P_{Eléctrica}} \quad (17)$$

La potencia eléctrica consumida se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$P_{Eléctrica} = \sqrt{3} V I \cos \varphi \quad (18)$$

Siendo el voltaje y la corriente suministrados al motor V e I , respectivamente. El desfase entre ambos en la línea de alimentación está dada por φ . El procedimiento de análisis de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, desarrollado antes, es útil porque sirve para poder determinar el comportamiento del ciclo de refrigeración, así como del funcionamiento de los dispositivos del sistema, ya que con este análisis se tienen las herramientas suficientes para poder tomar una decisión acerca del reemplazo de los dispositivos del sistema [6],[11]. También, mediante este análisis, se encuentra el punto óptimo de operación.

Desarrollo de la experimentación

En el diagrama de la figura 1 se muestran los componentes del sistema de refrigeración empleado. Para poner en funcionamiento el sistema se encienden dos motores eléctricos, uno en el compresor para que el refrigerante circule por los componentes y otro para una bomba que hace fluir agua a través del evaporador con retorno a un depósito.

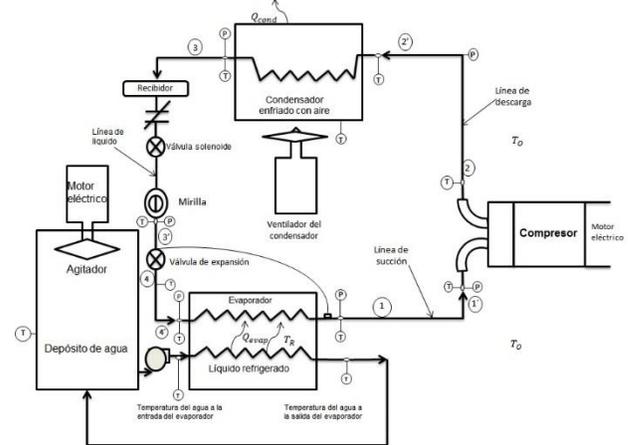


Figura 1 Componentes del sistema de refrigeración empleado

Con respecto al refrigerante para tener las lecturas de presión y temperatura se colocaron termopares a la entrada y salida de cada componente teniendo las siguientes características: Los termopares, elegidos por su capacidad de respuesta, son del tipo CO3-T Marca Omega de cobre constantan que tiene un rango de medición de temperatura de -185 a 298 °C, adecuado para registrar las temperaturas en el proceso de refrigeración.

Para medir la presión se emplearon 6 transductores de presión, 3 para el lado de baja presión y 3 para el lado de alta presión, para los de baja presión se usaron transductores de la marca Endress Hauser con rango de operación de 0-6 bar de presión absoluta, y para los de alta presión se usaron transductores de la misma marca pero con rango de 0-16 bar de presión absoluta.

El lado de baja presión comprende de la salida de la válvula de expansión hasta la entrada del compresor, y el lado de alta presión es de la descarga del compresor hasta la entrada de la válvula de expansión.

Los datos de presión y temperatura del refrigerante se concentran en un equipo de cómputo cada minuto durante las dos horas que abarca la experimentación, posteriormente se emplean las tablas termodinámicas [5] para obtener los datos de entropía, entalpía y volumen específico.

Con estos datos y las ecuaciones previamente establecidas se calculan las irreversibilidades. Con lo que respecta a la tubería del agua se cuenta con dos termómetros digitales, con una resolución de 0.01 °C y un rango de -20 a 120°C, para tomar datos a la entrada y salida del evaporador.

Cada experimento se repitió 3 veces para validar los resultados. El procedimiento que se siguió para cada prueba fue el que se indica a continuación:

1. Para iniciar cada experimento, se toma la temperatura del agua contenida en el depósito con un termómetro de mercurio con rango 0 a 50°C. El experimento se inicia cuando la temperatura del agua no sea mayor que la temperatura del medio ambiente, porque si la temperatura del agua es mayor a la del medio ambiente, no se estaría haciendo refrigeración mecánica sino refrigeración natural, al transmitir calor al medio ambiente. La temperatura del medio ambiente se tomó con un termómetro digital colocado fuera del sistema experimental.

2. Cuando se comprueba que la temperatura del agua a enfriar es menor o igual a la temperatura del medio ambiente, se procede a colocar los termómetros en el depósito de agua y a la salida del condensador, para tomar la temperatura del aire a la salida del condensador, ya que el programa de cómputo únicamente toma las lecturas directamente del refrigerante (presiones y temperaturas). También, se instala el multímetro y el voltímetro para tomar la lectura de la energía consumida por el motor eléctrico del compresor.

3. Se enciende el equipo de cómputo para que adquiera las lecturas de temperaturas y presiones del refrigerante, que son medidas por termopares y transductores de presión respectivamente. Al inicio de la prueba experimental, las lecturas de temperaturas deben ser iguales a la temperatura del medio ambiente, y las lecturas de las presiones deberán indicar que es mayor la del lado de alta que la del lado de baja. Con esto se comprueba que los instrumentos de medición se encuentran en buen estado.

4. Las lecturas de temperaturas y presiones las adquiere el equipo de cómputo cada 60 segundos y las promedia cada 5 minutos, agregándose en forma manual también las lecturas adicionales como son las temperaturas del agua a la entrada y salida del evaporador, la temperatura de agua en el depósito, las temperaturas del medio ambiente y a la salida del condensador y los valores de diferencia de potencial, corriente eléctrica, potencia activa y potencia aparente. Todos estos valores se almacenan en un archivo durante el desarrollo experimental.

Como ejemplo del comportamiento del sistema de refrigeración, a continuación se señalan los datos de una corrida.

La diferencia de temperaturas del refrigerante entre la entrada y la salida del evaporador es mayor que al final del experimento. Se observa que estos valores van disminuyendo; inician en 7.28 y 11.55 °C respectivamente, por lo que la diferencia es de 4.27 °C, y terminan en 0.45 y 2.73 °C y su diferencia es de 2.28 °C. En la succión del compresor el valor de la temperatura del refrigerante se encuentra entre 18.4 y 19 °C durante el experimento. La temperatura del refrigerante a la descarga del compresor disminuye ligeramente durante la duración del experimento; inició en 65°C y terminó en 62 °C.

La disminución de la temperatura entre la descarga del compresor y la entrada al condensador se debe a que el refrigerante transmite calor hacia el medio ambiente en la línea de descarga. La temperatura del refrigerante al salir del condensador continúa siendo mayor que la del medio ambiente y por esta razón disminuye la temperatura del refrigerante en la línea de líquido, el refrigerante entra a la válvula de expansión como líquido subenfriado a alta temperatura.

Los valores de temperatura del refrigerante, a la entrada de la válvula de expansión, fueron, al inicio de 35.7 °C y al final de 30.5 °C.

En el evaporador existe una caída de presión del refrigerante, cuyos valores fueron de 409-399 kPa, al inicio del experimento, y de 320-314 kPa, al final del experimento. Así, la caída de presión en el evaporador varió de 10 a 6 kPa. El mayor valor de la presión corresponde a la descarga del compresor y esto se debe a que el compresor es el equipo destinado a mantener la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador, además de compensar las diversas caídas de presión; aun así, se observa que esta presión disminuye durante el desarrollo del experimento, iniciando con un valor de 1401 kPa y terminando con un valor de 1363 kPa, aunque se llegan a presentar valores menores en etapas intermedias, que llegan hasta 1039 kPa.

La caída de presión del condensador se ubica entre 180 y 200 kPa. Es en la válvula de expansión en donde ocurre la mayor caída de presión; esta se sitúa entre 800 kPa y 830 kPa. Se observa que la presión en la descarga del compresor no se comporta de manera lineal, como en el caso de la descarga del condensador, y de la entrada de la válvula de expansión.

El comportamiento del refrigerante en el evaporador, presenta una ligera caída de presión, tanto en la entrada como en la salida del evaporador. Posteriormente, el refrigerante tiene una caída de presión adicional entre la salida del evaporador y la succión del compresor, que sigue la tendencia del comportamiento en el evaporador. Es en la succión del compresor en donde se presenta el menor valor de la presión del refrigerante. En el compresor la presión del refrigerante aumenta hasta un valor cercano a 1000 kPa, con respecto a la presión de succión del compresor.

Al inicio del experimento, la temperatura del agua fue de 20 °C, tanto en el depósito y en la entrada del evaporador. La diferencia de temperatura del agua entre la entrada y salida del evaporador al inicio del experimento fue de 1°C y posteriormente se mantuvo entre 2 y 2.5 °C.

La temperatura final del agua en el depósito fue de 12 °C, aunque salió del evaporador a 9.5 °C. Durante el experimento, la temperatura del medio ambiente varió de 23 a 26 °C.

Análisis de resultados

Es importante mencionar que para el análisis únicamente se toma en cuenta una carga térmica a 4.6 kW para los tres flujos de agua. Asimismo, el análisis de las irreversibilidades únicamente se realiza a los principales dispositivos que son el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

Para mostrar en qué punto se obtuvo el mayor valor de COP_{REAL} se aplicó la ecuación 17, y se denota en los siguientes gráficos con la letra A.

Al emplear la ecuación 16 que es la irreversibilidad generada en el evaporador y compararla con respecto a la ecuación 13 que es el efecto refrigerante se encuentra que, a menor efecto refrigerante hay una menor irreversibilidad como se observa en el gráfico 1, lo cual es más notorio cuando se emplea un flujo de agua a 1.1 L/s.

Cabe hacer notar que el COP_{REAL} máximo no coincide con el menor efecto refrigerante y por ende con la menor irreversibilidad.

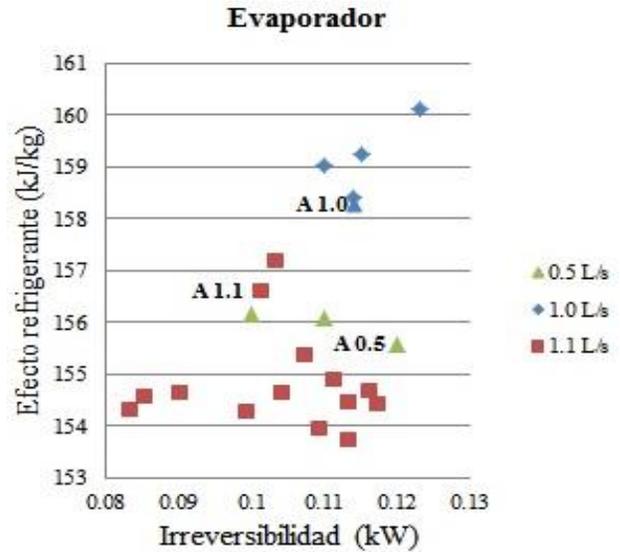


Gráfico 1 Irreversibilidad vs efecto refrigerante

Por otro lado, al graficar la ecuación 13 con respecto a la ecuación 14, se muestra que sí se aumenta el flujo del refrigerante se reduce el efecto refrigerante, como se observa en el gráfico 2. Al presentarse esta condición se consigue, en consecuencia, una menor irreversibilidad en el evaporador

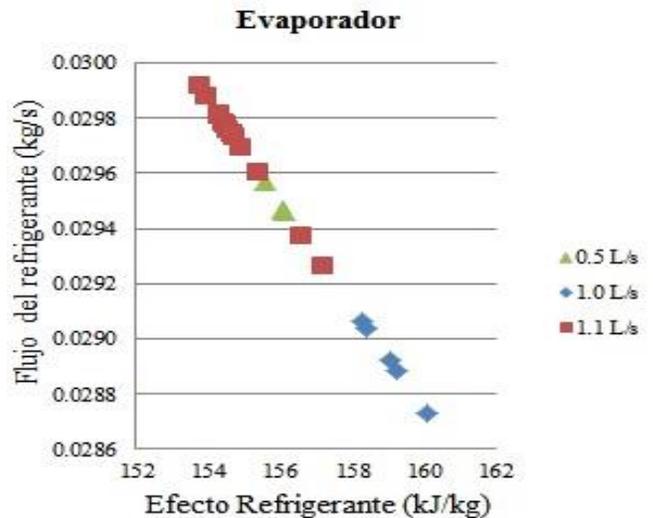


Gráfico 2 Flujo del refrigerante vs efecto refrigerante

Al graficar la ecuación 16 con respecto a la ecuación 17 se confirma que a menor efecto refrigerante menor irreversibilidad, aunque no se obtenga el máximo COP_{REAL} en el evaporador como lo muestra en el gráfico 3.

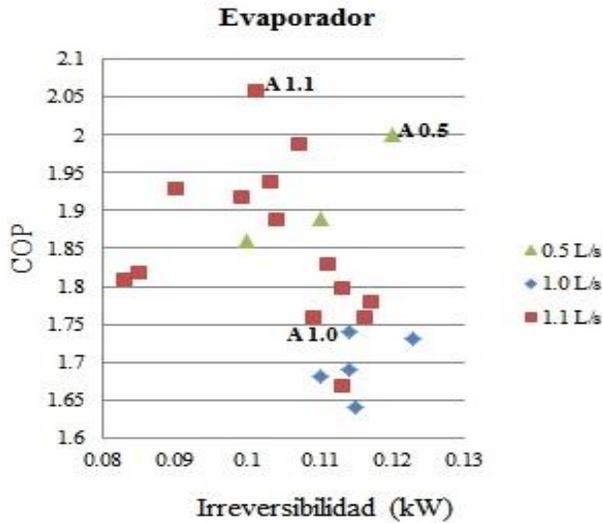


Gráfico 3 COP vs irreversibilidad del evaporador

Ahora, al graficar la ecuación 3 con respecto a la ecuación 14 se observa que, a mayor flujo de refrigerante es menor el trabajo de compresión como lo muestra el gráfico 4. Al conseguir un trabajo menor en el compresor se reducen las irreversibilidades, lo que se obtiene al graficar la ecuación 3 con respecto a la ecuación 5, lo cual se muestra el gráfico 5.

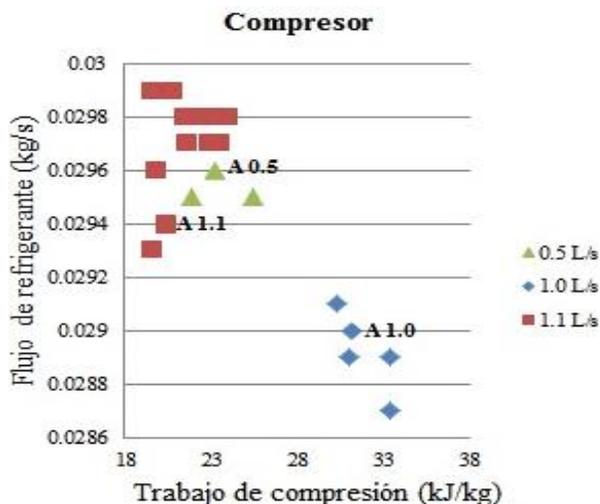


Gráfico 4 Flujo del refrigerante vs trabajo de compresión.

En el caso del compresor es esperado que la menor irreversibilidad corresponda con el máximo COP_{REAL} a consecuencia de la potencia suministrada al motor eléctrico, como se observa en el gráfico 6. También en este gráfico se muestra que el peor flujo, en términos de la irreversibilidad, es el de 1.0 L/s, con lo cual, al saber que en el compresor se concentra el mayor porcentaje de irreversibilidades generadas en el sistema, resulta que dicho flujo fue el peor en estas pruebas.

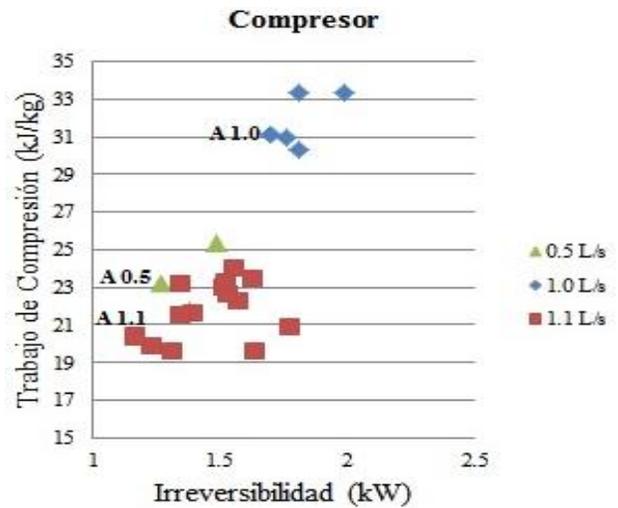


Gráfico 5 Flujo del refrigerante vs Irreversibilidad

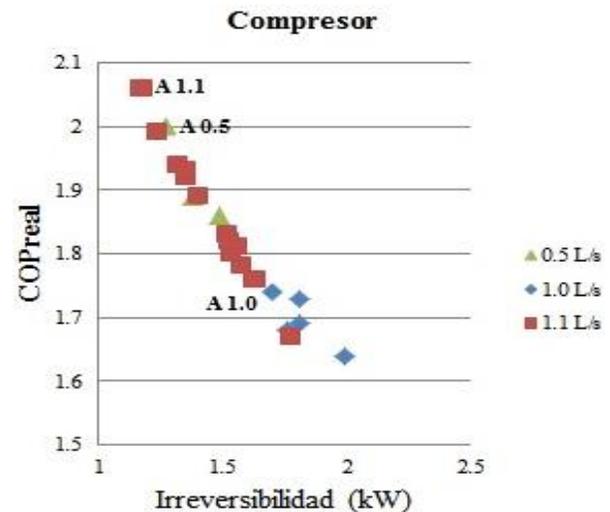


Gráfico 6 COP vs irreversibilidad del compresor.

Con respecto al cambio de fase en el condensador, para pasar de vapor sobrecalentado a líquido saturado se obtuvo que, a una menor temperatura de condensación se presente una mayor carga térmica, como lo muestra el gráfico 7. Esto es importante, porque se encontró que a menor carga térmica hay una menor irreversibilidad, como se observa en el gráfico 8.

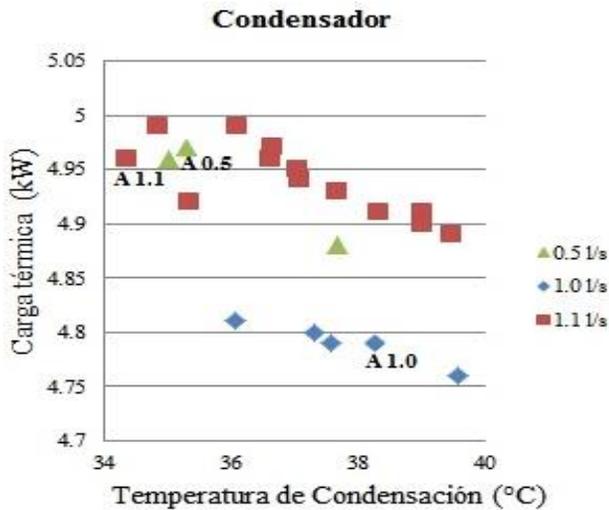


Gráfico 7 Carga térmica vs temperatura de condensación

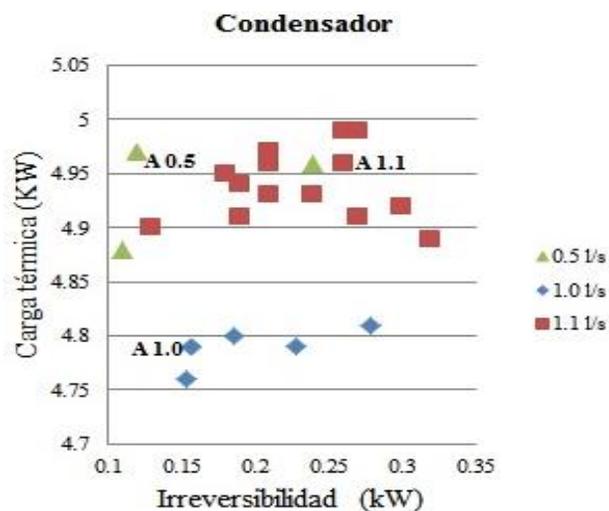
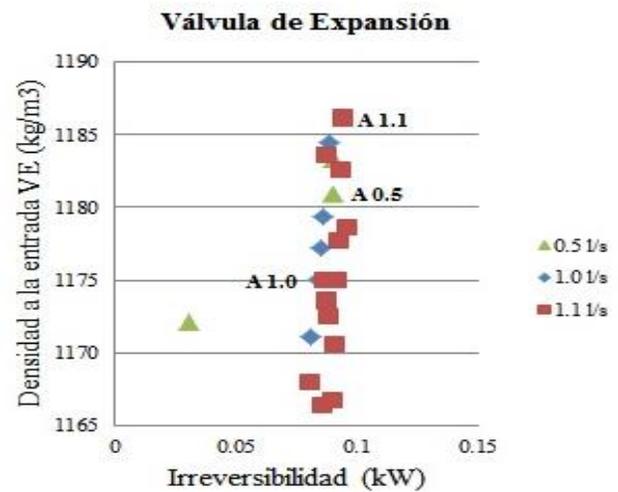


Gráfico 8 Carga térmica vs irreversibilidad del condensador

Con respecto a la válvula de expansión, lo que muestra el gráfico 9, indica que los valores de las irreversibilidades son los más pequeños con respecto a los demás componentes del sistema de refrigeración. Además, no se halló un comportamiento claro de este componente y por lo mismo la forma de cómo se podría reducir la irreversibilidad.

Conclusiones

A pesar de que en el compresor se presenta la mayor aportación de irreversibilidad del sistema, se considera importante en términos del ahorro de energía y económico, buscar la reducción de las irreversibilidades en los otros componentes, sobre todo en el condensador y el evaporador.



En el condensador es posible reducir la irreversibilidad con un menor calor de absorción en el cambio de fase. Mientras en el evaporador se conseguiría una reducción del efecto refrigerante. De los tres flujos de agua estudiados, el de 1.0 L/s, resultó con la peor irreversibilidad generada en el sistema, lo cual implica un mayor consumo de potencia. Esto obliga a que en los sistemas de refrigeración se deban determinar los rangos del flujo (o de la carga térmica en un espacio a enfriar) en los cuáles se pueda operar con menor consumo energético.

Referencias

- [1]. Ahmadi P., Dincer I., Rosen M. A. (2013). Thermodynamic modeling and multi-objective evolutionary-based optimization of a new multigeneration energy system. *Energy Conversion and Management*, Vol. 76. pp. 282–300.
- [2]. Ahmed B., Zubair S.M. (2011). Performance degradation of a vapour compression refrigeration system under fouled conditions. *International Journal of Refrigeration*. Vol. 34. pp. 1016-1027.
- [3]. Anand S., Tyagi S.K. (2012). Exergy analysis and experimental study of a vapor compression refrigeration cycle. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. Vol. 110. pp. 961–971.
- [4]. Ansari N., Yadav B., Kumar J. (2012). Theoretical exergy analysis of HFO-1234yf and HFO-1234ze as an alternative replacement of HFC-134a in simple vapour compression refrigeration system. *International Journal of Scientific Engineering Research*. Vol. 4 (8). pp. 137–144.
- [5]. ASHRAE Technical Committees and Task Groups. (1997). *ASHRAE Handbook fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Chapter 19.
- [6]. Bahman A., Groll E. (2016). Second-law analysis to improve the energy efficiency of environmental control unit. 16th International refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14 2016.
- [7]. Chandrasekharan M. (2014). Exergy analysis of vapor compression refrigeration system using R12 and R134a as refrigerants. *International Journal of Students' Research in Technology & Management*. Vol. 2 (04). pp. 134-139.
- [8]. Fenga H., Chena L., Suna F., Wu. Ch. (2011). Heating load and COP optimisations for a universal steady flow endoreversible heat pump model. *International Journal of Ambient Energy* Vol. 32 (2). pp. 70–77.
- [9]. Nawaz Md., Mamoon Md., Ashar Md., Zafar A. (2015). Energy and exergy analysis of vapour compression refrigeration system with R12, R22, R134a. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* Volume 5, Issue 3 March 2015. pp. 210-216.
- [10]. Yadav P., Sharma A. (2015). Exergy analysis of R134a based vapour compression refrigeration tutor. *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*. National Conference on Advances in Engineering, Technology & Management (AETM'15). pp. 73- 77.
- [11]. Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 60: pp. 26-37.
- Yataganbaba A., Kilicarslan A., Kurtbas I. (2015). Irreversibility analysis of a two-evaporator vapour compression refrigeration system. *International Journal of Exergy*. Vol. 18, No. 3. pp. 340-355.