

EVALUACIÓN EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA QUÍMICA DE LA UNIVERSIDAD DE CARABOBO

Martínez, Alberto¹; Mujica, Viky²

¹Departamento de Física. ²Escuela de Ingeniería Química. Facultad de Ingeniería.

Universidad de Carabobo. Valencia-Venezuela.

E-mail: mmae1983@hotmail.com

RECIBIDO FEBRERO 2014

ACEPTADO MAYO 2014

Resumen: Se ejecutó una evaluación exergética del equipo de refrigeración por compresión de vapor operando con refrigerante R-134a, válvula de expansión termostática, convección forzada en la cava y termostato en posiciones 1, 3, 4, 5; obteniendo menor decremento de disponibilidad e irreversibilidad y mayor eficiencia exergética cuando el termostato está en posición 5. Se evidenció que el compresor y evaporador presentan altos valores de exergía destruida, debido al rozamiento del fluido, transferencia interna de calor y diferencia de temperatura entre aire y refrigerante. El máximo aprovechamiento en el funcionamiento del equipo ocurre cuando opera en la posición 5, lográndose obtener temperaturas menores en el interior de la cava de refrigeración, en el rango de -11°C hasta -7°C . Mediante la eficiencia de segunda ley, se obtuvo el mayor rendimiento para la posición 5 (31,40%) y el menor para la posición 1 (12,13%).

Palabras clave: Exergía, operación, temperatura, eficiencia.

EXERGY EVALUATION OF THE VAPOR-COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE AT THE CHEMICAL ENGINEERING LABORATORY OF CARABOBO UNIVERSITY

Abstract: Exergy evaluation of the vapor-compression refrigeration unit was performed operating with R-134a refrigerant, a thermostatic expansion valve, forced convection in the cellar and thermostat in positions 1, 3, 4, 5; getting a smaller decrease of availability and irreversibility and exergy efficiency with the thermostat in the 5th position. It was evident that the compressor and evaporator have high values of exergy destruction due to fluid friction, and a difference in internal heat transfer temperature between air and refrigerant. Greater optimization in unit operation occurs when operating in the 5th position, reaching lower temperatures inside the cooling cellar, in the range of -11°C to -7°C . By means of the second law efficiency, the highest yield was obtained for position 5 (31.40%) and lowest for the 1 (12.13%).

Key words: Exergy, operation, temperature, efficiency.

INTRODUCCIÓN

El proceso de refrigeración se basa en el transporte de energía térmica desde un foco a baja temperatura a otro de alta temperatura, siendo necesario el aporte de energía donde un fluido refrigerante experimenta una serie de transformaciones termodinámicas a lo largo de un determinado ciclo de funcionamiento. Los métodos empleados para mantener un espacio refrigerado se basan generalmente en sistemas mecánicos de compresión de vapor, medios termoeléctricos y expansión de gases comprimidos, entre otros; los cuales constituyen diferentes alternativas para las aplicaciones donde este procedimiento es de utilidad.

La investigación se centra en la evaluación exergética del equipo de refrigeración por compresión de vapor con fines didácticos instalado en el Laboratorio de Ingeniería Química de la Universidad de Carabobo, requiriéndose un diagnóstico inicial que involucra: balance de exergía, análisis de disponibilidad, irreversibilidad y tasa de desempeño. Dicha evaluación proporciona criterios objetivos para analizar, desde el punto de vista exergético, una instalación frigorífica a escala piloto, considerando los consumos de energía existentes en la misma, así como sus transformaciones.

Igualmente, el análisis exergético del mencionado ciclo permite conocer cuál es su potencial de trabajo, es decir, la cantidad de energía que puede extraerse como trabajo útil. Obviamente, el resto de la energía a la larga se descartará, por lo cual no valdrá la pena considerarla. Por ello, es deseable conocer los valores de la exergía, pues la misma permite determinar el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía en cierto estado especificado.

El presente estudio constituye un aporte en el área de termodinámica, lo cual proporcionará mayor información en la misma y una documentación experimental de los procesos que intervienen en el funcionamiento de un ciclo de refrigeración. Además, desde el punto de vista teórico, se realizan comparaciones a partir de información experimental sobre: disponibilidad, tasa de irreversibilidades y aprovechamiento a diferentes condiciones de operación, analizando su influencia en el funcionamiento del ciclo de refrigeración en estudio.

DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

Aplicación de un balance de exergía en la instalación estudiada a diferentes condiciones de operación

Se realizaron ensayos experimentales, los cuales consistieron en variar la temperatura de la cava a través de la posición del dial en el termostato. También, se obtuvo la temperatura de pared externa en el compresor en seis

puntos diferentes de la periferia de éste, cuyos valores fueron promediados con el fin de determinar el calor rechazado por dicha unidad.

El enfriamiento del compresor se lleva a cabo mediante una convección forzada proporcionada por un pequeño ventilador ubicado en la parte posterior del compresor. La estimación del calor rechazado por el compresor se realizó mediante la siguiente ecuación (Herrera y Tejera, 2003):

$$Q_{RC} = \frac{k}{D_c} 0,37 \left(\frac{v_e D_c}{\nu} \right)^{0,6} A_c (T_w - T_{amb}) \quad (1)$$

Donde:

Q_{RC} : Calor rechazado por el compresor, W

D_c : Diámetro del compresor, 0,199 m

v_e : Velocidad del aire impulsado por el ventilador que llega al compresor, m/s

A_c : Área del compresor, 0,124 m²

ν : Viscosidad cinemática, m²/s

T_w : Temperatura de pared externa en la carcasa del compresor, °C

T_{amb} : Temperatura ambiente, °C

k : Conductividad térmica del fluido, W/ °C

El flujo másico de refrigerante que circula por el ciclo se determinó aplicando la primera ley de la termodinámica en el compresor, sin considerar los efectos de la energía cinética y potencial; ya que los diámetros de tubería en la succión y descarga del mismo son aproximadamente iguales, lo que trae como consecuencia que las velocidades sean bastante similares.

El calor liberado en el condensador se determinó también aplicando la primera ley de la termodinámica, sin considerar los efectos de la energía cinética y potencial, por las razones señaladas anteriormente. De manera similar se estima la transferencia de calor en el evaporador.

Se realizó el balance de exergía para cada uno de los componentes de la instalación frigorífica, tal como se muestra en la ecuación (2), con la finalidad de cuantificar las pérdidas, es decir, la exergía destruida.

$$\sum \left(1 - \frac{T_o}{T_k} \right) Q_k - [W - P_o (V_2 - V_1)] + \sum \dot{m}_i a_{fi} - \sum \dot{m}_e a_{fe} - X_{destruida} = (X_2 - X_1)_{vc} \quad (2)$$

Donde:

T : Temperatura del sistema, K

T_o : Temperatura ambiente, K

Q : Interacción de calor, W

W : Trabajo del sistema, J

P_o : Presión en el estado muerto, Pa

V_2 : Volumen final del sistema, m³

V_1 : Volumen inicial del sistema, m³

\dot{m} : Flujo másico, kg/s

a_f : Exergía por flujo específica, kJ/kg

$X_{\text{destruida}}$: Exergía destruida, W

$(X_2 - X_1)_{vc}$: Cambio de exergía en el volumen de control entre el estado final e inicial respectivamente, W

Los subíndices son:

k: Unidad donde ocurre la transferencia de calor

i: Salida

e: Entrada

También, se determinó la transferencia de exergía destruida total como la suma de la destrucción de la exergía de los procesos que componen el ciclo, de acuerdo a lo indicado en la ecuación (3).

$$X_{\text{destTotal}} = \sum_{i=1}^4 X_{\text{dest},i} \quad (3)$$

Donde:

$X_{\text{destTotal}}$: Exergía destruida total, W

$X_{\text{dest},i}$: Exergía destruida por cada componente del proceso, W

Luego, se calculó la destrucción total de la exergía para el proceso global por medio de la ecuación (4), con el fin de verificar las discrepancias obtenidas al emplear ambos métodos (Cengel y Boles, 2012).

$$X_{\text{destruida}} = T_o S_{\text{gen}} \geq 0 \quad (4)$$

Donde:

S_{gen} : Entropía generada, W/K

La entropía total generada durante el ciclo de refrigeración se estimó haciendo uso de la siguiente ecuación (Cengel y Boles, 2012):

$$S_{\text{gen}} = \sum \frac{Q_{\text{sale}}}{T_{\text{asale}}} - \sum \frac{Q_{\text{entra}}}{T_{\text{bentra}}} \quad (5)$$

Donde:

Q_{sale} : Calor rechazado por el sistema, W

Q_{entra} : Calor adicionado al sistema, W

T_a, T_b : Temperatura de la frontera del sistema donde es transferido el calor, K

Análisis de la disponibilidad al variar la posición del dial del termostato en la cava de enfriamiento

Una vez definidas las propiedades termodinámicas, se realizó un análisis del trabajo reversible máximo, el cual se obtiene anulando el término de exergía destruida del sistema (Cengel y Boles, 2012), resultando así la ecuación (6).

$$W_{\text{rev}} = \dot{m}[(h_{\text{entra}} - h_{\text{sale}}) - T_o(s_{\text{entra}} - s_{\text{sale}})] \quad (6)$$

Donde:

W_{rev} : Trabajo reversible, W
 h_{entra} : Entalpía a la entrada, kJ/kg
 h_{sale} : Entalpía a la salida, kJ/kg
 S_{entra} : Entropía a la entrada, kJ/kg
 S_{sale} : Entropía a la salida, kJ/kg

Determinación de la tasa de irreversibilidad en el sistema en estudio, al variar las posiciones el dial del termostato en la cava de enfriamiento

Se estimó la irreversibilidad para cada uno de los elementos que componen el ciclo de refrigeración; de este modo, se obtuvo la irreversibilidad total (Cengel y Boles, 2012), como se indica en la ecuación (7).

$$I_T = \sum_{i=1}^4 I_i \quad (7)$$

Donde:

I_i : Irreversibilidad en el componente i del sistema de refrigeración, W
 I_T : Irreversibilidad total del sistema de refrigeración, W

Para finalizar, se verifican las condiciones en donde existe mayor aprovechamiento del trabajo útil y se comparan los resultados obtenidos con el trabajo de investigadores en el área de la refrigeración.

Comparación de la tasa de desempeño del sistema en estudio al variar la posición del dial del termostato en la cava de enfriamiento

Para efectuar una comparación en el desempeño del equipo con respecto al máximo rendimiento que se puede obtener, es necesario estimar el coeficiente de funcionamiento real y de Carnot. La temperatura del foco de baja, corresponde al promedio entre las temperaturas máxima y mínima alcanzada en el interior de la cava para cada posición del dial del termostato; y el foco de alta temperatura será el ambiente circundante (Smith y otros, 2003).

Se estimó la eficiencia de segunda ley, que para el caso de dispositivos cíclicos como refrigeradores y bombas de calor, pueden expresarse en términos de los coeficientes de realización según la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2012).

$$\eta_{II} = \frac{COP_{Real}}{COP_{Carnot}} \quad (8)$$

Donde:

η_{II} : Eficiencia de segunda ley, adim
 COP_{Real} : Coeficiente de funcionamiento real del ciclo, adim

COP_{Carnot} : Coeficiente de funcionamiento reversible para el ciclo de Carnot, adim

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

Aplicación del balance de exergía en la instalación estudiada a diferentes condiciones de operación

En el compresor se evidenció la presencia de exergía asociada a la transferencia de masa de refrigerante que entra ($X_{m, \text{en}}$) y sale ($X_{m, \text{sale}}$) del equipo. De igual forma, se tiene la exergía debido al trabajo (X_W) en sentido entrante para el compresor, que corresponde numéricamente con la potencia consumida, la exergía por calor disipado al ambiente (X_Q) y el cambio en la exergía total del sistema (ΔX_S), que para procesos en estado estacionario, con velocidad de flujo estable y composición química constante es nulo.

Vale la pena destacar que en el compresor existen irreversibilidades como la fricción y transferencia de calor a través de una diferencia finita de temperaturas que producen una generación de entropía y cualquier fenómeno donde se genere entropía se destruye la exergía (Cengel y Boles, 2012), por ello se tiene el término de potencial perdido de trabajo o exergía destruida (X_{Dest}).

La energía cinética es una forma de energía mecánica, y por lo tanto puede transformarse en trabajo. El potencial de trabajo o exergía de la energía cinética (X_{ec}) de un sistema es igual a la energía cinética sin importar la temperatura o la presión del ambiente (Cengel y Boles, 2012). De igual forma, la energía potencial es una forma de energía mecánica y por ello puede convertirse enteramente en trabajo. Por lo tanto, la exergía de la energía potencial (X_{ep}) de un sistema es igual a la energía potencial misma sin importar la temperatura y presión del ambiente (Cengel y Boles, 2012).

Los comentarios realizados para el compresor, son igualmente válidos para el caso del evaporador y condensador, con la excepción de que en el evaporador y el condensador no existe transferencia de exergía por trabajo, debido a que son equipos que no involucran la generación o consumo de potencia.

Con respecto a la válvula de expansión termostática, los flujos de exergía asociados a este dispositivo de estrangulamiento corresponden con los observados en el evaporador y el condensador. Sin embargo, no se aprecia transferencia de exergía por calor, en virtud de que la válvula de estrangulamiento es un dispositivo pequeño y puede suponerse que el flujo a través de ella es adiabático puesto que no hay un tiempo suficiente ni un área bastante grande para que ocurra alguna transferencia efectiva de calor (Morán y Shapiro, 2004).

Al variar la posición del termostato de la cava que modifica la temperatura interna de la misma; así como, la variación de las presiones y

temperaturas a la entrada y salida de los elementos que forman el sistema en estudio, se obtienen los resultados que se muestran en la Tabla N° 1 para cada condición.

Tabla N° 1. Interacciones en el equipo de refrigeración para diferentes posiciones del dial del termostato

Ítem	Posición del termostato			
	1	3	4	5
Potencia del compresor, W	471,5	401,4	325,4	291,6
Calor en el condensador, W	1707,2	1225,7	977,6	850,6
Calor en el evaporador, W	1382,1	965,9	784,7	690,5
Calor rechazado por el compresor, W	146,2	141,6	132,1	131,5
Flujo másico de refrigerante, kg/s	0,0084	0,0060	0,0050	0,0043

El balance de exergía para cada uno de los equipos se aplica a efectuar ciertas consideraciones para el proceso de refrigeración por compresión de vapor, enlistándose como sigue:

- La temperatura en el estado muerto (T_o) es igual a 25°C.
- La exergía debido al cambio de la energía cinética se desprecia, debido a que la tubería utilizada en todo el sistema posee el mismo diámetro.
- La exergía asociada a la variación energía potencial se desprecia, ya que la altura entre la entrada y salida de la tubería de cada equipo resulta aproximadamente igual.
- La temperatura del foco de baja temperatura se consideró como la temperatura interna promedio de la cava en el encendido y apagado del equipo.
- La temperatura del foco de alta se consideró como la temperatura ambiente.

Al desarrollar el balance exergético asociado a los elementos de la instalación frigorífica, se obtienen los resultados mostrados en la Tabla N° 2; éstos corresponden con la transferencia de exergía por calor, trabajo y masa para cada unidad. La exergía debido al calor rechazado en el compresor y condensador para cada posición resultaron positivas, porque la temperatura de los alrededores y ambiente, respectivamente, son mayores a la temperatura estado muerto. En consecuencia, el sentido de la transferencia de exergía estará en la dirección del flujo de calor (Cengel y Boles, 2012).

Se observan valores de transferencia de exergía por calor en el condensador que varían desde 5,71 W a 5,67 W, siendo estos valores bajos en comparación con los obtenidos para el compresor y evaporador, debido a que la temperatura ambiente (26°C y 27°C) es aproximadamente igual a la temperatura del estado muerto (25°C). Para el compresor la exergía por trabajo viene representada por la potencia consumida.

Tabla N° 2. Transferencia de exergía en los diferentes equipos de la instalación frigorífica para distintas posiciones del termostato

Equipos	Posición del termostato	Transferencia de exergía, W			
		Calor	Trabajo	Masa	Destruída
Compresor	1	14,28	471,51	-355,19	102,04
	3	13,82	401,41	-247,93	139,65
	4	12,23	325,36	-213,00	100,13
	5	12,06	291,61	-181,84	97,71
Evaporador	1	-98,14	-	216,43	118,29
	3	-97,21	-	149,14	51,93
	4	-82,98	-	147,53	64,55
	5	-73,02	-	146,25	73,23
Condensador	1	5,71	-	93,36	87,68
	3	8,17	-	66,24	58,07
	4	6,52	-	54,54	48,12
	5	5,67	-	39,80	34,13
Válvula de expansión	1	-	-	45,52	45,52
	3	-	-	32,66	32,66
	4	-	-	27,70	27,70
	5	-	-	-4,22	-4,22

En el caso del evaporador, se presentan magnitudes de transferencia de exergía por calor negativos, debido a la baja temperatura en el espacio refrigerado desde -3,5°C a 5,25°C; es decir, la temperatura del foco de baja es menor que la temperatura del estado muerto (25°C), y en consecuencia el sentido de la transferencia de exergía será opuesto al calor, de modo que la transferencia de exergía y el calor intercambiado tendrán direcciones opuestas (Morán y Shapiro, 2004). En este caso, es concebible que pueda funcionar como una máquina térmica entre el medio ambiente y el espacio refrigerado, y así un medio de temperatura menor a la del ambiente puede ofrecer una oportunidad para hacer trabajo.

Por tanto, el ambiente sirve como una fuente de calor y el foco de baja temperatura como el sumidero de calor (Cengel y Boles, 2012). Por ejemplo, en la posición 1 para el evaporador (ver Tabla N° 2) se obtiene un valor de exergía por calor de -98,14 W, lo que significa que la exergía del medio frío

disminuye en 98,14 W (Cengel y Boles, 2012). También quiere decir que esta exergía puede recuperarse, y que la combinación de espacio refrigerado-ambiente tiene el potencial para producir 98,14 W de trabajo de acuerdo a la transferencia de calor desechado al medio frío. El mismo comportamiento y análisis se tiene para las demás posiciones del termostato estudiadas.

Igualmente, se evidencia que del conjunto de equipos analizados que forman parte del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, donde ocurre la mayor destrucción de exergía son el compresor y el evaporador. La mayor destrucción de exergía en el compresor e irreversibilidad se debe al rozamiento del fluido, a la fricción de las partes mecánicas en movimiento y a la transferencia interna de calor (Morán y Shapiro, 2004).

La principal fuente de destrucción de exergía en el condensador y el evaporador es la diferencia de temperatura entre los flujos de aire y el refrigerante y la caída de presión ocasionada por el rozamiento del fluido refrigerante a su paso por estos equipos (Morán y Shapiro, 2004).

Para la válvula de expansión, el único flujo existente es el de masa, resultando ser los valores más bajos del conjunto de equipos. El potencial perdido de trabajo se debe fundamentalmente, a la viscosidad del fluido y su fricción como consecuencia de la expansión (Morán y Shapiro, 2004). Además, a medida que se aumenta la posición del termostato, la exergía destruida disminuye, debido al menor flujo de refrigerante que circula por ella. En la posición 5, se observa que la destrucción de exergía es -4,22 W, éste valor indica la existencia de una destrucción de entropía interna. Este evento no puede suceder solo, pero puede existir si se acopla a un proceso que produzca suficiente entropía.

En este caso, el evento productor de entropía, está asociado con la transferencia de calor a través de la parte exterior de la válvula al medio exterior por la formación de una capa de hielo durante la operación del equipo en la posición 5 del termostato, hecho que no ocurre para las demás posiciones.

Tabla N° 3. Exergía destruida total en el equipo de refrigeración para distintas posiciones del dial del termostato

Posición	Exergía destruida, W	Exergía destruida $(T_o S_{gen})$, W	Porcentaje de desviación, %
1	353,53	367,17	3,71
3	282,31	295,08	4,32
4	240,50	234,98	2,30
5	200,85	212,04	5,28

Adicionalmente, en la Tabla N° 3 se muestran los resultados obtenidos de la exergía total destruida estimada a partir de la destrucción de la exergía de los procesos que componen el ciclo (Cengel y Boles, 2012); en comparación con la exergía total el ciclo determinada sin seguir los procesos

individuales que forman parte del ciclo, es decir, considerándolo como un solo proceso donde la exergía total depende de la magnitud de la transferencia de calor con los depósitos de alta y de baja temperatura involucrados (Cengel y Boles, 2012). Se observa que la divergencia para los valores obtenidos mediante estos dos métodos diferentes es aceptable, por presentar desviaciones pequeñas entre ambas.

El potencial perdido de trabajo total en el prototipo de refrigeración varía de 200,85 W a 353,53 W verificando que a medida que se incrementa la posición del dial del termostato se observa una disminución de la exergía total destruida. Esto se explica por la disminución en el flujo másico de refrigerante que circula por el sistema por el estrangulamiento en la válvula de expansión (ver Tabla N° 1).

Para cada caso se tiene que la relación de compresión aumenta (ver Tabla N° 4) a medida que lo hace la posición del termostato, ya que al aumentar ésta relación la eficiencia volumétrica disminuirá (Perry y otros, 1992). Por tanto, la capacidad del compresor también se reducirá, reflejándose en la potencia consumida por éste (ver Tabla N° 1). La eficiencia volumétrica es el término dado a la eficiencia del compresor, que se define como la relación entre el volumen del vapor que realmente se bombea y el desplazamiento del compresor (Perry y otros, 1992).

Tabla N° 4. Comportamiento de la relación de compresión y caída de presión de la válvula de estrangulamiento para cada condición de operación

Posición	Relación de compresión, adim	Caída de presión, MPa
1	4,60	0,73
3	6,37	0,75
4	6,43	0,76
5	6,40	0,74

Este comportamiento es similar al obtenido por los investigadores Guallar y De Gracia (2005) en su investigación Análisis exergético de un sistema flexible de aire acondicionado con deshidratación, donde se estudia el efecto de la variación del caudal de regeneración en la pérdida de exergía en los componentes que forman parte del sistema, obteniendo que con una disminución de caudal de regeneración bajo las condiciones estudiadas existe una disminución de la exergía perdida.

Asimismo, en el trabajo de investigación Programas de cómputo para el cálculo de las irreversibilidades en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapores, realizado por los investigadores Gutiérrez y otros (2002), también se observa que en el compresor es uno de los equipos que presenta el valor más elevado de irreversibilidades.

Análisis de la disponibilidad en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor a diferentes condiciones de operación

La realización del análisis de disponibilidad a diferentes condiciones de operación permite su caracterización desde el punto de vista del aprovechamiento de energía útil en cada componente y desde el punto de vista global, localizándose los equipos con baja disponibilidad. En la Tabla N° 5 se presentan los resultados obtenidos del decremento de disponibilidad para cada equipo del ciclo de refrigeración por compresión de vapor a cada condición de operación, que viene representado por el trabajo reversible máximo cuando la masa fluye entre dos estados (Van Wylen, 1988).

Tabla N° 5. Comportamiento de disponibilidad en la instalación frigorífica en estudio

Equipo	Posición del termostato	Decremento de disponibilidad, W	Potencia requerida por el compresor, W
Compresor	1	-355,19	471,51
	3	-247,93	401,41
	4	-213,00	325,36
	5	-181,84	291,61
Evaporador	1	216,43	NA
	3	149,14	NA
	4	147,53	NA
	5	146,25	NA
Condensador	1	93,39	NA
	3	66,24	NA
	4	54,64	NA
	5	39,80	NA
Válvula de expansión termostática	1	45,52	NA
	3	32,66	NA
	4	27,70	NA
	5	-4,22	NA

NA: No aplica

Se observa que la disponibilidad para el caso del compresor es negativa para todas las posiciones del termostato evaluadas. Esto significa, por ejemplo, cuando el termostato está en la posición 1, el trabajo mínimo de entrada al compresor para efectuar el cambio de estado es 355,19 W. Al existir irreversibilidades, este trabajo de entrada aumentará tal como se evidencia en la potencia consumida por el compresor para esta posición, la cual está alrededor de 471,51 W.

Para las otras posiciones del termostato el comportamiento es similar; la disponibilidad obtenida es menor que la potencia requerida por el compresor (ver Tabla N° 5) a consecuencia de las irreversibilidades existentes, las cuales fueron analizadas en la sección anterior. De los resultados obtenidos se tiene que el mayor decremento en la disponibilidad ocurre en el compresor y evaporador.

En el compresor a causa de las irreversibilidades producto de la transferencia de calor y fricción de las partes mecánicas en movimiento en su interior el desempeño se reduce (Morán y Shapiro, 2004), lo que se traduce en una disminución en la disponibilidad del sistema disminuyendo el desempeño (Cengel y Boles, 2012). En el evaporador se tiene que el decremento en la disponibilidad es motivado a la adición de calor que recibe el refrigerante y el rozamiento del fluido refrigerante a su paso.

Los menores decrementos en la disponibilidad se tienen para el condensador y válvula de expansión termostática, debido a su baja exergía destruida discutido en la sección anterior. Por tanto, existe un potencial de energía que puede ser aprovechado en el condensador, utilizando el calor liberado para precalentar el refrigerante que sale del evaporador y aumentar de este modo la capacidad de refrigeración en el equipo.

En la Tabla N° 5 también se aprecia que los menores decrementos de disponibilidad ocurren cuando el termostato está en la posición 5, debido a la menor cantidad de refrigerante que circula por el sistema en estudio, tal como lo señalan los investigadores Guallar y De Gracia (2005).

Determinación de la tasa de irreversibilidades existentes en el sistema en estudio a diferentes condiciones de operación

Un aspecto de gran importancia en la investigación es estimar las irreversibilidades existentes en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, que se presentan en la Tabla N° 6 para cada condición estudiada. Se comprueba la existencia de irreversibilidades producto de la fricción del fluido refrigerante y la transmisión de calor para cada uno de los procesos involucrados.

En el compresor y evaporador se obtienen las mayores irreversibilidades, debido a razones ya mencionadas como: el rozamiento del fluido, a la fricción de las partes mecánicas en movimiento que requiere cierto trabajo para superarla y a la transferencia de calor (Cengel y Boles, 2012).

Al final, parte de la energía suministrada como potencia se convierte en calor durante el proceso de compresión y se transfiere a cuerpos externos (Morán y Shapiro, 2004). Debido a que el refrigerante es quien recibe la transmisión de calor del medio exterior en el evaporador; se genera un aumento de entropía pronunciado en comparación con el generado cuando el refrigerante es quien emite la transferencia de calor, hecho que ocurre durante la condensación (Cengel y Boles, 2012).

Tabla N° 6. Tasa de irreversibilidad en los diferentes equipos de la instalación frigorífica para distintas posiciones del termostato

Equipo	Posición del termostato	Irreversibilidad, W
Compresor	1	116,33
	3	140,31
	4	112,35
	5	119,77
Evaporador	1	216,43
	3	149,14
	4	147,53
	5	146,25
Condensador	1	93,36
	3	66,24
	4	54,64
	5	39,80
Válvula de expansión termostática	1	45,52
	3	32,66
	4	27,70
	5	-4,22

De este modo queda claro que la mayor fuente de irreversibilidades radica en los procesos que involucran una transferencia de calor que se llevan a cabo con altos gradientes de temperaturas. La irreversibilidad disminuye al aumentar la posición del termostato, por la razones expuestas anteriormente, de la misma forma se evidencia para la posición 5 una irreversibilidad de -4,22 W, que está asociada a la destrucción de entropía interna, que trae como consecuencia valores de irreversibilidades negativos.

Este resultado es extraordinario desde el punto de vista del pensamiento clásico, pero puede explicarse argumentando que si la producción de entropía causa una pérdida de capacidad para el sistema en estudio, de manera análoga su destrucción puede mejorar el potencial de dicho sistema.

El evento combinado de creación y destrucción simultánea de entropía mejora el rendimiento. En tal sentido, el equipo analizado tiene un mayor aprovechamiento del trabajo útil para la posición 5, ya que en ella ocurren las menores contribuciones de irreversibilidades por equipo, además de la existencia de un evento de destrucción interna de entropía.

También, en la Tabla N° 5 se aprecia que a medida que se incrementa la posición del dial del termostato, la potencia requerida por el compresor es menor, puesto que el flujo másico de refrigerante disminuye por las razones ya mencionadas. Por tanto, la forma de aprovechar al máximo el funcionamiento del equipo es cuando éste trabaja en la posición 5,

lográndose obtener de este modo valores de temperaturas menores en el interior de la cava de refrigeración, que va desde -11°C hasta -7°C , como se muestra en la Tabla N° 7.

Tabla N° 7. Temperatura en el interior de la cava de refrigeración y del evaporador para distintas posiciones del termostato

Ítem	Posición del termostato			
	1	3	4	5
Temperatura mínima en la cava, $^{\circ}\text{C}$	3	0	-6	-11
Temperatura máxima en la cava, $^{\circ}\text{C}$	7	5	-1	-7

El desaprovechamiento del trabajo útil ocurre en las posiciones 1, 2, 3 y 4, ya que a mayor flujo de refrigerante mayor es el desgaste en el equipo y el rango de temperatura en el interior de la cava va desde 0°C hasta -6°C . Lo anteriormente descrito también se puede evidenciar en la Figura N° 1, donde se verifica que para cada posición, quienes efectúan un mayor aporte de irreversibilidades son el compresor y evaporador.

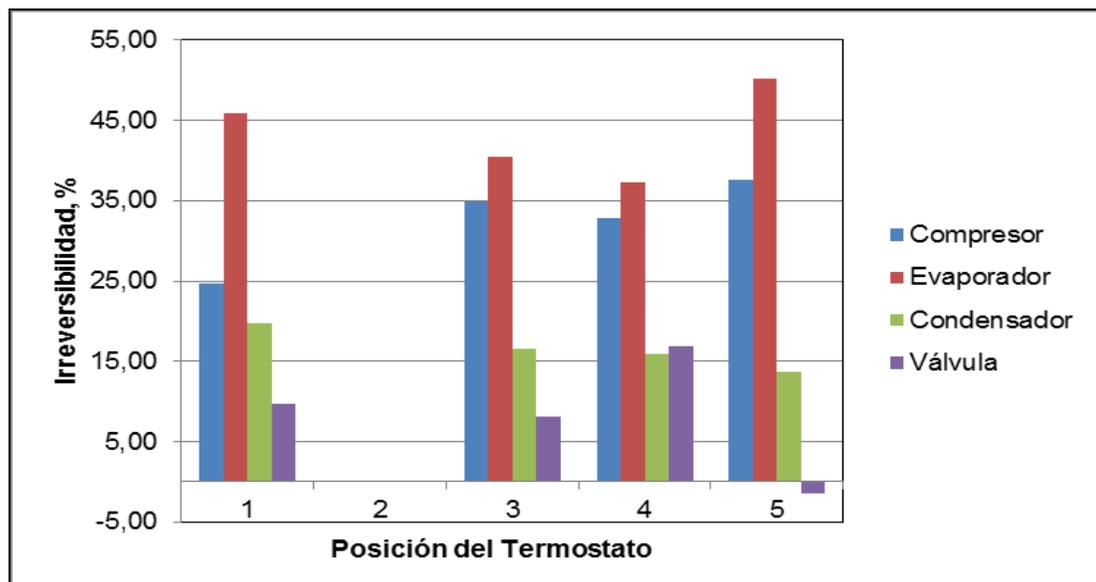


Figura 1. Aporte de irreversibilidades de cada uno de los equipos del sistema de refrigeración para distintas posiciones del termostato

En la posición 1, el aporte del compresor es de un 24,66%, para el evaporador 45,89%, en el condensador 19,79%, y para la válvula 9,65%. Asimismo, en la posición 3, se observa que el compresor contribuye con el 34,94% de la irreversibilidad total, 40,40% lo aporta el evaporador, 16,52% el

condensador y el 8,13% de la irreversibilidad es debido a la válvula de expansión termostática.

Para la evaluación de las irreversibilidades en la posición 4, se obtiene una irreversibilidad de 32,83% en el compresor, 37,25% en el evaporador, luego 15,98% en el condensador y 16,86% en la válvula de expansión. Finalmente, en la posición 5 se aprecia el siguiente aporte: 37,65% para el compresor, 50,16% en el evaporador y 13,64% en el condensador. En la válvula de expansión termostática se visualiza un valor negativo en el aporte de irreversibilidades para la posición 5, siendo éste de -1,45%, que representa el aporte en cuanto a destrucción de entropía interna se refiere.

Armas y otros (2006), en su trabajo Análisis comparativo haciendo uso de criterios de segunda ley de la termodinámica entre dos sistemas de refrigeración por compresión de vapor, obtuvieron un comportamiento similar en la determinación de las irreversibilidades asociadas al equipo de refrigeración, trabajando con Freón 12 y amoníaco como fluidos refrigerantes, obteniendo en ambos casos que el mayor aporte de irreversibilidades lo realizan el compresor y evaporador.

Tomado en cuenta que la irreversibilidad es considerada como el potencial desperdiciado de trabajo, o la oportunidad perdida para realizarlo, y que además representa la energía que podría haberse convertido en trabajo pero no lo fue (Cengel y Boles, 2012), se evidencia con los resultados (ver Tabla N° 8), que el valor de irreversibilidad total reportado para la posición 1 es bastante alto, en comparación con las posiciones anteriores, es decir, se verifica que el sistema tiene un alto potencial desperdiciado de trabajo para dicha posición; así como también cuanto más pequeña es la irreversibilidad asociada a un proceso, tanto menor será el trabajo consumido (Cengel y Boles, 2012).

Tabla N° 8. Tasa de irreversibilidad total en la instalación frigorífica para distintas posiciones del termostato

Posición del termostato	Irreversibilidad total, W
1	471,66
3	401,52
4	342,22
5	291,59

Si se quiere lograr un buen uso de la energía, se debe trabajar en desarrollar tecnologías que permitan reducir estas irreversibilidades, logrando una disminución del trabajo consumido y con ello una mejora para el proceso.

Comparación de la tasa de desempeño del sistema en estudio a diferentes condiciones de operación

Son muchas las variables que pueden ser afectadas producto de las irreversibilidades en un proceso. Una de ellas, es la medida en que se evalúa el desempeño de los sistemas de refrigeración desde el punto de vista del comportamiento energético, y se relaciona la carga de refrigeración con la potencia suministrada; ésta medida es lo que se conoce como coeficiente de operación, COP (Gutiérrez y otros, 2002).

En la Figura 2 se observa que el comportamiento del coeficiente de funcionamiento real (COP_{Real}) varía en un rango reducido que va desde 2,37 adim hasta 2,93 adim. En contraste, los valores de coeficiente de operación de Carnot (COP_{Carnot}), varían desde 7,54 adim hasta 13,23 adim, siendo el mayor y el menor para la posición 1 y 5, respectivamente.

Los resultados mostrados son entendidos como una medida del desempeño del sistema de refrigeración por compresión de vapor en estudio, definidos en base en la primera ley de la termodinámica y en ocasiones se conocen como eficiencias de primera ley (Cengel y Boles, 2012).

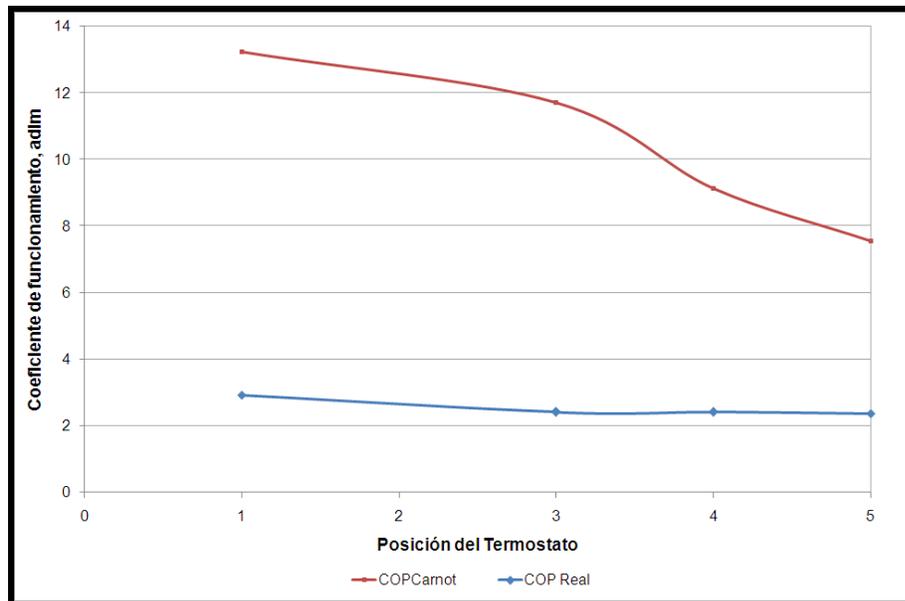


Figura 2. Coeficientes de funcionamiento del sistema frigorífico para distintas posiciones del termostato

Sin embargo, la eficiencia de primera ley no hace referencia al mejor desempeño posible, por lo tanto puede ser equívoca (Cengel y Boles, 2012). Para el caso de los coeficientes de funcionamiento evaluados para las posiciones 1 y 5, a primera vista pareciera que para la posición 1 el desempeño de la máquina frigorífica es superior al de la posición 5 en 2,93 adim y 2,37 adim, respectivamente.

No obstante, si se observa con mayor detalle y a la luz de la segunda ley de la termodinámica, se evidencian resultados totalmente diferentes. Para ambas posiciones, el equipo de refrigeración puede desempeñarse en el mejor de los casos, como una máquina reversible de Carnot, obteniendo como ya se indicó 13,23 adim y 7,54 adim para las posiciones 1 y 5, respectivamente.

Es evidente que el equipo tiene un mayor aprovechamiento del trabajo útil para la posición 5. Por tanto, es posible afirmar que el equipo se desempeña pobremente para la posición 1 en relación con la posición 5, aun cuando el equipo de refrigeración posee mayor coeficiente de funcionamiento (COP_{Real}) para la posición 1.

En tal sentido, el rendimiento estimado por Primera Ley no es suficiente para medir el valor real del desempeño. Para superar esta deficiencia, es necesario conocer los valores de la eficiencia de segunda ley para cada condición estudiada. En la Tabla N° 9 se verifica la mayor eficiencia de segunda ley para la posición 5 (31,40%) y la menor para la posición 1 (22,13%). Con los resultados obtenidos, se reitera que en la posición 5 se logran los potenciales de aprovechamiento más altos de energía.

Tabla N° 9. Eficiencia de segunda ley en la instalación frigorífica para distintas posiciones del termostato

Posición del termostato	Eficiencia de segunda ley, (%)
1	22,13
3	20,53
4	26,39
5	31,40

CONCLUSIONES

1. A medida que se incrementa la posición del dial del termostato se observa una disminución de la exergía total destruida en el sistema que va desde 353,53 W hasta 200,85 W para la posición 1 y 5, respectivamente.
2. Los menores decrementos de disponibilidad ocurren cuando el termostato está en la posición 5, debido a la menor cantidad de refrigerante que circula por el sistema en estudio.
3. El decremento de la disponibilidad para la posición 5 ocurre en el siguiente orden: compresor (181,84 W), evaporador (146,25 W), condensador (39,80 W) y válvula de expansión (-4,22 W).
4. A medida que se incrementa la posición del dial del termostato, la potencia requerida por el compresor es menor.

5. La forma de aprovechar al máximo el funcionamiento del equipo es cuando éste trabaja en la posición 5, lográndose obtener valores de temperaturas menores en el interior de la cava de refrigeración, que va desde -11°C hasta -7°C .
6. El rendimiento de primera ley obtenido o coeficiente de funcionamiento varía en un rango que va desde 2,37 adim hasta 2,93 adim para la posición 5 y 1, respectivamente.
7. Se verifica mediante la eficiencia de segunda ley el mayor rendimiento para la posición 5 (31,40%) y el menor para la posición 1 (12,13%).

RECOMENDACIONES

1. Instalar un medidor de flujo en la línea de líquido, que permita cuantificar el flujo másico de manera directa.
2. Aislar el compresor a fin de disminuir el porcentaje de pérdida al ambiente.
3. Ajustar los modelos que explican el comportamiento de las características estudiadas, a saber: disponibilidad, eficiencia exergética e irreversibilidad, a fin de optimizar el proceso.
4. Realizar una simulación global de equipo que resuelva de manera secuencial los elementos que forman parte del prototipo experimental, a fin de predecir el comportamiento del mismo ante futuras modificaciones.
5. Realizar un estudio detallado de fenomenología de flujo bifásico en el condensador y evaporador.
6. Analizar el efecto de una doble compresión, calentamiento y enfriamiento sobre el ciclo instalado.
7. Acoplar otro ciclo de refrigeración por compresión, a fin de obtener un sistema de refrigeración operando en cascada.
8. Implantar sistemas de control avanzados para detección de fallas en el sistema y proveer un buen desempeño del equipo.

REFERENCIAS

Armas, C., Castellanos J., Lapidó M. y Alvares M. (2006). Análisis comparativo haciendo uso de criterios de segunda ley de la termodinámica entre dos sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Obtenido el día

30 de junio de 2012 <http://www.bibliociencias.cu/gsd/collect/revistas/index/assoc/HASH0162/c18c74b1.dir/doc.pdf>.

Cengel, Y. A. y Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (7a. ed.). México: Editorial McGraw Hill.

Guallar, P. y De Gracia, M. (2005). Escalas de la energía: La exergía. En *Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica*, 9(3), 67-77. Obtenido el día 25 de agosto de 2012 en http://www.uned.es/ribim/volumenes/Vol9N3Nov_2005/V9N3A06%20Guallar.pdf.

Herrera, N. y Tejera, J. (2003). Rediseño y construcción de un equipo de refrigeración por compresión de vapor con captura y monitoreo de datos asistido por un computador. Trabajo Especial de Pregrado no publicado, Facultad de Ingeniería, Universidad de Carabobo.

Morán, M. y Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica* (2a. ed.). España: Editorial Reverté.

Perry, R., Green, D. y Maloney, J. (1992). *Manual del Ingeniero Químico: Tomo III* (6a. ed.). México: Editorial McGraw Hill.

Smith, J., Van Ness, H. y Abbott, M. (2003). *Introducción a la termodinámica en ingeniería química* (6a. ed.). México: Editorial McGraw Hill.

Van Wylen, G. y Sonntag, R. (2003). *Fundamentos de termodinámica* (2a. ed.). México: Editorial Limusa.