

Comparación de la Degradación de la Energía en un Ciclo de Refrigeración con R-12 y R-134a

Comparison of Energy Degradation in a Refrigeration Cycle with R-12 and R-134a

RANGEL-ROMERO, Carlos†*, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio

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* / CVU CONACYT ID: 66417 ORC ID: 0000-0002-2261-587X

ID 2^{do} Coautor: *Guillermo, Flores-Martínez* / CVU CONACYT ID: 169853

ID 3^{er} Coautor: *Antonio, Barcelata-Pinzón* / CVU CONACYT ID: 160211

Recibido 28 Marzo, 2018; Aceptado 12 Junio, 2018

Resumen

En este trabajo se hace el análisis de las irreversibilidades generadas en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con los refrigerantes R-134a y R-12 a una misma carga térmica. Este sistema se encuentra instalado en el LABINTHAP de la SEPI-ESIME-IPN. Para este análisis se cuenta con un software que captura los datos de las presiones y temperaturas del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión en intervalos de un minuto. Con los datos obtenidos experimentalmente, se determinan las variables correspondientes de entalpías, volúmenes específicos y entropías. Con los valores de las variables, se grafica el ciclo de refrigeración en los ejes P-h (presión-entalpía) y T-s (temperatura-entropía). Para el análisis de las irreversibilidades generadas, se emplearon la primera y segunda ley de la termodinámica. Los resultados demostraron que las mayores irreversibilidades se originan en el compresor y condensador.

COP, Ciclo real, Diagrama T-s, Entropía, Entalpía

Abstract

This research describes an analysis of generated irreversibilities in a refrigeration system made by steam mechanical compression with R134a and R-12 coolings at the same thermal load. The system is now implemented in LABINTHAP laboratory in SEPI-ESIME-IPN faculty. To the analysis process is used a one minute interval capture software to record cooling temperature and pressure at the entry and exit of the evaporator, compressor, condenser and expansion valve. With the experimentally recorded information of pressure and temperature of the cooling it is calculated the variables according with enthalpy, specific volume and entropy. With the calculated variables values is made graphically cooling cycle at P-h (pressure-enthalpy) and T-s (temperature-entropy) axis. To the generated irreversibilities it was used first and second thermodynamic laws. The results of this research shown that major irreversibilities were originated in the compressor and the condenser.

COP, real Cycle, T-s Diagram, Entropy, Enthalpy

Citación: RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, FLORES-MARTÍNEZ, Guillermo y BARCELATA-PINZÓN, Antonio. Comparación de la Degradación de la Energía en un Ciclo de Refrigeración con R-12 y R-134a. Revista de Ingeniería Mecánica. 2018. 2-6: 28-35.

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

† Investigador contribuyendo como primer autor.

Introducción

Los sistemas de refrigeración se aplican a los sectores industrial, comercial y doméstico. Los sistemas de refrigeración establecen un flujo de energía entre el medio que se requiere enfriar y el medio ambiente que actúa como sumidero térmico; esto se logra por medio del suministro de energía que, en el caso de los sistemas de compresión mecánica, se hace en forma de trabajo mecánico. Desafortunadamente el uso de la energía se ve afectada por las irreversibilidades que se generan en los diferentes componentes del sistema, lo que provoca un desperdicio en el consumo de energía suministrada (Ahmadi P., et al., 2013).

El sistema de refrigeración mas empleado a escala mundial es el conocido como sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor, compuesto por cuatro procesos fundamentales: evaporación, compresión, condensación y expansión isoentálpica. Este sistema de refrigeración ha sido estudiado exhaustivamente desde el punto de vista de conversión de la energía, a través de la primera ley de la termodinámica, pero se ha puesto también atención al uso eficiente de la energía, debido a los problemas que se tienen con el suministro y el precio de la misma.

El buen o mal uso de la energía solo puede ser evaluado por la segunda ley de la termodinámica que permite calcular las pérdidas de energía que ocurren, como consecuencia de las irreversibilidades que se presentan en los sistemas de refrigeración. Las primeras máquinas de refrigeración se desarrollaron en 1834 por Perkins y después en 1834 por Harrinson, utilizando éter como fluido refrigerante.

En 1870 y 1880 se aplicaron el dióxido de carbono, amoniaco, dióxido de sulfuro y a partir de 1932 los refrigerantes CFCs y los HCFCs empezaron a dominar el mercado de este campo, debido a sus características tecnológicas, al no ser tóxicos ni explosivos, además con propiedades termodinámicas deseables y estabilidad química a las condiciones de trabajo (Ansari N., et al., 2012).

A pesar de estas características atractivas de los refrigerantes CFCs y HCFCs, en los últimos años se ha descubierto que son dañinos a la capa de ozono, por lo que ha surgido la necesidad de sustituirlos por sustancias que reúnan las mismas características atractivas, además de no causar daños a la atmósfera. Para la industria de aire acondicionado y refrigeración, encontrar las sustancias sustitutas de estos compuestos representa un gran problema económico y de tiempo.

En la década pasada, los resultados de investigación en esta área indicaron que los refrigerantes CFCs debían sustituirse por los HFCs que no contienen cloro y tienen propiedades similares. En la primera etapa se determinó sustituir los refrigerantes CFCs por los HFCs; por ejemplo R-11 por el R-123; para el R-12 se considera el R-134a.

En este trabajo se presentan los resultados experimentales de la determinación de las irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor empleando como fluidos de trabajo al R-12 y al R-134a; considerando que darlos a conocer pueda despertar el interés en la comunidad por este tema tan importante que es el uso eficiente de la energía.

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.

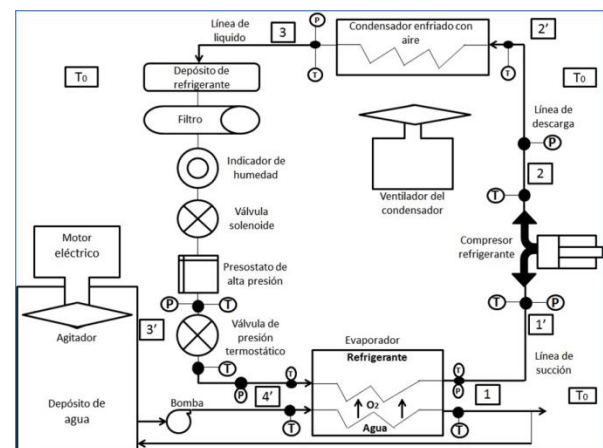


Figura 1 Componentes principales de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Fuente: *Elaboración Propia*

Como se muestra en la figura 1, el agua del depósito a enfriar, circula a través del evaporador, en donde el refrigerante absorbe el calor del agua, disminuyendo así la temperatura del agua, para este trabajo, con ambos refrigerantes, 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.

Por otro lado, el refrigerante R-12 ha sido el más utilizado en los sistemas de refrigeración porque es seguro, debido a que no es inflamable, no es explosivo y no es tóxico, salvo cuando entra en contacto con una flama o con elementos de calefacción eléctrica. Su temperatura de punto de ebullición es de $-29.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ a la presión atmosférica, en los últimos años se descubrió que este refrigerante es responsable en gran medida de la destrucción de la capa de ozono.

Con respecto al refrigerante R-134a se tiene que es un refrigerante que se deriva del etano y se usa para reacondicionar equipos que funcionan con el R-12, es menos tóxico con respecto al R-12, tiene un índice de potencial de la destrucción de la capa de ozono de cero. Su temperatura de punto de ebullición es de $-26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Método de evaluación de irreversibilidades en los sistemas de refrigeración

La segunda ley de la termodinámica establece el sentido de dirección de los procesos de transferencia de energía y muestra cuando una transformación de energía es posible, mientras que la primera ley de la termodinámica únicamente proporciona información sobre la conservación de la energía en las transformaciones de una forma a otra. A través de la aplicación de la primera y segunda leyes de la termodinámica se calculan los flujos de energía y las irreversibilidades. Las irreversibilidades se generan por la transmisión de calor entre el refrigerante y el medio ambiente, por la fricción debido a la circulación del refrigerante, las caídas de presión y por fricción mecánica (Ahmed B., Zubair S.M., 2011). El esquema general se muestra en la figura 2.

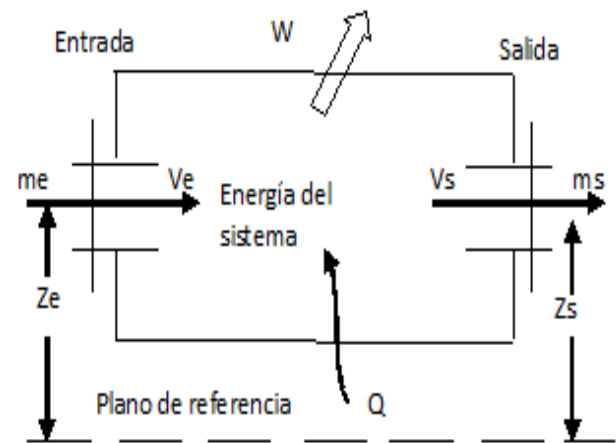


Figura 2 Flujo de energía en un sistema abierto

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 fluirá 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 irreversibilidad 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 (Bahman A., Groll E., 2016).

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 irreversibilidad.

El esquema general del sistema abierto se muestra en la figura 2, y las ecuaciones correspondientes a la primera y segunda leyes [9, 18], se expresan como sigue:

Primera ley de la termodinámica

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

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:

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

Para el flujo permanente y despreciando los cambios de energía cinética y potencial, el flujo de más 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 ($W_m=0$), el balance de energía es:

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

Segunda ley de la termodinámica

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

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 del mismo, 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)

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

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. La irreversibilidad nos indica el potencial de energía que se desperdicia en un proceso al no estar disponible para convertirse en trabajo y se expresa como la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo útil real. Esta diferencia representa la pérdida de energía disponible.

$$I = W_{REV} - W_U \quad (12)$$

Donde: El **trabajo reversible** (W_{REV}) se define como la cantidad máxima de trabajo posible que puede obtenerse de un sistema, al realizar un proceso reversible, es decir, que la energía se aprovecha por completo y la generación de entropía es igual a cero.

Resultados Experimentales

Las condiciones de la experimentación son las siguientes: flujo másico constante de agua de 0.5 l/s; carga térmica variable entre 2 y 7 kW, aunque el valor que más se mantuvo a lo largo de las 2 horas de experimentación fue de 4 kW. Las mediciones de temperaturas y presiones de los refrigerantes R-12 y R-134a se muestran en las tablas 2, 3, 4 y 5 respectivamente con los datos obtenidos experimentalmente y mediante tablas termodinámicas se obtienen las otras variables termodinámicas que son la entropía, entalpía y volumen específico.

Componente		Balace de Energía	Irreversibilidades
Evaporación	4'-1	$Q_{4'-1} = m(h_1 - h_4')$	$l_{4'-1} = m(s_1 - s_4') - \frac{Q_{4'-1}}{T_R}$
Línea de succión	1-1'	$Q_{1-1'} = m(h_1' - h_1)$	$l_{1-1'} = m(s_1' - s_1) - \frac{Q_{1-1'}}{T_0}$
Compresión	1'-2	$Q_{1'-2} = m(h_2 - h_1') + W$	$l_{1'-2} = m(s_2 - s_1') - \frac{Q_{1'-2}}{T_0}$
Línea de descarga	2-2'	$Q_{2-2'} = m(h_2' - h_2)$	$l_{2-2'} = m(s_2' - s_2) - \frac{Q_{2-2'}}{T_0}$
Condensación	2'-3	$Q_{2'-3} = m(h_3 - h_2')$	$l_{2'-3} = m(s_3 - s_2') - \frac{Q_{2'-3}}{T_0}$
Línea de Líquido	3-3'	$Q_{3-3'} = m(h_3' - h_3)$	$l_{3-3'} = m(s_3' - s_3) - \frac{Q_{3-3'}}{T_0}$
Expansión	3'-4'	$Q_{3'-4'} = m(h_4' - h_3')$	$l_{3'-4'} = m(s_4' - s_3') - \frac{Q_{3'-4'}}{T_0}$

Tabla 1 Ecuaciones de balance de energía e irreversibilidades del sistema de refrigeración. Los puntos indicados corresponden a la figura 1
Fuente: Elaboración Propia

Donde T_R es la temperatura del espacio a enfriar.

Tiempo Minutos	Temperatura °C										
	4	1	1'	2	2'	3	3'	4'	5	6	8
50	-14	15	18	74	71	31	26	-14	22	20	23
55	-15	15	18	75	72	30	25	-15	22	20	23
60	-14	15	18	75	72	30	25	-14	22	20	22
70	-15	14	17	75	70	29	25	-15	21	19	22
85	-14	14	17	74	70	30	25	-14	20	18	21
115	-14	13	16	73	69	30	25	-14	19	17	20

Tabla 2 Temperatura del refrigerante R-12
Fuente: Elaboración Propia

Tiempo Minutos	Presión kPa					
	4=4'	1	1'	2=2'	3	3'
50	216.6	252.9	221.1	1210.1	1116.1	965.5
55	256.2	247.9	217.7	1220	1113.3	950
60	250.8	245.3	210.8	1228.4	1096.9	948.8
70	247.1	240.4	208.5	1224	1077.9	934.2
85	252.9	244.8	216.8	1229.8	1109.9	944.8
115	249.4	243.4	212	1222.4	1089.7	934

Tabla 3. Presión del refrigerante R-12
Fuente: Elaboración Propia

Con los datos obtenidos de P, T, h, s, v, se grafica el ciclo real de refrigeración del R-12 y R-134a mediante un diagrama P-h y T-s [5], que se muestran en los gráficos 1 y 2. En estos gráficos se muestra que para una misma carga térmica, la presión de condensación es mayor en el R-134a que en el R-12, pero sucede lo contrario con la presión de evaporación.

Cabe mencionar que la presión de condensación durante la experimentación se mantiene constante debido a que la temperatura ambiente no tuvo variación y la presión de evaporación disminuye conforme la temperatura del depósito de agua a enfriar también disminuye, lo que trae como consecuencia que el trabajo de compresión aumente. También se comprobó que el ciclo real de refrigeración no se mantiene constante, sino que evoluciona con respecto al tiempo a medida que la temperatura del agua a enfriar disminuye, y por lo tanto las propiedades termodinámicas cambian conforme el ciclo evoluciona.

Tiempo Minutos	Temperatura °C										
	4	1	1'	2	2'	3	3'	4'	5	6	8
50	4	8	19	64	60	38	34	3	16	14	17
55	4	7	19	64	60	37	34	3	16	14	16
60	4	7	19	64	61	37	33	2	15	13	16
70	3	6	19	63	60	37	33	1	15	13	15
85	2	5	18	63	59	36	32	1	14	12	14
115	0	3	19	62	59	35	31	-2	12	10	12

Tabla 4 Temperatura del refrigerante R-134a
Fuente: Elaboración Propia

Tiempo Minutos	Presión kPa					
	4=4'	1	1'	2=2'	3	3'
50	369	360	318	1441	1262	1200
55	365	361	313	1377	1252	1196
60	364	352	309	1471	1256	1191
70	354	349	301	1383	1243	1182
85	345	335	293	1360	1220	1168
115	321	316	272	1322	1192	1114

Tabla 5 Presión del refrigerante R-134a
Fuente: *Elaboración Propia*

En los gráficos 1 y 2 se observan las caídas de presión en todos los equipos y componentes del ciclo de refrigeración, excepto en el compresor que es el equipo que compensa todas las pérdidas de presión, además, se muestran las caídas de presión en las tuberías, el proceso de sobrecalentamiento en el condensador y en el proceso de estrangulamiento en la válvula de expansión. Es importante señalar que en el compresor se tiene un proceso de enfriamiento lo que reduce la entropía y por lo tanto el proceso de compresión no es isentrópico; en el mejor de los casos puede ser adiabático irreversible.

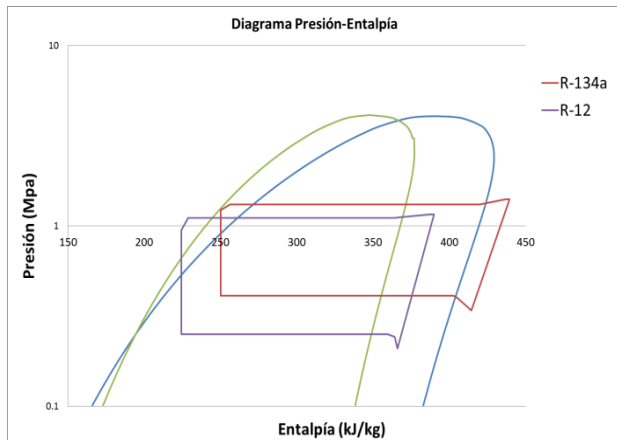


Gráfico 1 Diagrama P-h del R-12 y R-134a
Fuente: *Elaboración Propia*

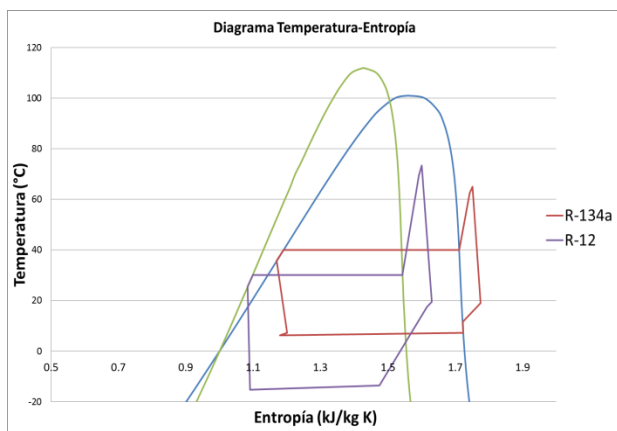


Gráfico 2 Diagrama T-s del R-12 y R-134a
Fuente: *Elaboración Propia*

Análisis de resultados experimentales

Con los datos obtenidos de la experimentación se obtiene el comportamiento de las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración de los refrigerantes R-12 y R-134a aplicando las ecuaciones analizadas anteriormente. La tabla 6 nos muestra que, a las mismas condiciones de carga térmica, se emplea una menor cantidad de refrigerante de R-134a, es decir, que para disminuir la temperatura del depósito de agua a enfriar se utiliza una menor cantidad de refrigerante R-134a que el R-12, también el R-134a tiene una mayor capacidad de absorber el calor del fluido a enfriar, y otro punto a mencionar es que el R-134a tiene un mayor volumen desplazado en la tubería de succión pero una vez que el refrigerante entra al compresor se requerirá de un menor consumo de energía para comprimir al refrigerante a una temperatura y presión mayor a la temperatura del medio ambiente.

También es importante resaltar que el R-134a tiene un mejor Coeficiente de Operación (COP), lo que trae como resultado que se tenga una mayor absorción de calor empleando un menor consumo de energía (Anand S., Tyagi S.K., 2012).

El análisis de las irreversibilidades generadas en los componentes del sistema de refrigeración, mediante la aplicación de las ecuaciones de la tabla 1, se muestra en la tabla 7. Se encuentra que a la misma carga térmica en el evaporador el refrigerante R-12 emplea un flujo de refrigerante de 0.029 kg/s; mientras que a las mismas condiciones el R-134a tiene un flujo de refrigerante de 0.026 kg/s.

Por lo tanto, a las mismas condiciones de carga térmica, se tiene que cuando se utiliza refrigerante R-12 se produce una mayor irreversibilidad en el evaporador y en el compresor, y cuando se emplea el refrigerante R-134a se tiene una mayor irreversibilidad en la línea de succión y en el condensador, pero ambos refrigerantes tienen el mismo valor de irreversibilidad en la línea de descarga y en la válvula de expansión. Pero al hacer las sumas de todas las irreversibilidades la que tiene un menor valor es el refrigerante R-134a con 1.58 kW mientras el refrigerante R-12 tiene un valor de 2.06 kW, por lo tanto, el refrigerante R-134a requerirá de una menor potencia para vencer las irreversibilidades que el refrigerante R-12.

También la tabla 6 nos muestra que las mayores irreversibilidades se originan en el compresor y el condensador, esto se debe a que en el compresor se le suministra trabajo mecánico para compensar todas las caídas de presión en el sistema de refrigeración, y a que el condensador tiene forma de serpentín y esto produce una mayor caída de presión; hay que recordar que las caídas de presión, la transferencia de calor del refrigerante hacia el medio ambiente y la fricción mecánica originan las irreversibilidades.

Efecto	Unidad	Refrigerante	
		R-12	R-134a
Q_0	kW	4	4
m_r	Kg/s	0.029	0.026
qevap	kJ/kg	137	156
Qevap	kW	4	4
W	kW	0.73	0.52
Qcond	kW	-5	-5
COP		5.5	7.3

Tabla 6 Comparación del comportamiento energético del refrigerante R-12 y R-134a

Fuente: *Elaboración Propia*

Componente	Q (kW)		Sgen (kW/K)		I (kW)	
	R-12	R-134a	R-12	R-134a	R-12	R-134a
Evaporador	4	4	0.0014	0.0005	0.41	0.16
Línea de Succión	0.07	0.34	0.003	0.0011	0.08	0.32
Compresor	-1.4	-1.2	0.0038	0.0020	1.14	0.60
Línea de Descarga	-0.07	-0.12	0.00032	0.00049	0.01	0.01
Condensador	-4.6	-4.6	0.0012	0.0014	0.36	0.41
Línea de líquido	-0.14	-0.15	0.00014	0.00027	0.0043	0.01
Válvula de expansión	0	0	0.002	0.0002	0.06	0.06

Tabla 7 Comparación de las irreversibilidades con refrigerante R-12 y R-134a

Fuente: *Elaboración Propia*

Conclusiones

Debido a los problemas ambientales por el uso de los refrigerantes CFCs, como lo son la destrucción de la capa de ozono y la contribución al efecto invernadero, empresas como Dupont desarrollaron a partir de compuestos ya conocidos, los refrigerantes llamados ecológicos o puros conocidos como HFCs hidrofluorocarbonos. Debido a que en México todavía se siguen utilizando los refrigerantes CFCs y HCFCs se debe organizar una estrategia, mediante proyectos de estudio para la sustitución de los refrigerantes CFCs que son los refrigerantes más utilizados en la actualidad para evitar mayores daños a la vida terrestre.

En este trabajo mediante un análisis teórico experimental se demostró que el comportamiento energético del ciclo real de refrigeración por compresión mecánica de vapor es mejor cuando se utiliza como refrigerante el R-134a que cuando se emplea el refrigerante R-12, cuando se está operando a la misma carga térmica y a un mismo flujo másico de agua. Además de que el refrigerante R-134a tiene una menor participación en la destrucción de la capa de ozono y un menor potencial del calentamiento de la tierra (GWP). Por lo que es necesario capacitar a las personas encargadas de los servicios de refrigeración y aire acondicionado para que conozcan las propiedades de los refrigerantes de sustitución.

Así mismo se presentó una metodología para determinar las irreversibilidades en los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor. De los refrigerantes empleados se demostró que el que tiene un mejor aprovechamiento de la energía es el refrigerante R-134a. Por lo tanto, es factible sustituir el refrigerante R-12 por el R-134a ya que presenta las siguientes ventajas: Se emplea un menor flujo de refrigerante para absorber la misma carga térmica, la energía empleada para producir refrigeración es menor, el efecto refrigerante aumenta y por lo tanto se concluye que esta sustitución es adecuada tanto técnica como ambientalmente.

También es importante mencionar que las pérdidas por generación de irreversibilidades en los sistemas de refrigeración son muy altas, mayores del 90%. Este resultado es importante para la industria de la refrigeración, por que indica que es indispensable realizar desarrollos tecnológicos para mejorar de manera importante el uso de la energía.

Además al evaluar las pérdidas de energía por cada componente se tiene información importante, por que indica cuales son los elementos a los que se debe poner mayor atención para disminuir las pérdidas de energía, que se presentan por las irreversibilidades generadas, y que en este caso ocurren en el compresor y en el condensador.

Referencias

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.

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.

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.

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.

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.

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.

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.

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.

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.

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.