

## Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación

RANGEL-ROMERO, Carlos<sup>†\*</sup>, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania

*Universidad Tecnológica de Puebla*

Recibido Enero 27, 2017; Aceptado Mayo 31, 2017

### Resumen

En este trabajo se hace el análisis de un ciclo real de refrigeración por compresión mecánica de vapor con refrigerante R-134a a una misma carga térmica y a un flujo de agua de 0.5 l/s, 1.0 l/s y 1.1 l/s. Para este análisis se obtuvieron las temperaturas y presiones del refrigerante a la entrada y salida del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Con los datos obtenidos experimentalmente se calculan las otras variables que son la entropía, entalpía, volumen específico, densidad y velocidad del refrigerante. Con estas variables ya calculadas se grafican el ciclo real de refrigeración mediante un diagrama T-s, P-h, T-Densidad, T-Velocidad. Después con los cálculos realizados para los flujos de agua y a una misma carga térmica se obtiene el COP óptimo con el que se obtiene un ahorro de energía. También se hace la comparación de la carga térmica, el trabajo de compresión y la capacidad de absorción de calor del refrigerante.

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

### Abstract

This article shows the analysis of a real refrigeration cycle by mechanical compression of steam with refrigerant R-134a to a same heat load and a water fluid of 0.5 l/s, 1.0 l/s and 1.1 l/s. In this analysis was obtained the temperatures and pressures of the refrigerant at input and output of the evaporator, compressor, condenser and valve of expansion. With data, obtained experimentally, the other variables where calculated such as the entropy, specific volume enthalpy, density and speed of the refrigerant. With these variables it was graphed the real cycle of cooling, by means of a T-s diagram, P-h, T-Density, T-Velocity. After the calculations were made for the fluid of water for a same thermal load it was got COP optimal with their energy savings. Also it was made the comparison of thermal load, the work of compression and absorption of heat from the refrigerant capacity.

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

**Citación:** RANGEL-ROMERO, Carlos, ROJAS-GARNICA, Juan Carlos, RODRIGUEZ-SERRANO, Lino Alberto y RANGEL-TLASECA, Dania. Revista de Sistemas Experimentales. Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación. 2017. 4-11: 53-60.

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

†Investigador contribuyendo como primer autor.

## Introducción

La refrigeración, y en particular la que se realiza por medio de los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor, son importantes en la vida moderna, ya que se aplican en todas las actividades de la sociedad, como por ejemplo en los sectores industrial, comercial y doméstico.

Los sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor se basan en el aprovechamiento de las propiedades que tienen los refrigerantes de evaporarse a bajas temperaturas, a presión mayor que la atmosférica. Al evaporarse, el refrigerante absorbe calor de la sustancia o espacio a enfriar, para mantenerlos a temperatura menor a la del medio ambiente.[1] Los componentes básicos de este sistema de refrigeración son evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión.

Las características en términos generales de estos sistemas de refrigeración se resumen en dos. La primera es que utilizan como fluido de trabajo un refrigerante, que para nuestro estudio es el 134a. Y la energía requerida para hacer fluir el refrigerante a través de los componentes básicos es del tipo eléctrica.

Es por ello que la aplicación de la refrigeración está relacionada directamente con la demanda de la energía eléctrica y por esta razón es necesario comprender con claridad sobre este tema, para analizar cómo se comporta los equipos de refrigeración al consumir energía eléctrica.

En el presente trabajo se realiza la comparación del comportamiento del ciclo de refrigeración mediante los diagramas de Presión-Entalpía, Temperatura-Entropía, Temperatura-Densidad y Temperatura-Velocidad, a tres diferentes flujos de agua del espacio a enfriar que son, 0.5 L/s, 1.0 L/s y 1.1 L/s con la finalidad de encontrar el punto óptimo de operación del ciclo de refrigeración.

Este análisis se realiza a una misma carga térmica para tener un mejor punto de comparación.

Para la realización experimental se aplicó 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.

## Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

Para el análisis del comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor se evalúa el efecto refrigerante, el trabajo de compresión, la potencia suministrada al compresor, el calor de condensación y el Coeficiente de Operación.

Para realizar este análisis primeramente se obtiene las presiones y temperaturas del refrigerante a las entradas y salidas del evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. Posteriormente con ayuda de las tablas termodinámicas se obtienen las siguientes propiedades para nuestro análisis termodinámico que son, densidad, volumen específico, velocidad, entalpía, entropía, del refrigerante [3]. Y posteriormente plasmarlos en diagramas para su comparación.

Para conocer el comportamiento termodinámico del sistema de refrigeración y además poder determinar el punto de operación óptimo del sistema, es necesario evaluar a cada componente y realizar un análisis energético para hacer un mejor uso de la energía. La contribución de este trabajo es proponer una metodología que permite hacer un análisis energético a los sistemas de refrigeración. En este análisis se calculan los valores de las propiedades en cada estado del sistema.

### Carga de refrigeración

La carga térmica en este estudio, es el calor retirado en el evaporador al agua que circula a través de este y se expresa de la manera siguiente.

$$Q_O = mC_p \nabla T \quad (1)$$

En donde  $m$  es el flujo de agua que circula a través del evaporador,  $C_p$  es el calor específico del agua y  $\nabla T$  es el decremento de temperatura del agua al retirarle la carga térmica.

### Proceso de evaporación

El calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa, se llama efecto refrigerante y se expresa de la siguiente manera.

$$q_O = h_{se} - h_{ee} \quad (2)$$

Donde  $q_O$  es el efecto refrigerante,  $h_{se}$  es la entalpía a la salida del evaporador,  $h_{ee}$  es la entalpía a la entrada del evaporador. El flujo de refrigerante que circula en el evaporador para una carga térmica dada, se expresa como.

$$m_r = \frac{Q_O}{q_O} \quad (3)$$

### Proceso de compresión

La compresión del refrigerante es desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación. El trabajo de compresión es:

$$w_c = h_{sc} - h_{ec} \quad (4)$$

Donde  $h_{sc}$  es la entalpía en la salida del compresor y  $h_{ec}$  es la entalpía a la entrada del compresor.

La potencia del compresor es:

$$P_c = m_r w_c \quad (5)$$

### Proceso de Condensación

El calor disipado en el proceso de condensación es el siguiente:

$$Q_{cond} = h_{scd} - h_{ecd} \quad (6)$$

Donde  $h_{scd}$  es la entalpía a la salida del condensador,  $h_{ecd}$  es la entalpía a la entrada del condensador.

### Proceso de expansión

El refrigerante R-134a se expande desde la presión de condensación hasta la presión de evaporación. Este proceso de expansión se realiza a entalpía constante.

### Coefficiente de operación

El coeficiente de operación de Carnot es:

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_R}{T_O - T_R} \quad (7)$$

Donde  $T_R$  es la temperatura promedio del espacio a enfriar,  $T_O$  es la temperatura ambiente. Y para obtención del coeficiente de operación real:

$$COP_{REAL} = \frac{q_O}{w_c} \quad (8)$$

### Descripción del sistema de refrigeración experimental

El sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor que se usó para desarrollar la experimentación se encuentra instalado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP), y se muestra en la figura 1.

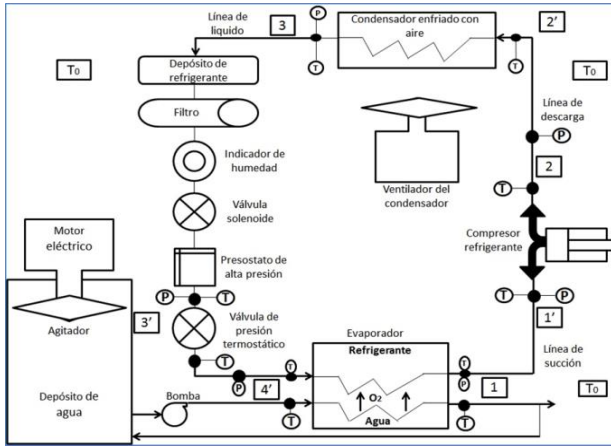


Figura 1 Componentes del sistema de refrigeración

Este sistema se instrumentó para hacer mediciones a la entrada y salida de los componentes del sistema. La instrumentación se compone de termopares tipo J y de transmisores de presión modelo PMC132-A32F1A2R Y 2T, con rango de 0-6 y 0-16 bar de presión absoluta y se encuentran instalados, tal y como se muestra en la figura 1.

**Análisis de resultados**

Para aplicar los modelos matemáticos antes mencionados a el sistema de refrigeración es necesario conocer los siguientes datos, que se muestran en la tabla 1.

	P (MPa)	h (kJ/kg K)	T °C	S (kJ/kg K)
Entrada al compresor	0.285	415.161	18.49	1.793
Salida del compresor	1.223	440.352	62.71	1.763
Entrada al condensador	1.223	436.706	59.43	1.753
Salida del condensador	1.123	417.636	35.69	1.713
Entrada a la VE	1.060	244.681	32.09	1.153
Salida de la VE	0.331	244.681	2.63	1.162
Entrada al evaporador	0.331	246.231	3.93	1.167
Salida del evaporador	0.328	402.852	3.93	1.725

Tabla 1 Propiedades del ciclo Real

Con los datos de la tabla 1, se obtiene el diagrama de presión-entalpía del ciclo real de refrigeración, como se muestra en el gráfico 1, en el cual se observa el comportamiento el refrigerante cuando circula a través del sistema experimental de refrigeración. Con lo que respecta a la presión de condensación su valor varía de acuerdo a la temperatura ambiente y la presión de evaporación disminuye conforme la temperatura del espacio a enfriar disminuye también, y para tener un mejor COP sus valores deben ser lo más pequeño que sea permitido.

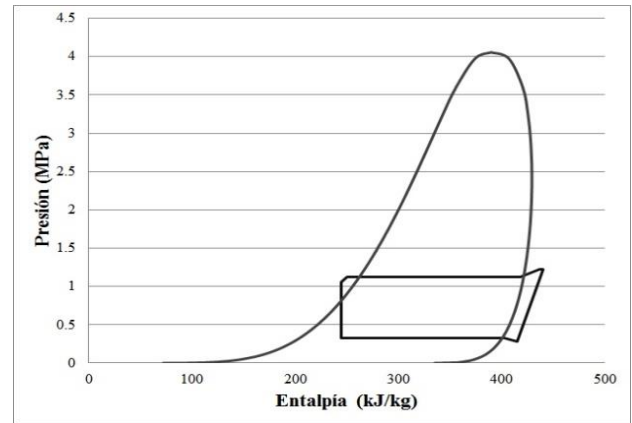


Gráfico 1 Diagrama Presión-Entalpía

En el gráfico 2 se muestra el comportamiento del refrigerante pero ahora en un diagrama temperatura-entropía, y en el cual se observa que en el compresor es donde se presenta la mayor pérdida de energía

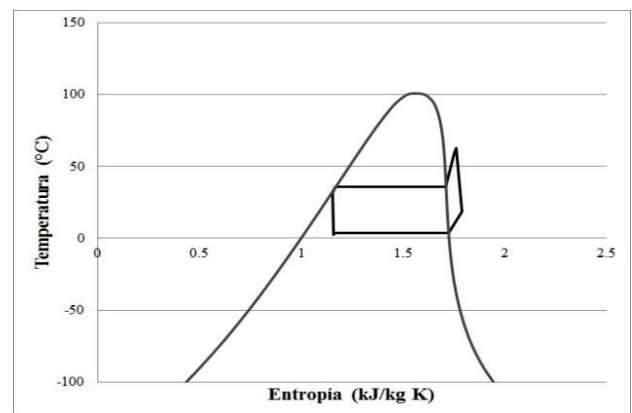


Gráfico 2 Diagrama Temperatura-Entropía

En el gráfico 3 muestra un comportamiento del refrigerante y se observa que en la parte del evaporación el refrigerante entra líquido y conforme absorbe calor del espacio a enfriar el refrigerante se convierte a vapor saturado, es decir, menos denso, y en el condensador el proceso es inverso, también en la válvula de expansión se observa como aumenta su densidad con respecto a la entrada y salida del componente.

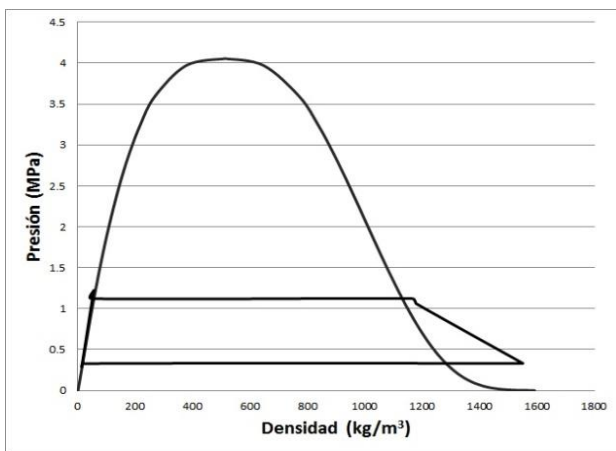


Gráfico 3 Diagrama Presión-Densidad

En la tabla 2 se muestran las propiedades para obtener los diagramas de exergía, con el fin de tener un mejor punto de comparación y así mostrar en que práctica se obtienen las mejores condiciones para tener un mejor COP y un mayor ahorro de energía.

	P (MPa)	h (kJ/kg K)	Exergía (kJ/kg)	Densidad (kg/m³)
Entrada al compresor	0.285	415.16	-19.837	12.972
Salida del compresor	1.223	440.35	14.081	54.867
Entrada al condensador	1.223	436.70	13.680	55.951
Salida del condensador	1.123	417.63	5.658	46.463
Entrada a laválvula de expansión	1.060	244.68	0.189	1178.945
Salida de la válvula de expansión	0.331	244.68	-2.473	1550.660
Entrada al evaporador	0.331	246.23	-2.370	1545.323
Salida del evaporador	0.328	402.85	-12.002	18.474

Tabla 2 Propiedades de exergía del ciclo real

En el gráfico 4 y en el gráfico 5 se muestra el comportamiento de las pérdidas de energía en los componentes, las mayores pérdidas de energía ocurren en el conjunto compresor-motor eléctrico, la magnitud de estas pérdidas son de alrededor del 45% de la exergía suministrada al sistema de refrigeración, estas pérdidas están asociadas con la eficiencia mecánica, eléctrica e isoentrópica.

Esta degradación de energía tan grande nos muestra que es necesario poner atención en la selección de este equipo debido a que si se eligen componentes con una eficiencia menor, la eficiencia exergética total de la planta disminuye considerablemente [4,5,6].

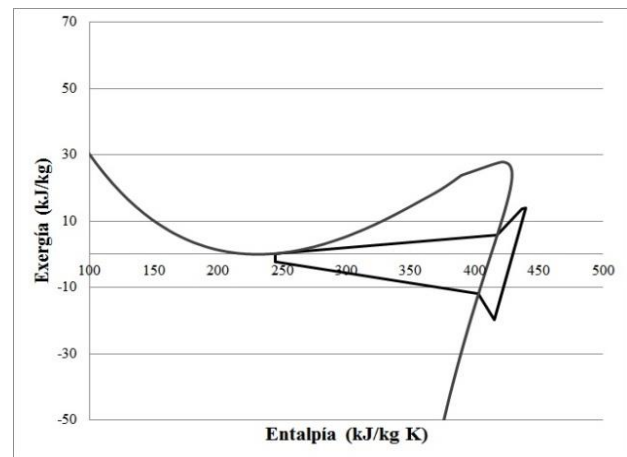


Gráfico 4 Diagrama Exergía-Entalpía

Las pérdidas en el condensador son de alrededor del 18%, esto es debido al grado de sobrecalentamiento alcanzado en la descarga del compresor lo que conduce a elevadas diferencias de temperaturas con lo que respecta a la temperatura de condensación y temperatura de evaporación. En el proceso de la válvula de expansión generalmente se considera un proceso disipativo, en este proceso las pérdidas de energía son las menores en el sistema de refrigeración [3,4,9].

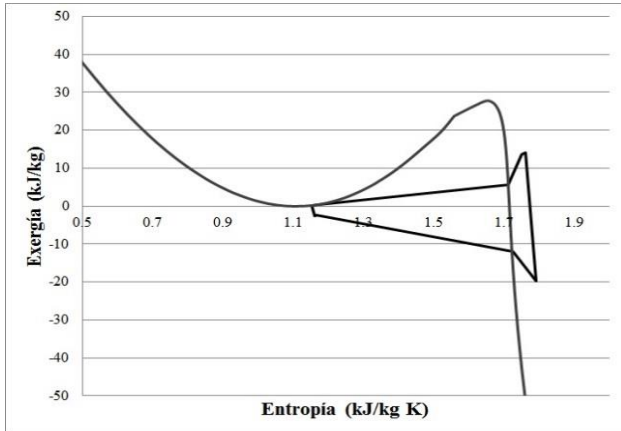


Gráfico 5 Diagrama Exergía-Entropía

Con lo que respecta al evaporador las pérdidas de energía están asociadas con el proceso de la transferencia de calor entre el refrigerante y del espacio a enfriar y su promedio de pérdida es de alrededor del 14%. Asimismo, se tiene que solamente se aprovecha el 18% de la exergía suministrada a la planta. Este análisis comprende a un flujo de agua a 0.5 L/s y a una carga térmica de 4.6 kW.

En la tabla 3 se muestran el comportamiento del evaporador a los 3 diferentes flujos de agua, y donde se encuentra el mejor comportamiento para el evaporador es a un flujo de agua de 1.1 L/s a los 120 minutos de la segunda corrida experimental, pero no es donde se presenta el mayor efecto refrigerante, ya que este se presentó a un flujo de 1.0 L/s a los 80 minutos, es importante tomar en cuenta estos dos puntos para la selección del COP óptimo.

Con lo que respecta a las propiedades termodinámicas del compresor que se ilustran en la tabla 4, en este componente si coincide el COP máximo con la menor potencia suministrada al compresor, que es a un flujo de 1.1 L/s y a los 120 minutos de la segunda corrida experimental.

Tiempo en el Evaporador (minutos)	COPreal	Irreversibilidad (kW)	Efecto Refrigerante (kJ/kg)	Densidad a la entrada (kg/m <sup>3</sup> )	Densidad a la Salida (kg/m <sup>3</sup> )	Flujo Refrigerante (kg/s)	Potencia Suministrada (kW)	Flujo de agua (L/s)
45	1.862	0.0089	154.266	1557.549	18.860	0.0298	2.471	0.5
100	1.996	0.0100	155.607	1573.698	16.583	0.0298	2.305	0.5
110	1.893	0.0099	156.118	1578.514	16.303	0.0298	2.430	0.5
95	2.037	0.0037	156.630	1545.264	18.455	0.0294	2.259	1
15	1.686	0.0092	158.299	1557.995	20.527	0.0294	2.728	1
35	1.742	0.0100	156.475	1562.924	19.077	0.0294	2.641	1
45	1.684	0.0093	159.067	1573.791	18.561	0.0289	2.732	1
55	1.637	0.0096	159.250	1576.306	18.060	0.0289	2.810	1
80	1.730	0.0107	160.147	1585.250	16.687	0.0287	2.659	1
15	1.761	0.0097	153.853	1553.798	20.255	0.0299	2.612	1.1
20	1.670	0.0101	153.782	1560.167	19.774	0.0299	2.754	1.1
40	1.782	0.0107	153.785	1560.053	18.548	0.0299	2.582	1.1
45	1.756	0.0110	153.369	1557.735	18.283	0.0300	2.620	1.1
50	1.825	0.0100	154.796	1562.597	18.192	0.0297	2.520	1.1
65	1.801	0.0071	154.266	1557.549	18.860	0.0298	2.554	1.1
80	1.894	0.0094	154.650	1574.247	17.283	0.0297	2.429	1.1
85	1.862	0.0090	154.324	1575.176	17.190	0.0293	2.366	1.1
90	1.944	0.0094	157.233	1569.011	16.909	0.0293	2.366	1.1
120	2.058	0.0092	155.658	1581.575	15.936	0.0296	2.235	1.1
5	1.868	0.0059	155.646	1517.248	22.500	0.0296	2.462	1.1
30	1.809	0.0067	154.344	1544.519	20.248	0.0298	2.542	1.1
45	1.817	0.0071	154.608	1549.980	19.483	0.0298	2.532	1.1
70	1.926	0.0077	154.652	1564.299	18.126	0.0297	2.389	1.1
120	1.992	0.0096	155.418	1579.874	15.887	0.0296	2.309	1.1

Tabla 3 Propiedades termodinámicas del evaporador

Tiempo en el Compresor (minutos)	COPreal	Irreversibilidad (kW)	Densidad a la entrada (kg/m <sup>3</sup> )	Densidad a la Salida (kg/m <sup>3</sup> )	Flujo Refrigerante (kg/s)	Potencia Suministrada (kW)	Flujo de agua (L/s)
45	1.862	0.117	14.491	61.983	0.0298	2.471	0.5
100	1.996	0.111	13.054	60.102	0.0298	2.305	0.5
110	1.893	0.120	12.790	62.800	0.0298	2.430	0.5
95	2.037	0.094	12.972	54.855	0.0294	2.259	1
15	1.686	0.143	17.349	73.393	0.0294	2.728	1
35	1.742	0.132	15.320	70.684	0.0294	2.641	1
45	1.684	0.144	16.245	74.757	0.0289	2.732	1
55	1.637	0.149	15.774	70.640	0.0289	2.810	1
80	1.730	0.140	14.845	65.757	0.0287	2.659	1
15	1.761	0.142	16.261	76.974	0.0299	2.612	1.1
20	1.670	0.154	16.222	76.424	0.0299	2.754	1.1
40	1.782	0.137	15.309	71.780	0.0299	2.582	1.1
45	1.756	0.141	15.120	66.470	0.0300	2.620	1.1
50	1.825	0.132	14.774	66.393	0.0297	2.520	1.1
65	1.801	0.135	14.491	61.983	0.0298	2.554	1.1
80	1.894	0.123	14.282	65.683	0.0297	2.429	1.1
85	1.862	0.124	13.799	67.311	0.0293	2.366	1.1
90	1.944	0.123	13.501	47.930	0.0293	2.366	1.1
120	2.058	0.101	12.560	64.240	0.0296	2.235	1.1
5	1.868	0.125	16.335	70.725	0.0296	2.462	1.1
30	1.809	0.125	15.295	62.474	0.0298	2.542	1.1
45	1.817	0.124	15.029	69.023	0.0298	2.532	1.1
70	1.926	0.112	13.978	65.828	0.0297	2.389	1.1
120	1.992	0.106	12.653	64.504	0.0296	2.309	1.1

Tabla 4 Propiedades termodinámicas del Compresor

Para el condensador, la tabla 5 muestra el comportamiento y nos ilustra que donde se presenta la menor pérdida de energía, que es a los 90 minutos de la segunda corrida y a un flujo 1.1 L/s, no coincide con el COP máximo que es a los 120 minutos.

Tiempo en el Condensador (minutos)	COPreal	Irreversibilidad (kW)	Densidad a la entrada (kg/m <sup>3</sup> )	Densidad a la Salida (kg/m <sup>3</sup> )	Flujo Refrigerante (kg/s)	Potencia Suministrada (kW)	Flujo de agua (L/s)
45	1.862	0.037	63.591	1154.9	0.0298	2.471	0.5
100	1.996	0.035	61.069	1163.2	0.0298	2.305	0.5
110	1.893	0.036	64.818	1163.2	0.0298	2.430	0.5
95	2.037	0.032	55.951	1163.2	0.0294	2.259	1
15	1.686	0.041	75.295	1146.5	0.0294	2.728	1
35	1.742	0.041	72.211	1146.5	0.0294	2.641	1
45	1.684	0.041	76.653	1154.9	0.0289	2.732	1
55	1.637	0.040	72.117	1154.9	0.0289	2.810	1
80	1.730	0.037	67.568	1154.9	0.0287	2.659	1
15	1.761	0.042	79.052	1146.5	0.0299	2.612	1.1
20	1.670	0.043	78.365	1146.5	0.0299	2.754	1.1
40	1.782	0.041	73.676	1154.9	0.0299	2.582	1.1
45	1.756	0.039	68.575	1154.9	0.0300	2.620	1.1
50	1.825	0.039	67.955	1154.9	0.0297	2.520	1.1
65	1.801	0.037	63.591	1154.9	0.0298	2.554	1.1
80	1.894	0.038	66.971	1154.9	0.0297	2.429	1.1
85	1.862	0.039	69.101	1154.9	0.0293	2.366	1.1
90	1.944	0.031	48.784	1163.2	0.0293	2.366	1.1
120	2.058	0.037	65.905	1163.2	0.0296	2.235	1.1
5	1.868	0.038	72.365	1137.9	0.0296	2.462	1.1
30	1.809	0.039	67.974	1146.5	0.0298	2.542	1.1
45	1.817	0.039	70.462	1146.5	0.0298	2.532	1.1
70	1.926	0.039	67.187	1154.9	0.0297	2.389	1.1
120	1.992	0.037	65.863	1163.2	0.0296	2.309	1.1

**Tabla 5** Propiedades termodinámicas del Condensador

Y en la tabla 6 se muestra que el comportamiento óptimo de la válvula de expansión se presentó a un flujo de 1.0 L/s a un tiempo de 45 minutos de la segunda corrida experimental.

Tiempo en la Válvula de Expansión (minutos)	COPreal	Irreversibilidad (kW)	Densidad a la entrada (kg/m <sup>3</sup> )	Densidad a la Salida (kg/m <sup>3</sup> )	Flujo Refrigerante (kg/s)	Potencia Suministrada (kW)	Flujo de agua (L/s)
45	1.862	0.0106	1172.060	1563.757	0.0298	2.471	0.5
100	1.996	0.0114	1180.880	1578.892	0.0298	2.305	0.5
110	1.893	0.0118	1183.329	1584.174	0.0298	2.430	0.5
95	2.037	0.0089	1178.940	1550.603	0.0294	2.259	1
15	1.686	0.0039	1171.138	1553.943	0.0294	2.728	1
35	1.742	0.0087	1175.020	1565.822	0.0294	2.641	1
45	1.684	0.0038	1177.180	1568.702	0.0289	2.732	1
55	1.637	0.0041	1179.340	1571.693	0.0289	2.810	1
80	1.730	0.0036	1184.475	1579.684	0.0287	2.659	1
15	1.761	0.0107	1166.359	1558.525	0.0299	2.612	1.1
20	1.670	0.0104	1166.724	1564.177	0.0299	2.754	1.1
40	1.782	0.0128	1172.460	1567.510	0.0299	2.582	1.1
45	1.756	0.0142	1173.540	1567.195	0.0300	2.620	1.1
50	1.825	0.0113	1174.580	1568.031	0.0297	2.520	1.1
65	1.801	0.0118	1172.060	1563.757	0.0298	2.554	1.1
80	1.894	0.0127	1177.620	1581.114	0.0297	2.429	1.1
85	1.862	0.0126	1178.540	1584.099	0.0293	2.366	1.1
90	1.944	0.0103	1183.527	1573.028	0.0293	2.366	1.1
120	2.058	0.0126	1186.173	1587.720	0.0296	2.235	1.1
5	1.868	0.0068	1164.213	1519.186	0.0296	2.462	1.1
30	1.809	0.0095	1167.822	1549.483	0.0298	2.542	1.1
45	1.817	0.0098	1170.531	1555.015	0.0298	2.532	1.1
70	1.926	0.0100	1173.420	1568.533	0.0297	2.389	1.1
120	1.992	0.0117	1182.579	1585.497	0.0296	2.309	1.1

**Tabla 6** Propiedades termodinámicas de la Válvula de Expansión

Con este tipo de análisis se muestra que los parámetros afectan directamente a la eficiencia y con base a estos se pueden elegir de una manera más adecuada los componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor [10,11].

Es importante mencionar que como la eficiencia es baja existe la posibilidad de hacer la refrigeración regenerativa, es decir, que la compresión se pueda realizar en dos etapas y con enfriamiento intermedio. Y también se muestra que con una mínima variación en las eficiencias mecánicas y eléctricas afectan a la eficiencia exergética.

## Conclusiones

De los resultados experimentales obtenidos y de la aplicación de la metodología desarrollada para evaluar al ciclo real de refrigeración se llega a los siguientes puntos.

La presión de condensación tiende a mantenerse constante, a causa de que la temperatura ambiente no varió de manera sensible durante la experimentación.

Las pérdidas de energía totales del sistema de refrigeración se situaron en los rangos del 85 y 97% de la energía suministrada al compresor a través del motor eléctrico durante las dos horas de la experimentación, lo anterior indica que la refrigeración, al menos en el sistema experimental analizado, se realiza con un 10% de la energía suministrada.

Se encontró un punto de operación óptimo durante los análisis a los tres diferentes flujos pero a la misma carga térmica, este se evalúa a través del COP real y los comportamientos termodinámicos de cada componente.

Al evaluar las pérdidas de energía por cada componente se tiene información valiosa porque indica en cuales componentes se debe poner mayor atención para disminuir las pérdidas, que en este caso es el compresor con un 48%, mientras que el condensador es de 27%, el evaporador es de 9% y la válvula de expansión es de 4%.

## 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]. Bahman A., Groll E. (2016). Second-law analysis to improve the energy efficiency of environmental control unit. 16<sup>th</sup> International refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, July 11-14 2016.
- [6]. 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.
- [7]. 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.
- [8]. 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.
- [9]. 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.
- [10]. 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.
- [11]. 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.