



Artículo de investigación



# Estudio energético y exergetico de un sistema de refrigeración por eyecto-compresión con doble IHX

## Energy and exergy analysis of an ejector-compression refrigeration cycle with double IHX

José Luis Rodríguez Muñoz<sup>1</sup> , José Sergio Pacheco Cedeño<sup>1</sup> , César Manuel Valencia Castillo<sup>2</sup> , José de Jesús Ramírez Minguela<sup>3</sup> 

<sup>1</sup>Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Ciudad Sahagún, Carretera Cd. Sahagún-Otumba s/n, Zona Industrial, Ciudad Sahagún, Hidalgo, México, CP 43970

<sup>2</sup>CARHS, Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Carr. Tamazunchale - San Martín Km. 5, Tamazunchale, San Luis Potosí, México, CP 79960

<sup>3</sup>Departamento de Ingeniería Química, Universidad de Guanajuato, DCNE, Col. Noria Alta s/n, Guanajuato, Gto, México, CP 36050

**Autor de correspondencia:** José Luis Rodríguez Muñoz, Ingeniería Mecánica, Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, Escuela Superior de Ciudad Sahagún, Carretera Cd. Sahagún-Otumba s/n, Zona Industrial, Ciudad Sahagún, Hidalgo, México, CP 43970. E-mail: jose\_rodriguez@uaeh.edu.mx. ORCID: 0000-0002-4108-9414.

Enviado: 21 de Junio del 2023

Aceptado: 29 de Agosto del 2023

Publicado: 28 de Septiembre del 2023

**Resumen.** – El presente trabajo analiza energética y exergeticamente, un ciclo de refrigeración por eyecto-compresión, en el que dos equipos de intercambio de calor son incluidos al sistema: 1) entre el condensador y el separador de líquido (IHX-1) y 2) entre el condensador y el evaporador (IHX-2), la cual es una configuración alternativa, y es definida como ERC+IHX-1+IHX-2. El efecto de la temperatura de evaporación y la efectividad de los intercambiadores de calor sobre el rendimiento energético, eficiencia exergetica y las irreversibilidades en cada uno de los componentes del sistema son analizados para aplicaciones de refrigeración y acondicionamiento de aire. Para este estudio R134a es usado como fluido refrigerante. Los resultados muestran que al emplear la configuración propuesta y una efectividad en el IHX-1=80%, esta resulta ligeramente con mayor COP y mayor rendimiento exergetico que la configuración operando a una efectividad en el IHX-2=80%. Sin embargo, la eficiencia exergetica aumenta al disminuir la temperatura de evaporación. Los componentes que presentan las mayores contribuciones a la irreversibilidad en ambas configuraciones, son el condensador, compresor y evaporador; mientras que las menores contribuciones se presentan en la válvula de expansión y el IHX-1. Además, la configuración alternativa ERC+IHX-1+IHX-2 presenta una mayor eficiencia exergetica y menores irreversibilidades, en comparación con las configuraciones ERC+IHX-1 y ERC+IHX-2 reportadas en la literatura.

**Palabras clave:** Ejector; Refrigeración; Rendimiento; Energético; Exergetico; IHX.

**Abstract.** - This paper shows an energy and exergy analysis of an ejector-compression refrigeration cycle, in which two heat exchangers are included to the system: 1) between the condenser and liquid separator (IHX-1) and 2) between the condenser and the evaporator (IHX-2), which is an alternative configuration proposed and this configuration is defined as ERC+IHX-1+IHX-2. The effect of evaporation temperature and the heat exchanger effectiveness on the energy and exergy efficiencies and the irreversibilities of each component of the cycle have been analyzed for refrigeration and air conditioning applications. The results show that for the alternative configuration and an effectiveness of IHX-1=80%, it results slightly with a higher COP than when the configurations work with an effectiveness of IHX-2=80%. However, the exergy efficiency increases when the evaporation temperature decreases. The components that show the highest contribution to the irreversibilities in the ERC+IHX-1+IHX-2 configuration are: the condenser, the compressor and the evaporator; whereas that the lowest contribution is due to the expansion valve and IHX-1. In addition, the alternative configuration proposed presents a higher exergetic efficiency and lower irreversibilities than the configurations ERC+IHX-1 y ERC+IHX-2 reported in the literature.

**Keywords:** Ejector; Refrigeration; Energy; Exergy; Efficiency; IHX.



## 1. Introducción

La refrigeración por compresión de vapor es uno de los métodos más empleados para preservar alimentos, mantener las condiciones de confort en oficinas, así como para aplicaciones de refrigeración doméstica y automotriz. Dado que este tipo de tecnología es causante de consumir alrededor del 15-17% de la electricidad a nivel mundial [1-2], es de suma importancia mejorar sus prestaciones energéticas. Además, una de las características empleadas para identificar las irreversibilidades en los sistemas de refrigeración, es la exergía, la cual es definida como una medida efectiva del potencial que tiene una sustancia de impactar con el medio ambiente [3].

Una manera de mejorar el rendimiento energético (COP) y reducir el impacto ambiental, que indirectamente generan los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, es la inclusión de un intercambiador de calor (IHX). Otra alternativa de mejorar el rendimiento energético en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, es el uso de un eyector.

Comparado con el sistema convencional de refrigeración mecánica, este dispositivo presenta la ventaja de reducir las irreversibilidades durante el proceso de estrangulamiento, tener un bajo costo, no contener parte móviles y poder trabajar en cambio de fase sin causar daños en sus componentes [4].

Además, existen otras ventajas sobre el uso de eyector en los sistemas de refrigeración, como son: reducir el trabajo de compresión al incrementar la presión de succión por arriba de la presión de evaporación y no requerir lubricantes para su operación [5].

Por tal motivo, el eyector es reconocido como uno de los dispositivos de expansión más utilizado para mejorar el rendimiento energético en los sistemas de refrigeración por compresión

de vapor, el cual es comúnmente conocido como ciclo de refrigeración por eyecto-compresión (ERC) [6].

El diseño de este dispositivo está constituido, principalmente, de tres componentes básicos: boquilla, mezclador y difusor [7-8]. Dependiendo de la posición de la boquilla, el EERC puede ser clasificado en dos tipos de configuraciones: 1) eyector a presión constante, en el cual la salida de la boquilla se encuentra en la cámara de succión, y 2) eyector con área constante, donde la boquilla es localizada a la salida de la sección del área constante. Varias investigaciones han encontrado que el ERC con eyector a presión constante presenta mejores prestaciones energéticas, en comparación con el ciclo ERC con área constante [9-10]. Por ello, en el presente trabajo se ha utilizado el ciclo ERC con eyector a presión constante.

Por otra parte, el intercambiador de calor, es un dispositivo empleado para aprovechar la energía de un fluido que se encuentra a una mayor temperatura y transferirla a otro con menor temperatura [11-12].

Es así que, la efectividad de los equipos de intercambio de calor juega un papel muy importante sobre el rendimiento energético en los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, lo cual es un parámetro que compara la velocidad real de transferencia térmica respecto a la velocidad máxima posible de transferencia de calor [13].

En este sentido, localizar la mejor ubicación del intercambiador de calor, que ayude a mejorar el rendimiento energético y exergético en los sistemas de refrigeración por eyecto-compresión, es una de las actividades en las que se ha puesto mucha atención dentro de la comunidad científica.



Una alternativa para mejorar el rendimiento energético en los ciclos de refrigeración por efecto-compresión (ERC), es la inclusión de un intercambiador de calor. Dentro de la literatura, la posición en la que comúnmente se localiza el intercambiador de calor en los ciclos ERC es: 1) entre el condensador y el separador de líquido (IHX-1 y 2) entre el condensador y el evaporador (IHX-2). Sin embargo, no hay un estudio en que se analice el efecto de la inclusión de ambos intercambiadores de calor en el ERC, la cual es una configuración alternativa, y es definida como ERC+IHX-1+IHX-2.

Por tal motivo, el presente trabajo tiene como objetivo investigar la influencia de ambos intercambiadores de calor de manera energética y exérgica. Para el estudio, R134a es empleado como fluido refrigerante, tanto para aplicaciones de refrigeración, así como para acondicionamiento de aire. Además, se analiza el efecto de la temperatura de evaporación y la efectividad de ambos intercambiadores de calor sobre las irreversibilidades de cada uno de los componentes que conforman el sistema.

Finalmente, para la configuración propuesta, la mejor combinación de efectividades de los IHX, así como de temperatura de evaporación, es determinada para evaluar los rendimientos, energético y exérgico.

## 2. Estado del arte

En la literatura existen trabajos que se enfocan en identificar la mejor ubicación del IHX dentro de sistemas de refrigeración por efecto-compresión. Por ejemplo, Pérez-García et al. [14] estudiaron experimentalmente la influencia del IHX sobre el comportamiento energético en una nevera. Para su estudio, emplearon el refrigerante R513A como alternativa al R134a. Los autores encontraron que, durante 24 horas de prueba, el

consumo energético del sistema con R134a es 8% mayor, en comparación con el R513A.

Otón-Martínez et al. [15] evaluaron el impacto de la inclusión de un IHX en un ciclo de refrigeración transcrito, en el que CO<sub>2</sub> fue empleado como fluido de trabajo. Con base a sus experimentos, el COP del ciclo con IHX resulta ser 7.55% mayor, en comparación con el ciclo sin IHX.

Cabello et al. [16] realizaron un estudio experimental en una cabina de congelación horizontal, en el que la influencia del IHX sobre el comportamiento energético fue analizado a diferentes condiciones de operación. Durante las pruebas experimentales, se evaluaron los refrigerantes R454C, R455A, R468A, R290 y R1270, como alternativa al refrigerante comercial R404A. Para un periodo de 16 horas de operación, se encontró una reducción en el consumo energético, el cual es mayor cuando se usa el R404A y R1270, seguido del R455A, R290, R454C y R458A. Sin embargo, el máximo ahorro energético de 9.2% se obtiene a una temperatura de 40°C, a la salida del condensador.

Mota-Babiloni et al. [17] también evaluaron de manera experimental un ciclo de refrigeración por compresión de vapor. La influencia del IHX sobre el rendimiento energético fue analizando para los refrigerantes R513A y R134a, para un rango de temperaturas de evaporación entre -15 a -5°C y temperaturas de condensación de 32.5 y 40°C. Sus resultados muestran un incremento de 26K en la temperatura de descarga para ambos fluidos y un aumento en el COP del 8% y 4% para el R513 y R134a, respectivamente; sin embargo, no es recomendable el uso del IHX para altas razones de compresión.

Por otra parte, Mota-Babiloni et al. [18] evaluaron experimentalmente un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en el que



emplearon R1234ze como refrigerante y los resultados obtenidos fueron comparados con el R134a, bajo diferentes condiciones de operación.

Además, también se analizó el efecto de la inclusión del IHX sobre la capacidad de enfriamiento del sistema, concluyendo que al emplear un compresor 43% más grande y una efectividad en el IHX > 25%, se puede incrementar la capacidad de enfriamiento a valores similares a los obtenidos con el R134a. Devecioglu y Oruc [19] estudiaron la influencia de un intercambiador de placas sobre el rendimiento energético en un sistema de acondicionamiento de aire. Para su estudio, se usó el R453A como alternativa al refrigerante R22 y sus resultados demuestran que la presencia del IHX incrementa el rendimiento energético y exergético del ciclo, así como una reducción en la contribución total al calentamiento atmosférico (TEWI), al emplear el R453A como refrigerante sustituto al R22. Mota-Babiloni et al. [20] estudiaron el efecto de un intercambiador de calor a contraflujo, en un sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Los refrigerantes empleados en el sistema fueron el R1234ze(E) y R450A, bajo diferentes temperaturas de condensación y evaporación y los resultados obtenidos fueron comparados con los obtenidos por el refrigerante R134a. Ellos concluyeron que el IHX tiene una influencia positiva sobre el rendimiento energético del sistema para todos los refrigerantes analizados, mientras que el mayor rendimiento energético es obtenido con el refrigerante R1234ze(E).

Cabello et al. [21] investigaron el potencial que presentan los refrigerantes R417B, R422A y R404A como sustitutos al R22, en una planta de refrigeración por compresión de vapor.

Las pruebas experimentales en el sistema se realizaron con y sin IHX, bajo las mismas

condiciones de operación, concluyendo que el uso del IHX, mejora la capacidad de enfriamiento y el COP en dichos refrigerantes, por lo que se pudiera considerar a estos refrigerantes como sustitutos viables al R22.

Por otra parte, Navarro-Esbrí et al. [22] realizaron un estudio experimental en el que evaluaron la influencia del IHX en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor empleando R134a y R1234yf como refrigerantes. Durante su estudio, los autores consideraron una efectividad en el IHX del 25% y observaron una reducción de entre el 6 y 13% en la capacidad de enfriamiento y el COP, respectivamente, cuando R1234yf es remplazado por el R134a. Además, ellos demostraron que la presencia del IHX reduce la capacidad de enfriamiento y el COP entre 2 y 6%, respectivamente.

García y Berana [23] realizaron un estudio teórico en el que colocaron el IHX entre el condensador y el separador de líquidos en un sistema de refrigeración por eyecto-compresión.

Dentro de los refrigerantes que ellos analizaron están R717, R22, R134a y R290. Los autores concluyeron que el colocar el intercambiador de calor en esta posición no necesariamente incrementa el rendimiento energético del sistema.

Moles et al. [24] también realizaron un estudio teórico de la configuración propuesta por García y Berana [23]. Donde, concluyeron que se puede conseguir un incremento en la capacidad de enfriamiento del ciclo; sin embargo, el rendimiento energético se puede reducir con la temperatura de operación, la efectividad del intercambiador de calor y la eficiencia del eyector.

Bakhshipour et al. [25] estudiaron, en un ciclo de refrigeración, el uso de materia de cambio de fase



(PCM) en un intercambiador de calor, el cual fue ubicado entre el condensador y la válvula de expansión, encontrando que la utilización de PCM mejora en 9.58% el COP del sistema.

Siguiendo esta metodología, Aprea et al. [26] realizaron una comparativa entre una planta de refrigeración con R134a y un prototipo operando con R744 bajo condiciones transcíticas, mostrando que la planta de refrigeración operando con R134a es de 20 a 44% mejor que el ciclo con R744 bajo las mismas condiciones de operación.

Ma et al. [27] analizaron un ciclo básico de refrigeración con eyector, al cual aplicaron un estudio energético y exergético a varios hidrocarburos.

Derivado de su análisis, los autores encontraron que, a la temperatura de condensación de 40°C y evaporación de 5°C, los refrigerantes R290 y R1270 presentan los mejores rendimientos energéticos y exergéticos, en comparación con los refrigerantes R600 y R600a. Al-Sayyab et al. [28] aplicaron un análisis de energía, exergía y ambiental a una bomba de calor con eyector empleando como refrigerante el R450A, R513A, R515A, R515B, R516A, R152a, R444A, R1234ze(E), R1234yf, R290 y R1243zf. De los refrigerantes estudiados, se pudo revelar que el R515B muestra los valores más bajos de exergía destruida y la más alta eficiencia exergética.

Zhang et al. [29] evaluaron experimentalmente un novedoso sistema transcítico de compresión/eyección con fuente de calor dual. Los resultados experimentales muestran que la capacidad de enfriamiento obtenida por el sistema es de 50.49 kW; sin embargo, cuando el sistema opera con una frecuencia de entre 20Hz y 30 Hz, la mayor exergía destruida ocurre en el enfriador de gas, mientras la menor exergía destruida, a 35 Hz, ocurre en el compresor.

Rodríguez-Muñoz et al. [30] evaluaron, energética y exergéticamente, la posición del intercambiador de calor en dos diferentes sistemas de refrigeración por eyecto-compresión (EC+IHX-1 y EC+IHX-2). Sus resultados muestran que el uso del intercambiador de calor ocasiona una reducción en el rendimiento energético en ambas configuraciones, aunque la eficiencia exergética de la configuración EC+IHX-2 es mayor que la configuración EC+IHX-1 para valores en la efectividad del intercambiador inferiores al 60%.

### 3. Metodología

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por eyecto-compresión ERC+IHX-1+IHX-2.

El principio de operación del ciclo es el siguiente: refrigerante entra al intercambiador de calor (IHX-1) como líquido saturado (3) y transfiere energía al fluido proveniente del separador de líquido que se encuentra como vapor saturado (14), lo cual provoca una reducción de su temperatura e ingrese al segundo intercambiador de calor (IHX-2) como líquido subenfriado (4), mientras que al compresor entra el refrigerante como vapor sobrecalentado (1). En el compresor, el refrigerante es comprimido, incrementándose su presión y temperatura (2), y enviado hacia el condensador.

El refrigerante subenfriado (4) fluye por el segundo intercambiador de calor (IHX-2) para transferir energía al vapor saturado proveniente del evaporador (11), esto ocasiona un incremento de temperatura hasta alcanzar las condiciones de vapor sobrecalentado (12), para después ingresar, conjuntamente con el refrigerante subenfriado (5), al eyector. Posteriormente, el refrigerante subenfriado pasa a través de la boquilla (6), donde la presión se reduce hasta las condiciones



del flujo que se encuentra en la etapa de baja presión (13). Dentro de la cámara de mezclado, ambos flujos se mezclan (7) e ingresan al difusor en el que su velocidad es reducida hasta su salida (8).

En el separador de líquido, el refrigerante egresa como líquido saturado hacia la válvula de

expansión (9), esto genera una reducción en la presión y temperatura, para después ingresar al evaporador (10). Para alcanzar las condiciones de vapor saturado, el calor proveniente del espacio a refrigerar es transferido al fluido refrigerante y enviado de regreso al IHX-2, completando así el ciclo.

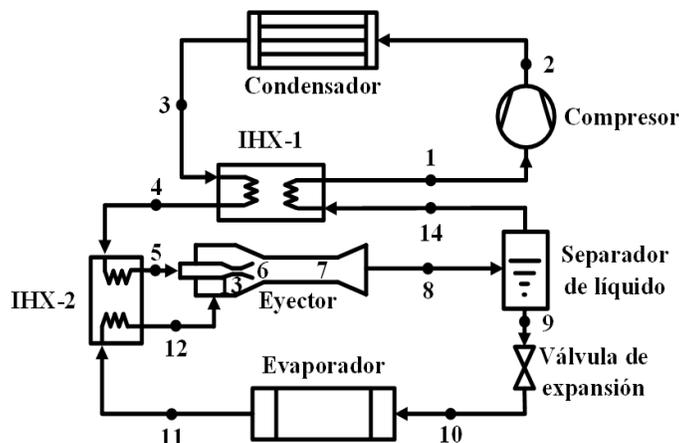


Figura 1. Diagrama esquemático y estados termodinámicos del ciclo ERC+IHX-1+IHX-2.

La configuración propuesta ha sido modelada en base a las ecuaciones de conservación de masa, energía y momento aplicadas a cada uno de los componentes que describen el sistema. A continuación, se enlistan las consideraciones aplicadas al modelo:

- 1) No hay pérdidas de presión en los equipos de intercambio de calor, separador y en la tubería.
- 2) No existe transferencia de calor desde los equipos de intercambio de calor hacia los alrededores.
- 3) El refrigerante se encuentra en condiciones de saturación a la salida del condensador y evaporador.
- 4) Las corrientes a la salida del separador de líquido se consideran en condiciones de saturación.

- 5) El fluido primario y secundario alcanzan la misma presión al mezclarse en la cámara de mezclado.
- 6) Proceso isoentálpico en la válvula de expansión.
- 7) Las eficiencias en la boquilla y difusor se consideran constantes durante todo el análisis.
- 8) Las velocidades del refrigerante a la entrada y salida del eyector son despreciables, en comparación con las altas velocidades en las secciones de la boquilla, mezclador y difusor [31-32].
- 9) El proceso de compresión es considerado ser isentrópico.

De acuerdo a estas consideraciones, las ecuaciones resultantes de los balances de energía, para cada uno de los componentes dentro del ciclo, se muestran en la Tabla 1.

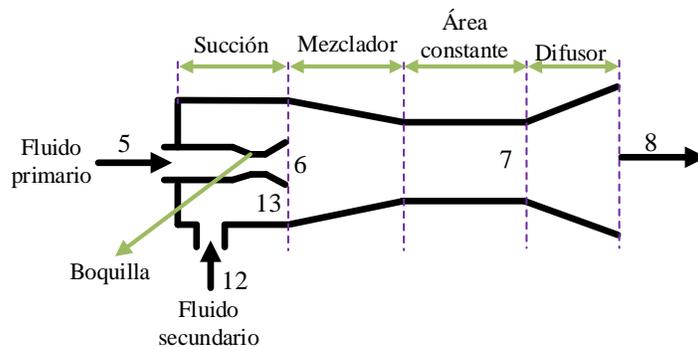


**Tabla 1.** Ecuaciones derivadas de los balances de energía para el ciclo ERC+IHX-1+ IHX-2.

| Componente           | Balace de energía   |
|----------------------|---|
|                      | $w_{comp} = \frac{h_{sal} - h_{ent}}{1 + \omega} \quad (1)$   |
| Compresor            | $\eta_{comp} = \frac{h_{sal, is} - h_{ent}}{h_{sal} - h_{ent}} \quad (2)$                               |
|                      | $\eta_{comp} = 0.874 - 0.0135 \left( \frac{P_{cond}}{P_{evap}} \right) \quad (3)$                       |
| Condensador          | $q_{cond} = \frac{h_{ent} - h_{sal}}{1 + \omega} \quad (4)$   |
| Evaporador           | $q_{evap} = \frac{\omega(h_{ent} - h_{sal})}{1 + \omega} \quad (5)$                                     |
| Eyector              | Algoritmo propuesto por Rostamnejad Takleh y Zare [33]  |
| Válvula de expansión | $h_{sal} = h_{ent} \quad (6)$   |
| IHX-1                | $\varepsilon = \frac{T_{f, sal} - T_{f, ent}}{T_{c, ent} - T_{f, ent}} \quad (7)$                       |
| IHX-2                | $\varepsilon = \frac{(mc_p)_f (T_{f, sal} - T_{f, ent})}{(mc_p)_c (T_{c, ent} - T_{f, ent})} \quad (8)$ |

El algoritmo propuesto por Rostamnejad Takleh y Zare [33] para desarrollar el balance de energía del eyector, es basado en la configuración mostrada en la Figura 2. Dicha configuración está

constituida por cuatro secciones: succión, mezclador, sección de área constante y difusor. A continuación, se describe el procedimiento de análisis para este componente.



**Figura 2.** Estructura de análisis del eyector.

Salida de la boquilla de succión

$$P_{13} = P_{12} - \Delta P \quad (9)$$

$$h_{13, is} = h(P_{13}, s_{13s}) \quad (10)$$

$$s_{13s} = s_{12} \quad (11)$$



$$\eta_{bs} = \frac{h_{12} - h_{13}}{h_{12} - h_{13, is}} \quad (12)$$

$$V_{13} = \sqrt{2(h_{12} - h_{13})} \quad (13)$$

A la salida de la boquilla primaria

$$P_6 = P_{13} \quad (14)$$

$$h_{6, is} = h(P_6, s_{6s}) \quad (15)$$

$$s_{6s} = s_5 \quad (16)$$

$$\eta_{bp} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6, is}} \quad (17)$$

$$V_6 = \sqrt{2(h_5 - h_6)} \quad (18)$$

Sección de mezclado

$$P_7 = P_6 \quad (19)$$

$$h_7 = \frac{1}{1 + \omega} \left( h_6 + \frac{V_6^2}{2} \right) + \frac{\omega}{1 + \omega} \left( h_{13} + \frac{V_{13}^2}{2} \right) - \frac{V_7^2}{2} \quad (20)$$

$$s_7 = s(P_7, h_7) \quad (21)$$

$$V_7 = \sqrt{\eta_m} \left( \frac{1}{1 + \omega} V_6 + \frac{\omega}{1 + \omega} V_{13} \right) \quad (22)$$

Salida del difusor

$$P_8 = P(h_{8, is}, s_7) \quad (23)$$

$$h_8 = h_7 + \frac{V_7^2}{2} \quad (24)$$

$$\eta_d = \frac{h_{8, is} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (25)$$

$$x_8 = x(h_8, P_8) \quad (26)$$

Donde,  $P$ ,  $\Delta P$ ,  $h$ ,  $s$ ,  $V$ ,  $\omega$  y  $x$ , es la presión (kPa), caída de presión (kPa), entalpía específica (kJ·kg<sup>-1</sup>), entropía específica (kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>), velocidad (m·s<sup>-1</sup>), razón de arrastre (-) y la calidad a la salida del eyector (-), respectivamente. Mientras que,  $\eta_{bp}$ ,  $\eta_m$  y  $\eta_d$  son las eficiencias isentrópicas de la boquilla primaria, mezclador y difusor, respectivamente.

$$COP = \frac{q_{evap}}{w_{comp}} \quad (27)$$

Por otra parte, la irreversibilidad,  $I$  (kJ·kg<sup>-1</sup>), es definida como una manera efectiva de medir el potencial que tiene una sustancia de impactar el medio ambiente. Para una sustancia pura, la irreversibilidad para cada componente puede ser

El rendimiento energético del ciclo ERC+IHX-1+IHX-2, está definido como la relación de la capacidad de enfriamiento,  $q_{evap}$ , respecto a la potencia que se suministra al compresor,  $w_{comp}$ , el cual se obtiene por medio de la siguiente expresión [34].

calcula como la diferencia entre la exergía suministrada, respecto a la exergía recuperada:



$$I = e_{sum} - e_{rec} \tag{28}$$

Donde, el contenido de exergía específica del fluido,  $e$  ( $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ), puede ser calculada en términos de su entalpía y entropía específica:

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \tag{29}$$

De tal manera que las irreversibilidades de cada uno de los componentes a cada uno de los

componentes del sistema, se muestran en la Tabla 2.

**Tabla 2.** Ecuaciones derivadas de los balances de exergía para el ciclo ERC+IHX-1+ IHX-2.

| Componente           | Balace de exergía  |      |
|----------------------|--|------|
| Compresor            | $I_{comp} = h_{ent} - h_{sal} - T_0(s_{ent} - s_{sal})$  | (30) |
| Condensador          | $I_{cond} = T_0(s_{sal} - s_{ent})$  | (31) |
| Evaporador           | $I_{evap} = T_0\omega(s_{sal} - s_{ent}) + \frac{T_0}{T_r}\omega(h_{ent} - h_{sal})$   | (32) |
| Eyector              | $I_{eye} = T_0[(1 + \omega)s_{sal,d} - s_{ent,fp} - \omega(s_{ent,fs})]$   | (33) |
| Válvula de expansión | $I_{ve} = T_0\omega(s_{sal} - s_{ent})$  | (34) |
| IHX-1                | $I_{IHX-1} = h_{c,ent} + h_{f,ent} - h_{c,sal} + T_0(s_{c,sal} + s_{f,sal} - s_{c,ent} - s_{f,ent})$                             | (35) |
| IHX-2                | $I_{IHX-2} = h_{c,ent} - h_{c,sal} + \omega(h_{f,sal} - h_{f,ent}) + T_0[s_{c,sal} - s_{c,ent} - \omega(s_{f,sal} - s_{f,ent})]$ | (36) |

Mientras que, la segunda ley de la termodinámica puede ser usada para calcular el rendimiento exergético del sistema, el cual está definido como

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{I_T}{w_{comp}(1 + \omega)} \tag{37}$$

Donde

$$I_T = \sum I_{cc} \tag{38}$$

La siguiente ecuación es empleada para determinar la calidad de la mezcla a la salida del difusor, la cual se obtiene mediante un proceso

la diferencia entre la unidad y la fracción de la exergía total destruida respecto al trabajo consumido en el compresor [35]:

iterativo hasta que los balances de energía a la entrada y salida del ciclo tuvieran un error de convergencia menor del 0.01% [33].



$$x_d = \frac{1}{1 + \omega} \tag{39}$$

Las ecuaciones de la Tabla 1, así como las ecuaciones 1-39 son resueltas con la ayuda del software computacional Engineering Equation Solver (EES) [36], esto se debe a que el software contiene códigos de programación con las

propiedades termofísicas del refrigerante bajo estudio.

En la Tabla 3 se muestran las condiciones de operación empleadas en el análisis y simulación de la configuración propuesta.

**Tabla 3.** Condiciones de operación del ERC+IHX-1+IHX-2.

| Parámetro  | Valor                        |
|--|------------------------------|
| Temperatura de evaporación, $T_{evap}$             | -5°C, 0°C, 5°C y 10°C        |
| Temperatura de condensación, $T_{cond}$            | 40°C                         |
| Temperatura ambiente, $T_0$                        | 25°C                         |
| Temperatura del espacio a enfriar, $T_r$           | $T_{evap} + 5^\circ\text{C}$ |
| Eficiencia isentrópica de la boquilla, $\eta_{bp}$ | 85%                          |
| Eficiencia isentrópica del difusor, $\eta_d$       | 85%                          |
| Eficiencia isentrópica del mezclador, $\eta_m$     | 90%                          |

Para el análisis del ciclo, la temperatura de evaporación se varía entre -5°C y 10°C, lo cual es un rango de valores comúnmente empleados en este tipo de dispositivos [37]; mientras que el espacio a enfriar se supone esté 5°C por encima de la temperatura de evaporación [27]. Además, la temperatura de condensación se mantiene constante a 40°C, mientras las eficiencias isentrópicas de la boquilla, difusor y mezclador se establecieron en base a valores típicos empleados comúnmente en los sistemas de refrigeración por eyecto-compresión [37-40].

#### 4. Resultados y discusiones

En los sistemas de refrigeración por eyecto-compresión, la caída de presión es uno de los parámetros que se debe considerar durante el análisis, diseño y simulación. Por tal motivo, la caída de presión óptima se obtiene a las

condiciones en las cuales el COP es máximo. Para el modelado del ciclo ERC+IHX-1+IHX-2 se ha considerado una temperatura de condensación de 40°C y una temperatura de evaporación de 5°C, las cuales son temperaturas que se emplean comúnmente en aplicaciones de acondicionamiento de aire. La influencia de la caída de presión sobre el COP se puede observar en la Figura 3. Para esta simulación se ha establecido una efectividad, para cada uno de los intercambiadores de calor de 80%, lo cual es un valor máximo considerado en sistemas reales para este componente [10]. Los resultados muestran que el máximo COP de 5.676, lo que representa la óptima caída de presión de 2.8 kPa, la cual es utilizada como valor base para el análisis energético y exergético del ciclo. Es importante mencionar que, para el ciclo básico de refrigeración por eyecto-compresión, la máxima caída de presión permisible en el eyector es de



alrededor de 14 kPa. Sin embargo, cuando se usa un intercambiador de calor entre el condensador y el separador de líquido (IHX-1), así como entre el condensador y el evaporador (IHX-2), la caída

de presión se reduce a 5.556 kPa [30], lo cual implica que el ciclo ERC+IHX-1+IHX-2 requiere de una menor cantidad de energía para que el refrigerante fluya por el sistema.

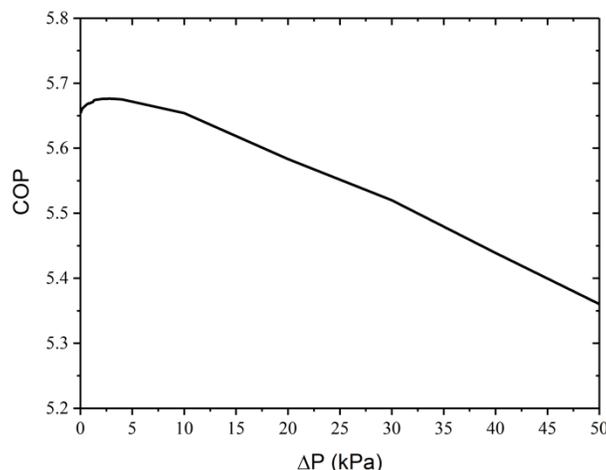


Figura 3. COP en función de la caída de presión para el ciclo ERC+IHX-1+IHX-2.

#### 4.1. Rendimiento energético

Considerando las condiciones de operación descritas en la Tabla 2 y la óptima caída de presión de 2.8 kPa, se establecieron dos propuestas de estudio para el ciclo: configuración 1) ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 (línea discontinua en los gráficos), en la que  $\epsilon_{IHX-1}=80\%$ , mientras la efectividad del IHX-2 se permite que varíe desde 0 hasta 100% y configuración 2) ERC+IHX-1+IHX-2(80%) (línea continua en el gráfico), en la que  $\epsilon_{IHX-2}=80\%$ , mientras la efectividad del IHX-1 se permite varíe de 0 hasta 100%. Desde el punto de vista práctico, una  $\epsilon_{IHX}=80\%$ , es un valor que se recomienda para ciclos de refrigeración por eyecto-compresión con intercambiador de calor [28].

En la Figura 4 se muestra el rendimiento energético (COP) como función de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación. Los resultados muestran que el COP de la configuración ERC+IHX-1+IHX-

2(80%) se incrementa ligeramente a medida que aumenta la efectividad en el IHX-1, caso contrario ocurre con la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2. Cuando el ciclo ERC+IHX-1+IHX-2(80%) opera a bajas temperaturas de evaporación ( $-5^{\circ}\text{C}$ ) se presenta una mejora, respecto al ciclo ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 del 4.1% en el COP; mientras que, para temperaturas de evaporación de  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $5^{\circ}\text{C}$  y  $10^{\circ}\text{C}$ , los incrementos del COP corresponden al 3.3%, 2.62% y 1.89%, respectivamente. También se observa que el incremento en la temperatura de evaporación conlleva en un incremento del COP para ambas configuraciones propuestas, donde los mejores resultados se obtienen a una temperatura de evaporación de  $10^{\circ}\text{C}$ .

Para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, el COP se reduce cuando la efectividad en el IHX-2 se incrementa de 0 a 100%, siendo dichas reducciones del 2.4%, 2.2%, 1.6% y 1.7%, correspondientes a las temperaturas de evaporación de  $-5^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $5^{\circ}\text{C}$  y  $10^{\circ}\text{C}$ ,



respectivamente. Entre ambas configuraciones, la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 es la que presenta las mejores prestaciones energéticas, las cuales se obtienen a efectividades inferiores al 80% ( $\epsilon_{IHX-2} < 80\%$ ), mientras que para efectividades del intercambiador de calor 2 mayores al 80%  $\epsilon_{IHX-2} > 80\%$ , el COP es prácticamente igual para ambas configuraciones. La reducción del COP, para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, conforme

incrementa  $\epsilon_{IHX-2}$ , se debe principalmente, a que ocurre una reducción en la presión de descarga del compresor, lo que implica un incremento en el trabajo específico del compresor. Mientras que para el caso de la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), el uso del IHX ocasiona un ligero incremento en la capacidad de enfriamiento, mejorando ligeramente su rendimiento energético conforme incrementa  $\epsilon_{IHX-2}$ .

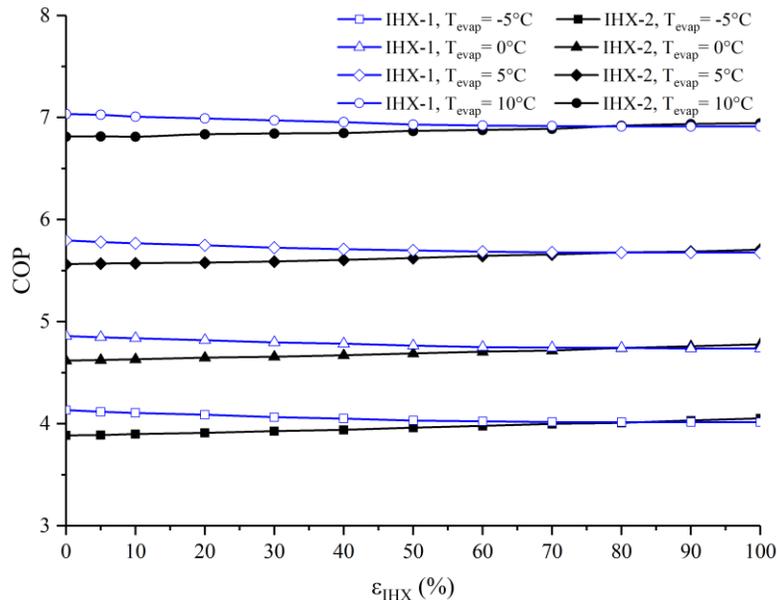


Figura 4. Efecto de la  $\epsilon_{IHX}$  y  $T_{evap}$  sobre el COP de ambas configuraciones.

#### 4.2. Rendimiento exergético

El efecto de la efectividad del intercambiador y la temperatura de evaporación sobre la eficiencia exergética del ciclo ERC+IHX-1+ IHX-2 se muestra en la Figura 5. Los resultados muestran que la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 presenta una reducción en la eficiencia exergética con el aumento de la efectividad del IHX-2; mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), el aumento de la efectividad del IHX-1 provoca un aumento en la eficiencia exergética del ciclo hasta alcanzar un valor máximo, y subsecuentemente decrece como la efectividad del IHX-1 incrementa.

Las menores eficiencias exergéticas se obtienen a una temperatura de evaporación de  $10^\circ C$ , mientras que las mayores eficiencias exergéticas se logran a una temperatura de evaporación de  $-5^\circ C$ . Para el caso de la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, las reducciones que se obtienen son de entre 2.1% a 7.7%; mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), los incrementos son del 54.5%, 36.0, 19.7% y 2.1%, para temperaturas de evaporación de  $-5^\circ C$ ,  $0^\circ C$ ,  $5^\circ C$  y  $10^\circ C$ , respectivamente.

Comparativamente entre configuraciones, cuando el ciclo opera sin uno de los intercambiadores de calor, esto es  $\epsilon_{IHX} = 0\%$  y



una  $T_{\text{evap}} = 10^{\circ}\text{C}$ , la eficiencia exergética de la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 es 3.2% superior que los resultados obtenidos en la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%). A medida que se reduce la temperatura de evaporación, los incrementos en la eficiencia exergética son del 28.8%, 43.8% y 62.5%, para temperaturas de evaporación de  $5^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

Los resultados también muestran que para efectividades en el intercambiador de calor superiores a 80%, la eficiencia exergética de la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) resulta ser ligeramente superior que la correspondiente

para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2. Para una efectividad del intercambiador de calor del 100% y temperaturas de evaporación de  $5^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  y  $-5^{\circ}\text{C}$ , las diferencias obtenidas son del 0.7%, 3.0% y 5.0%, respectivamente. Con base a los resultados, es recomendable el uso del intercambiador de calor con altos valores de efectividad para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), por otro lado, para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, el uso del intercambiador de calor produce un efecto negativo sobre la eficiencia exergética.

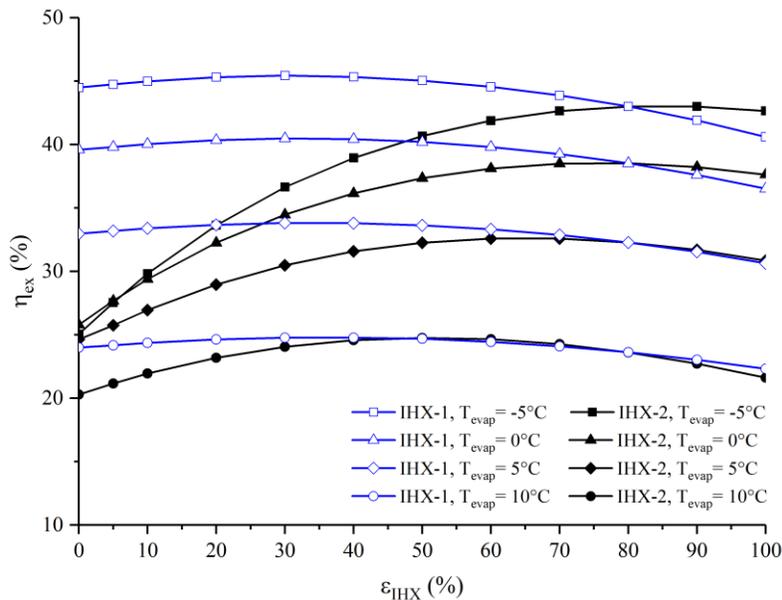


Figura 5. Efecto de  $\epsilon_{\text{IHX}}$  y  $T_{\text{evap}}$  sobre la  $\eta_{\text{ex}}$  de ambas configuraciones.

### 4.3. Irreversibilidades

Las irreversibilidades en cada uno de los componentes que conforman el ciclo ERC+IHX-1+IHX-2 se describen a continuación. La Figura 6 muestra la irreversibilidad específica en el compresor en función de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación. Los resultados muestran que la irreversibilidad en el compresor, para ambas

configuraciones, aumenta con el incremento de la efectividad del intercambiador de calor y con la disminución de la temperatura de evaporación; dichos incrementos son entre el 1.4% y el 7.3%. Este efecto debe principalmente a una reducción en la presión de descarga en el eyector, lo que ocasiona, una reducción en la entropía en la línea de succión y que la diferencia de entropía en este componente se incremente.



La configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) presenta menor irreversibilidad en el compresor que la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 cuando el ciclo opera a efectividades del intercambiador de calor inferiores a 80%. También es posible observar que las mayores diferencias en las irreversibilidades entre ambas

configuraciones se obtienen al operar el ciclo sin intercambiador de calor ( $\epsilon_{IHX} = 0$ ), las cuales son del 3.5%, 3.6%, 3.6% y 3.6%, para las temperaturas de evaporación de 10°C, 5°C, 0°C y -5°C, respectivamente.

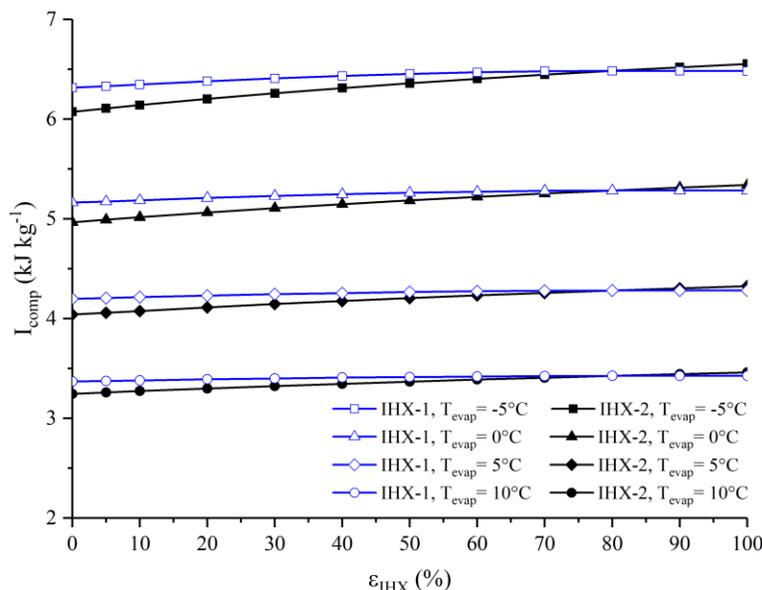


Figura 6. Irreversibilidad del compresor en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

El efecto de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación sobre la irreversibilidad en el condensador se muestra en la Figura 7.

Para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, prácticamente no existen variaciones en la irreversibilidad en el condensador con el incremento de la efectividad del IHX-2, ya que el uso de este componente, no produce un efecto considerable sobre el grado de sobrecalentamiento. Esto significa que la entropía a la entrada del compresor prácticamente no incrementa, por lo tanto, las irreversibilidades para esta configuración sean casi constantes.

Sin embargo, el reducir la temperatura de evaporación de 10°C a -5°C ocasiona que se incremente la irreversibilidad hasta en un 24.2%. Por otra parte, para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), la irreversibilidad en el condensador incrementa con el aumento de la efectividad del IHX-1. Esto se debe a que el incremento en la efectividad en el intercambiador de calor, aumenta el grado de sobrecalentamiento en la línea de succión del compresor y su temperatura, mientras que el flujo másico de refrigerante se reduce.

Esto significa un mayor trabajo específico y un incremento en la temperatura de descarga del compresor, lo que ocasiona que la diferencia de entropía en el condensador incremente. Las menores irreversibilidades se obtienen cuando el



ciclo opera sin intercambiador de calor, esto es,  $\epsilon_{IHX-1} = 0\%$ , mientras que la mayor irreversibilidad se obtiene al operar el ciclo con  $\epsilon_{IHX-1} = 100\%$ .

Finalmente, es posible observar que la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) presenta mayor irreversibilidad que la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 para efectividades del intercambiador de calor mayores al 80%.

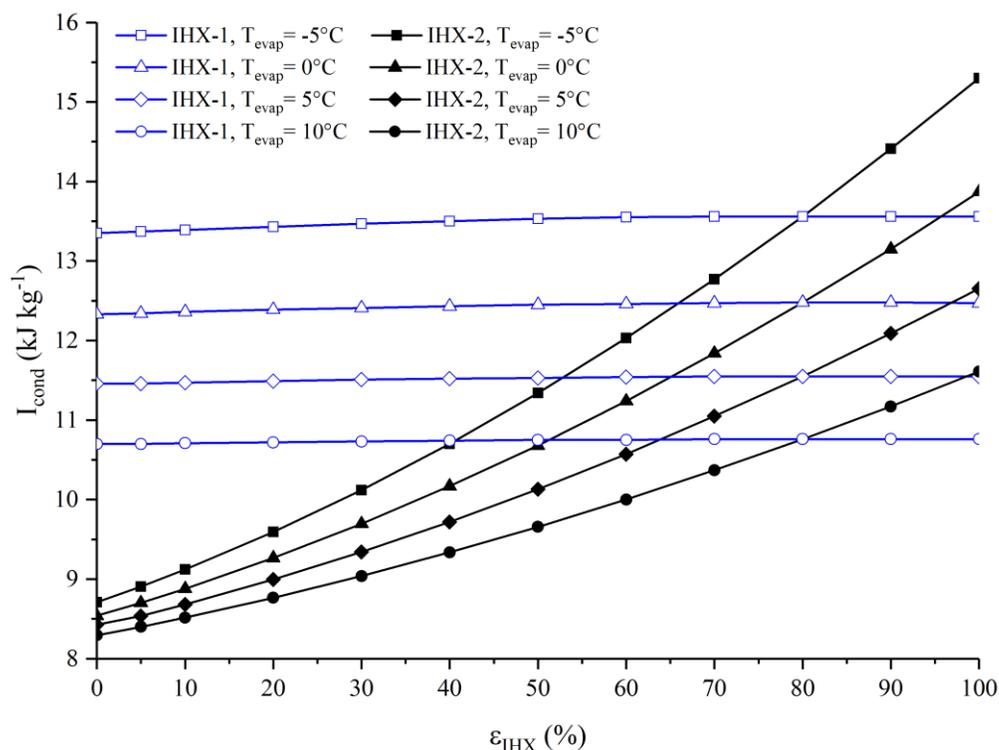


Figura 7. Irreversibilidad en el condensador en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

La Figura 8 ilustra la irreversibilidad en la válvula de expansión en función de la efectividad del intercambiador de calor y de la temperatura de evaporación. Es posible observar que la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) no presenta variaciones significativas en las irreversibilidades en este componente con el incremento de la efectividad del intercambiador de calor; sin embargo, el reducir la temperatura de evaporación de  $10^\circ C$  a valores de  $5^\circ C$ ,  $0^\circ C$  y  $-5^\circ C$ , hace que la irreversibilidad se incremente en 13.7%, 15.3% y 28.2%, respectivamente. Los resultados también ilustran que la irreversibilidad para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2

es superior que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), para efectividades en el IHX-2 menores a 80%, mientras para efectividades mayores al 80%, la irreversibilidad es prácticamente igual para ambas configuraciones.

La reducción de las irreversibilidades en este componente, es ocasionada por una disminución en la presión de descarga en el eyector. Como se mantiene constante la temperatura de evaporación en el sistema, la diferencia de entropía en este elemento se incrementa, a medida que aumenta la efectividad en el IHX.

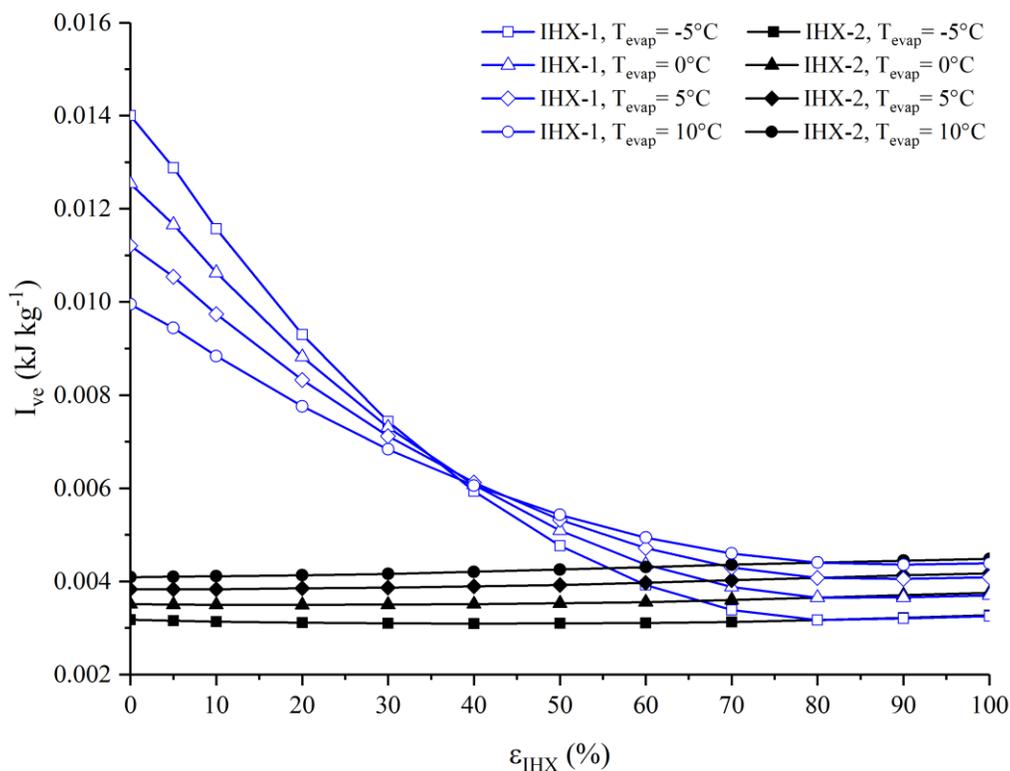


Figura 8. Irreversibilidad en la válvula de expansión en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

La Figura 9 se muestra la irreversibilidad en el evaporador en función de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación. Para ambas configuraciones, es posible observar que la irreversibilidad aumenta cuando la temperatura de evaporación también aumenta.

Se puede observar que el uso del IHX-2 no produce un efecto considerable sobre la irreversibilidad de este componente para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2. Para el caso de la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), la menor irreversibilidad se logra al operar el ciclo sin el IHX-1; mientras la mayor irreversibilidad se obtiene con el ciclo operando con  $\epsilon_{IHX-1} = 100\%$ .

Con los resultados también se demuestra que la irreversibilidad en el evaporador para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) se incrementa, con referencia al ciclo operando a  $T_{evap}=10^\circ\text{C}$  en 20.4%, 23.2% y 26.3%, en comparación al ciclo operando a temperaturas de evaporación de  $5^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$  y  $-5^\circ\text{C}$ , respectivamente.

El incremento de las irreversibilidades con la efectividad del intercambiador de calor se debe a la reducción en la presión de descarga del eyector, el cual resulta ser mucho mayor para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), en comparación con la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2. Lo anterior es debido a que, reducir la presión de descarga del eyector, provoca que la entalpía y entropía a la entrada del



evaporador se reduzca, mientras la diferencia de entropía en este componente se incremente.

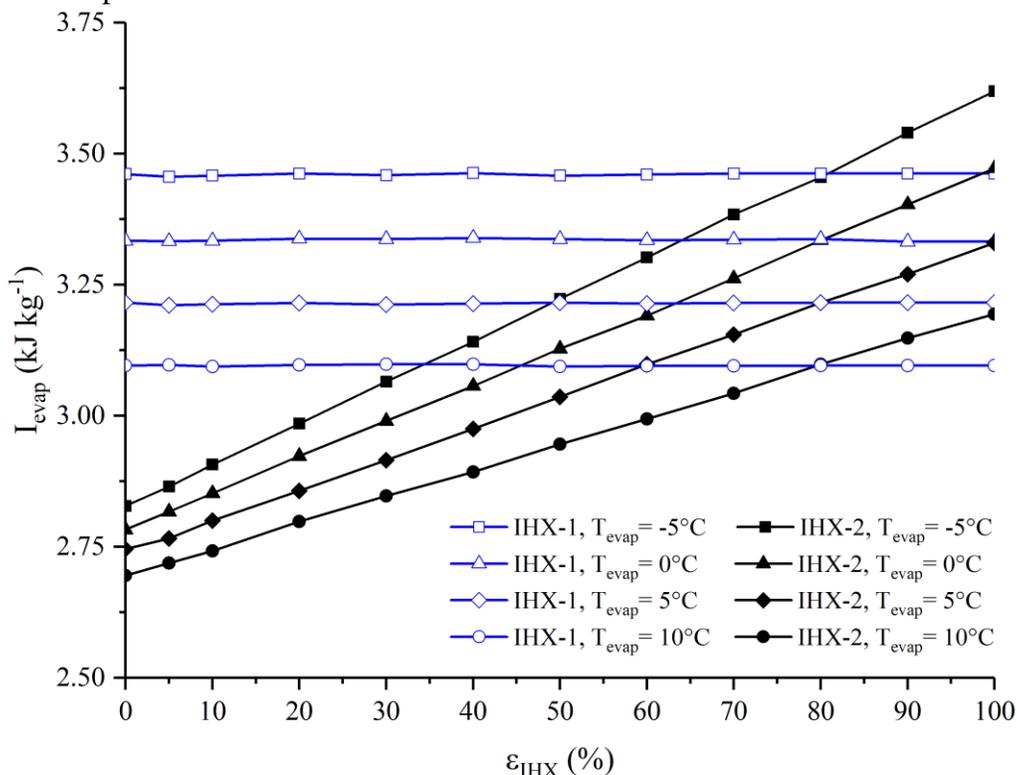


Figura 9. Irreversibilidad en el evaporador en función  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

Con lo que respecta al eyector (Figura 10), los resultados muestran que la irreversibilidad en este componente para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 se incrementan entre 81.6% y 85.4% con el incremento de  $\epsilon_{IHX-2}$ ; mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) se presenta una reducción en la irreversibilidad que va del 155.4% al 249.6% con el incremento de  $\epsilon_{IHX-1}$ .

Al comparar la irreversibilidad en este componente a las diferentes temperaturas de evaporación, es posible observar que la menor irreversibilidad se obtiene para  $T_{evap}=10^\circ C$ ; mientras que la mayor irreversibilidad

corresponde para  $T_{evap} = -5^\circ C$ . La irreversibilidad en este componente, para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, es alrededor del 3.5% superior a la obtenida para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), para una efectividad en el intercambiador de calor mayor a 80%.

El incremento en la irreversibilidad para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, es ocasionado por el aumento en el grado de sobrecalentamiento a la entrada de la boquilla del fluido secundario, mientras que la irreversibilidad en la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) se reduce, con el grado de subenfriamiento.

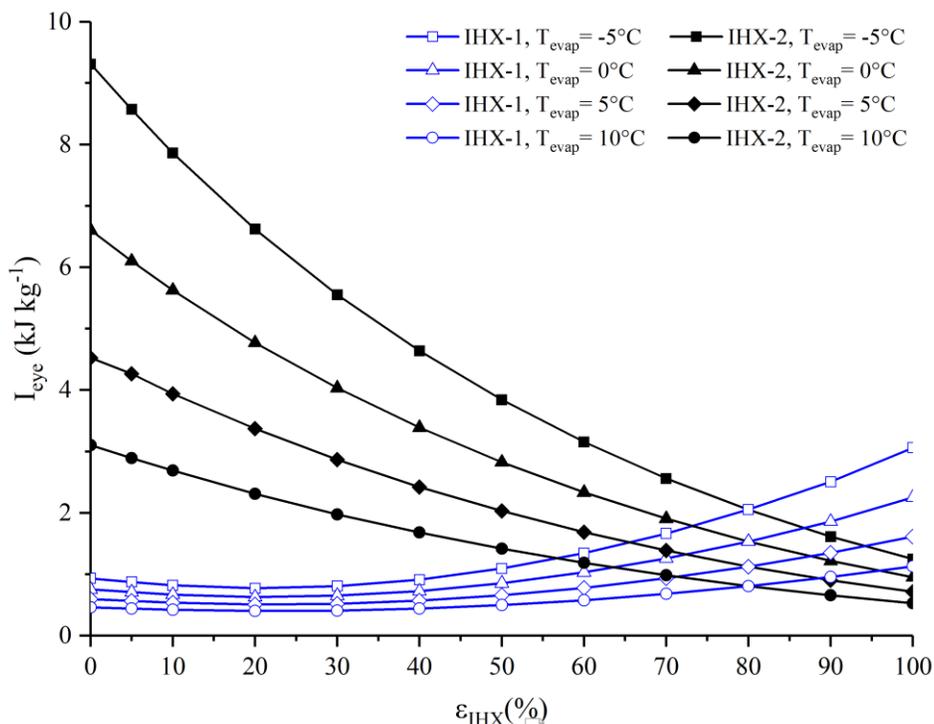


Figura 10. Irreversibilidad en el eyector en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

La influencia de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación sobre la irreversibilidad en el IHX-1 se muestra en la Figura 11. Para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, el incremento de la efectividad del IHX-2 no produce efectos significativos sobre la irreversibilidad en el IHX-1.

La irreversibilidad en el IHX-1, para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), se ve afectada a medida que se reduce la temperatura de evaporación y con el aumento del  $\epsilon_{IHX-1}$ . Cuando se emplea la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), es posible observar que existe un

incremento en la irreversibilidad del IHX-1 a medida que se incrementa  $\epsilon_{IHX-1}$  y/o disminuye la temperatura de evaporación, esto es producido por el incremento en el grado de sobrecalentamiento que ocasiona el uso del intercambiador de calor, esto significa una mayor diferencia de entropía en este componente.

Como se ha encontrado en la mayoría de los componentes, la menor irreversibilidad se obtiene con el ciclo operando sin intercambiador de calor y con  $T_{evap} = 10^\circ C$ , mientras que la mayor irreversibilidad ocurre cuando el intercambiador de calor opera con una efectividad del 100% y con  $T_{evap} = -5^\circ C$ .

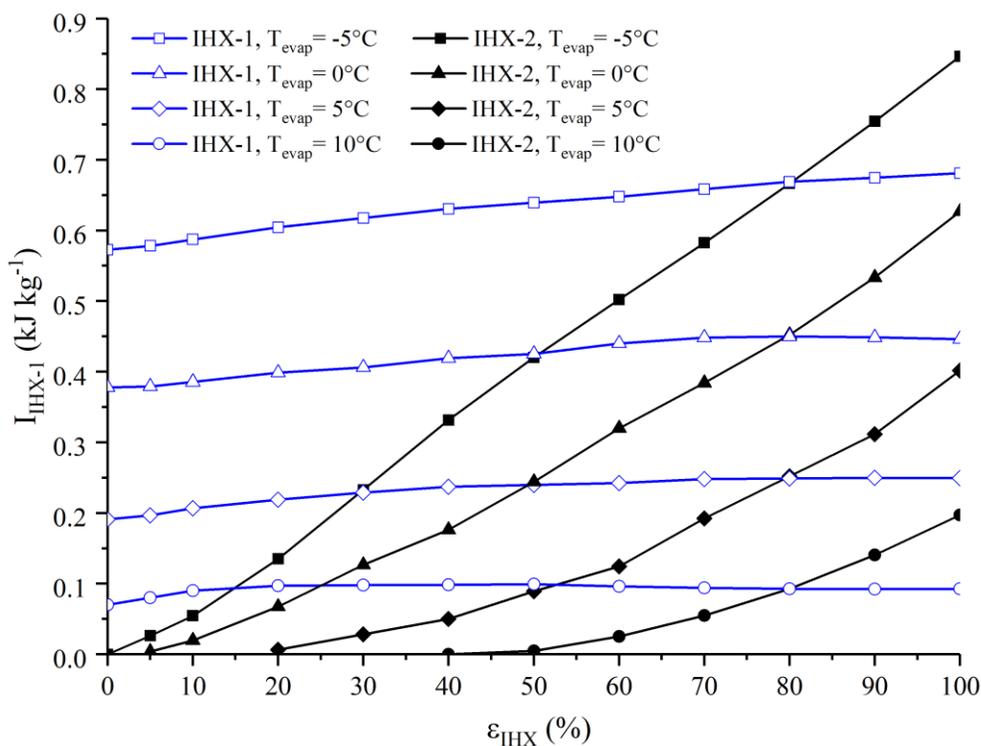


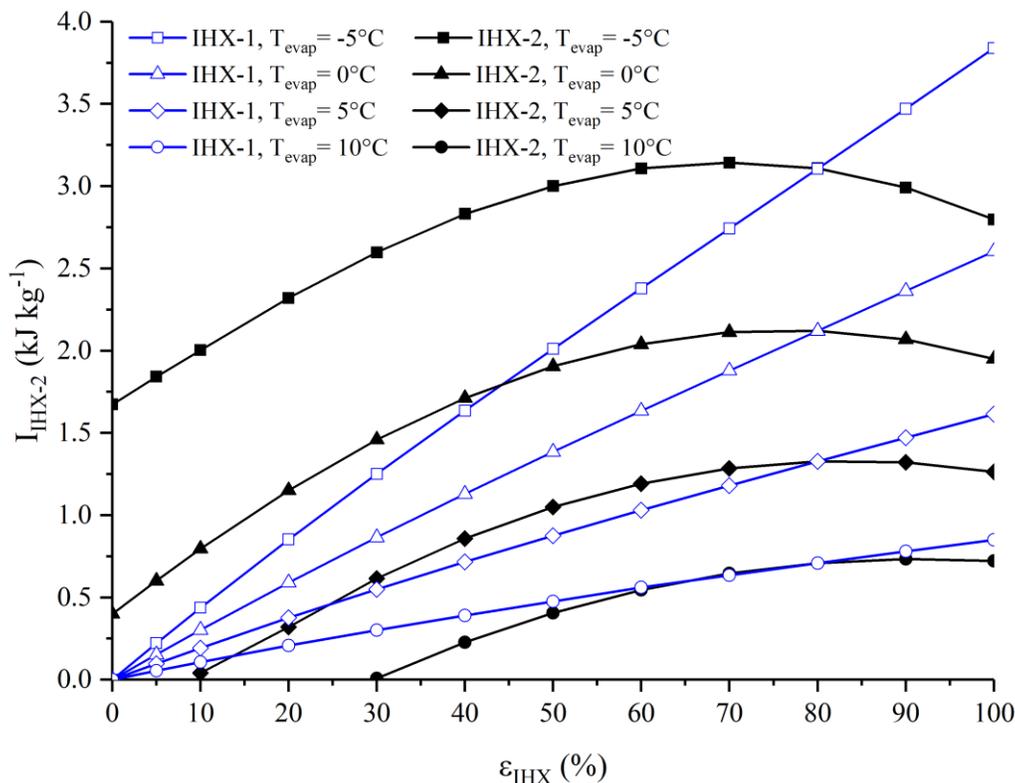
Figura 11. Irreversibilidad en el IHX-1 en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

La influencia de la efectividad del intercambiador de calor y la temperatura de evaporación sobre la irreversibilidad en el IHX-2 se muestra en la Figura 12.

Es posible observar que la irreversibilidad en ambas configuraciones se incrementa con el aumento de la efectividad del intercambiador de calor y con la disminución de la temperatura de evaporación, esto es producido por el incremento en el grado de sobrecalentamiento que ocasiona el uso del intercambiador de calor. Para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) la irreversibilidad se incrementa hasta alcanzar un

valor máximo (alrededor de  $\epsilon_{IHX-1} = 70\%$ ) de 0.63, 1.32, 2.11 y 3.14 kJ/kg, para temperaturas de evaporación de 10, 5, 0 y  $-5^\circ\text{C}$ , respectivamente, y posteriormente disminuye.

También se puede observar que, para la efectividad del intercambiador de calor menor a 80%, la irreversibilidad de la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) es superior a la de la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, por lo que se puede establecer que este valor puede ser de gran importancia para el análisis y diseño de este tipo de sistemas.



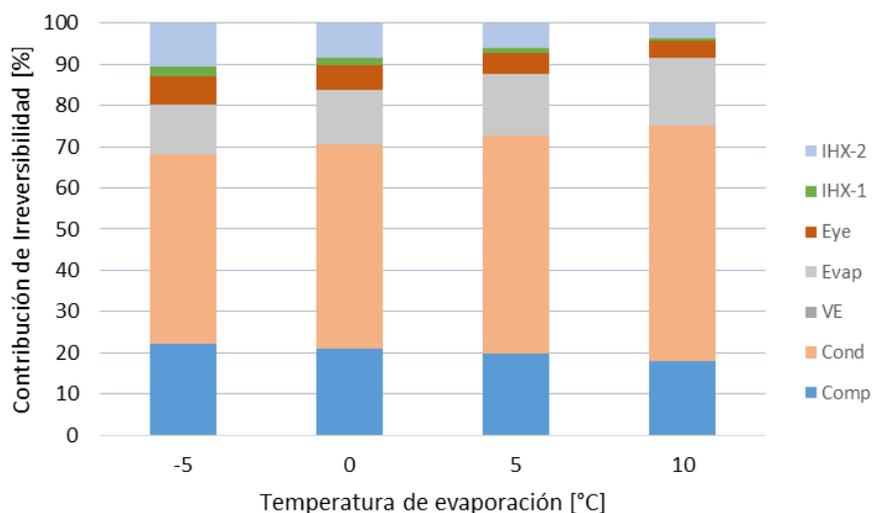
**Figura 12.** Irreversibilidad del IHX-2 en función de  $\epsilon_{IHX}$  a distintos valores de  $T_{evap}$ .

Para los componentes del ciclo, la irreversibilidad es mayor para temperatura de evaporación más baja. Al incrementar la efectividad de IHX, la irreversibilidad disminuye para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) aumenta. También, como se encontró con la eficiencia exergética del ciclo, la irreversibilidad disminuye conforme incrementa la temperatura de evaporación.

La Figura 13 muestra las contribuciones, a la irreversibilidad total, de cada uno de los componentes del ciclo. Estos resultados

corresponden a la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2(80%); es decir, ambos intercambiadores de calor operan al 80% de efectividad. Se puede apreciar que los componentes que presentan la mayor contribución a la irreversibilidad total, corresponden al condensador y del evaporador.

El incremento de la temperatura de evaporación aumenta la contribución a la irreversibilidad total por parte del condensador y del evaporador, caso contrario ocurre con los intercambiadores de calor, eyector y compresor.



**Figura 13.** Contribución de irreversibilidad del ciclo ERC+IHX-1(80%)+IHX-2(80%).

La Tabla 4 muestra la contribución, en porcentaje, de cada uno de los componentes para cada una de las 4 temperaturas de evaporación aquí analizadas. La máxima contribución a la irreversibilidad se debe al condensador, oscilando su contribución entre 46.23 y 56.94%, es decir, alrededor de la mitad de la irreversibilidad total se debe a este componente. En segundo lugar, de los componentes que mayor irreversibilidad producen, se encuentra el

compresor, cuya contribución oscila entre 18.13 y 22.11%. La mínima contribución a la irreversibilidad total se debe a la válvula de expansión, oscilando su contribución entre 0.01 y 0.02%, es decir, prácticamente este componente no contribuye a la irreversibilidad total. El IHX-1 es otro de los componentes que menos contribuye a la irreversibilidad total, siendo la máxima contribución de 2.27% para  $T_{evap} = -5^{\circ}\text{C}$ .

**Tabla 4.** Contribución de irreversibilidades para cada componente del ciclo ERC+IHX-1(80%)+IHX-2(80%).

| Equipo                                 | $T_{evap}$ [°C] |       |       |       |
|--|-----------------|-------|-------|-------|
|  | -5              | 0     | 5     | 10    |
| Contribución de irreversibilidad ([%]) |                 |       |       |       |
| Compresor                              | 22.11           | 20.96 | 19.68 | 18.13 |
| Condensador                            | 46.23           | 49.51 | 53.09 | 56.94 |
| Válvula de expansión                   | 0.01            | 0.01  | 0.02  | 0.02  |
| Evaporador                             | 11.78           | 13.23 | 14.78 | 16.39 |
| Eyector                                | 7.00            | 6.09  | 5.18  | 4.27  |
| IHX-1                                  | 2.27            | 1.79  | 1.14  | 0.49  |
| IHX-2                                  | 10.60           | 8.41  | 6.11  | 3.76  |



## 5. Conclusiones

En este trabajo se presenta un estudio energético y exergético de un ciclo de refrigeración por eyecto-compresión con doble intercambiador de calor. El efecto de la efectividad del intercambiador de calor sobre el rendimiento energético, COP, la eficiencia exergética y las irreversibilidades de cada componente que describe cada configuración son comparados.

Dentro de las conclusiones más relevantes están las siguientes:

La configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%) no presenta un aumento considerable en el COP con el incremento de la efectividad en el IHX-1, sin embargo, los mejores rendimientos energéticos se obtienen a altas temperaturas de evaporación. Para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2, el COP se reduce con el incremento de la efectividad en el IHX-2.

La eficiencia exergética se reduce para la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 a medida que se incrementa la efectividad del IHX-2, mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), el aumento de la efectividad en el IHX-1 provoca un incremento en la eficiencia exergética del ciclo.

El incremento de la efectividad del intercambiador de calor no presenta efectos significativos sobre las irreversibilidades de la configuración ERC+IHX-1(80%)+IHX-2 en el compresor, el condensador, evaporador y el IHX-1; mientras que para la configuración ERC+IHX-1+IHX-2(80%), se obtiene un incremento considerable en las irreversibilidades de dichos componentes, excepto en el compresor.

La disminución en la temperatura de evaporación produce un aumento de irreversibilidad para

todos los componentes del ciclo, con excepción en la válvula de expansión. Los componentes que presentan las mayores contribuciones a la irreversibilidad, en ambas configuraciones, corresponden al condensador, compresor y evaporador, mientras las menores contribuciones a la irreversibilidad se dan en la válvula de expansión y el IHX-1.

El uso de los intercambiadores de calor, no representa mejoras significativas sobre el rendimiento energético (COP), pero si presenta un efecto significativo en la eficiencia exergética, siendo más eficiente a bajas temperaturas de evaporación. Esto implica en una reducción en la exergía destruida por el sistema o en un menor trabajo específico requerido en el compresor.

Finalmente, la configuración ERC+IHX-1+IHX-2 puede resultar en una alternativa a las configuraciones ERC+IHX-1 y ERC+IHX-2 propuestas en la literatura, ya que esta configuración presenta una mayor eficiencia exergética y menores irreversibilidad en cada uno de los componentes del sistema, para casi todo el rango de efectividades en el intercambiador de calor.

## 6. Agradecimientos

A la Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo, por el apoyo brindado para la realización de este trabajo de investigación.

## 7. Reconocimiento de autoría

*José Luis Rodríguez Muñoz:* Metodología; Análisis; Recursos; Investigación documental; Borrador original; Escritura. *José Sergio Pacheco Cedeño:* Ideas; Análisis; Recursos. *César Manuel Valencia Castillo:* Metodología; Análisis; Escritura. *José de Jesús Ramírez Minguela:* Escritura; Edición.



### Nomenclatura

| Símbolo | Descripción                          | Unidades SI                       |
|---------|--------------------------------------|-----------------------------------|
| COP     | Rendimiento energético               | --                                |
| $C_p$   | Calor específico a presión constante | $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| e       | Exergía específica                   | $\text{kJ kg}^{-1}$               |
| h       | Entalpía específica                  | $\text{kJ kg}^{-1}$               |
| I       | Irreversibilidad específica          | $\text{kJ kg}^{-1}$               |
| m       | Masa                                 | Kg                                |
| P       | Presión                              | kPa                               |
| s       | Entropía específica                  | $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ |
| T       | Temperatura                          | K                                 |
| v       | Velocidad                            | $\text{m s}^{-1}$                 |
| w       | Trabajo específico                   | $\text{kJ kg}^{-1}$               |
| x       | Calidad a la salida del difusor      | --                                |

### Griego

|               |                      |    |
|---------------|----------------------|----|
| $\varepsilon$ | Efectividad          | %  |
| $\eta$        | Eficiencia del ciclo | %  |
| $\omega$      | Razón de arrastre    | -- |

### Subíndices

|                 |                         |
|-----------------|-------------------------|
| c               | Caliente                |
| cc              | Componentes del ciclo   |
| comp            | Compresor               |
| cond            | Condensador             |
| d               | Difusor                 |
| ent             | Entrada                 |
| evap            | Evaporador              |
| eye             | Eyector                 |
| IHX             | Intercambiador de calor |
| ex              | Exergética              |
| is              | Isentrópica             |
| f               | Frío                    |
| fp              | Fluido primario         |
| fs              | Fluido secundario       |
| Rec             | Recuperada              |
| sal             | Salida                  |
| sum             | Suministrada            |
| T               | Total                   |
| ve              | Válvula de expansión    |
| 0, 1, 2, 3, ... | Estados termodinámicos  |



## Referencias

- [1] X. She, L. Cong, B. Nie, G. Leng, H. Peng, Y. Chen, X. Zhang, T. Wen, H. Yang, and Y. Luo. “Energy-efficient and-economic technologies for air conditioning with vapor compression refrigeration: A comprehensive review”. *Appl. Energy*, vol. 232, pp.157-86, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.067>
- [2] IIR. “The Role of Refrigeration in the global economy”. 29th Informatory Note on Refrigerating Technologies, Nov. 2015.  
[https://sainttrofee.nl/wp-content/uploads/2019/01/NoteTech\\_29-World-Statistics.pdf](https://sainttrofee.nl/wp-content/uploads/2019/01/NoteTech_29-World-Statistics.pdf).
- [3] A. Gungor, M. Bayrak, and B. Beylergil. “In view of sustainable future energetic-exergetic and economic analysis of a natural as cogeneration plant”. *Int. J. Exergy*, vol. 12, pp. 109-118, 2013.  
<https://doi.org/10.1504/IJEX.2013.052569>
- [4] X. Chen, S. Omer, M. Worall, and S. Riffat. “Recent developments in ejector refrigeration technologies”. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, vol. 19, pp. 629–651, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.028>
- [5] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang. “Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle”. *Appl. Energ.*, vol. 121, pp. 96-103, 2014.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>
- [6] B.M. Tashtoush., M.A. Al-Nimr, and M.A. Khasawneh. “A compressive review of ejector design, performance and applications”. *Appl. Energ.*, vol. 240, pp. 138-172, 2019.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.01.185>
- [7] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli. “Ejector refrigeration: A compressive review”. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, vol. 53, pp. 373-407, 2016.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059>
- [8] J. Sarkar. “Ejector enhanced compression refrigeration and heat pump systems-A review”. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, vol. 16, pp. 6647-6659, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.08.007>
- [9] K. Sumeru, H. Nasution, and F.N. Ani. “A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle”. *Renew. Sust. Energ. Rev.*, vol. 16, pp. 4927-4937, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>
- [10] F. Wang, D.Y. Li, and Y. Zhou. “Analysis for the ejector used as expansion valve in vapor compression refrigeration cycle”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 96, pp. 576-582, 2016.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.095>
- [11] O.A. Jaramillo. “Intercambiadores de calor”. Centro de Investigaciones en Energía, Universidad Autónoma del Estado de México, pp. 1-33, 2007.  
<https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- [12] F.P. Incropera and D.P. DeWitt. *Fundamentos de transferencia de calor*. Cuarta edición. Editorial Pearson Prentice Hall, 2001.
- [13] Y. Cengel and M. Bole. *Termodinámica*. Octava edición. Editorial McGraw- Hill Education, 2015.
- [14] V. Pérez-García, D. Méndez-Méndez, J.M. Belman-Flores, J.L. Rodríguez-Muñoz, J.J. Montes-Rodríguez, and J.J. Ramírez-Minguela. “Experimental study influence of internal heat



exchanger in a chest freezer using r-513a as replacement of r-134a”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 204, 117969, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117969>

[15] R.A. Otón-Martínez, F. Illán-Gómez, J.R. García-Cascales, F.J.S. Velasco, and M. Reda Haddouche. “Impact of an internal heat exchanger on a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump under optimal pressure conditions: optimal-pressure performance of CO<sub>2</sub> heat pump with IHX”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 215, 118991, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118991>

[16] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, A. Andreu-Nacher, and D. Calleja-Anta. “Energy impact of the internal heat exchanger in a horizontal frizzing cabinet. Experimental evaluation with R454C, R455A, R468A, R290 and R1270”. *Int. J. Refrig.*, vol. 137, pp. 22-33, 2022.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.02.007>

[17] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, V. Pascual-Millares, A. Barragán-Cervera, and A. Maiorino. “Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in vapor compression system”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 147, pp. 482-491, 2019.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.092>

[18] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, J.M. Mendoza-Miranda, and B. Peris. “Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 111, pp. 786-792, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.175>

[19] A.G. Devecioglu and V. Oruc. “The influence of plate heat exchanger on energy efficiency and environmental effects of the air-conditioners using R453A as substitute for R22”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 112, pp. 1364-1372, 2017.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.180>

[20] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, A. Barragán-Cervera, F. Molés, and B. Peris. “Drop-in analysis of an internal heat exchanger in a vapour compression system using R1234ze(E) and R450A as alternative for R134a”. *Energy*, vol. 90, pp. 1636-1644, 2015.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.133>

[21] R. Cabello, E. Torrella, R. Llopis, D. Sánchez, and J.A. Larumbe. “Energy influence of the IHX with R22 drop-in and long-term substitutes in refrigeration plants”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, pp. 260–267, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.06.008>

[22] J. Navarro-Esbrí, F. Molés, and Á. Barragán-Cervera. “Experimental analysis of the internal heat exchanger influence on a vapour compression system performance working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a”. *Appl. Therm. Eng.*, vol. 59, pp. 153–161, 2013.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.05.028>

[23] J.C.S. Garcia and M.S. Berana. “Theoretical evaluation of the effect of internal heat exchanger in standard vapor compression and compressor-driven ejector refrigeration systems”. In: *Proceedings of the World Congress on Engineering WCE, II*, 2017.

[https://www.iaeng.org/publication/WCE2017/WCE2017\\_pp916-921.pdf](https://www.iaeng.org/publication/WCE2017/WCE2017_pp916-921.pdf)



- [24] F. Moles, J. Navarro-Esbrí, A. Mota-Babiloni, and Á. Barragán-Cervera. “Theoretical energy performance evaluation of different single stage vapor compression refrigeration configurations using R1234yf and R1234ze(E) as working fluids”. *Int. J. Refrig.*, vol. 44, pp. 141-150, 2014.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.025>
- [25] S. Bakhshipour, M.S. Valipour, and Y. Pahamli. “Parametric analysis of domestic refrigerator using PCM heat exchanger”. *Int. J. Refrig.*, vol. 83, pp. 1-13, 2017.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.07.014>
- [26] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino. “The substitution of R134a with R744: An exergetic analysis base on experimental data”. *Int. J. Refrig.*, vol. 36, pp. 2148-2159, 2013.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.012>
- [27] Z. Ma, X. Liu, H. Wang, H. Li, and X. Wang. “Off-design analysis of hydrocarbon-based ejector expansion refrigeration cycle”. *Energy Proced.*, vol. 105, pp. 4685–4690, 2017.  
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1015>
- [28] A.K. Al-Saayab, J. Navarro-Esbrí, and A. Mota-Babiloni. “Energy, exergy and environmental (3E) analysis of a compound ejector-heat pump with low GWP refrigerants for simultaneous data center cooling and district heating”. *Int. J. Refrig.*, vol. 133, pp. 61-72, 2022.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.09.036>
- [29] Y. Zhang, X. Wei, and X. Qin. “Experimental study on energy, exergy, and exergoeconomic analyses of a novel compression/ejector transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system with dual heat sources”. *Energ. Convers. Manage.*, vol. 271, pp. 116343, 2022.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116343>
- [30] J.L. Rodríguez-Muñoz, V. Pérez-García, J.M. Belman-Flores, J.F. Ituna-Yudonago, and A. Gallegos-Muñoz. “Energy and exergy performance of the IHX position in ejector expansion refrigeration systems”. *Int. J. Refrig.*, vol. 93, pp. 122-131, 2018.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.017>
- [31] J. Cen, P. Liu, and F. Jiang. “A novel transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with two ejectors”. *Int. J. Refrig.*, vol. 35, no. 8, pp. 2233-2239, 2012.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.07.001>
- [32] Q. Chen, Y. Hwang, G. Yan, and J. Yu. “Theoretical investigation on the performance of an ejector enhanced refrigeration cycle using hydrocarbon mixture R290/R600a”. *App. Therm. Eng.*, vol. 164, pp. 114456, 2020.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114456>
- [33] H. Rostamnejad Takleh and V. Zare. “Performance improvement of ejector expansion refrigeration cycles employing a booster compressor using different refrigerants: Thermodynamic analysis and optimization”. *Int. J. Refrig.*, vol. 101, pp. 56-70, 2019.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.02.031>
- [34] G. Yan, C. Cui, and J. Yu. “Energy and exergy analysis of zeotropic mixture R290/R600a vapor-compression refrigeration cycle with separation condensation”. *Int. J. Refrig.*, vol. 53, pp. 155–162, 2015.  
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.01.007>
- [35] D. Méndez-Méndez, V. Pérez-García, J.M. Belman-Flores, J.M. Riesco-Ávila, J.M. Barroso-Maldonado. “Internal heat exchanger influence in operational cost and environmental impact of an experimental installation using low GWP refrigerant for HVAC conditions”. *Sustainability*, vol. 14, pp. 1-19, 2022.



<https://doi.org/10.3390/su14106008>

[36] S.A. Klein. Engineering Equation Solver (EES), Version 10.2. F-chart Software 2020, Madison, USA. [www.fchart.com](http://www.fchart.com)

[37] H. Li, F. Cao, X. Bu, L. Wang, and X. Wang. “Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle”. App. Energ., 121, 96-103, 2014.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.079>

[38] J. Yu, H. Chen, Y. Ren, Y. Li. “A new ejector refrigeration system with an additional jet pump”. App. Therm. Eng., vol. 26, no. 2-3, pp. 312-319, 2006.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.04.018>

[39] E. Nehdi, L. Kairouani, and M. Bouzaina. “Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander”. Int. J. Energ. Res., vol.31, pp. 364-375, 2006. <https://doi.org/10.1002/er.1260>

[40] M. Yari. “Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander”. Int. J. Exergy, vol. 5, pp. 326–340, 2008. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2008.018114>

Derechos de Autor (c) 2023 José Luis Rodríguez Muñoz, José Sergio Pacheco Cedeño, César Manuel Valencia Castillo, José de Jesús Ramírez Minguela



Este texto está protegido por una licencia [Creative Commons 4.0](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Usted es libre para compartir —copiar y redistribuir el material en cualquier medio o formato— y adaptar el documento —remezclar, transformar y crear a partir del material— para cualquier propósito, incluso para fines comerciales, siempre que cumpla la condición de:

Atribución: Usted debe dar crédito a la obra original de manera adecuada, proporcionar un enlace a la licencia, e indicar si se han realizado cambios. Puede hacerlo en cualquier forma razonable, pero no de forma tal que sugiera que tiene el apoyo del licenciante o lo recibe por el uso que hace de la obra.

[Resumen de licencia](#) - [Texto completo de la licencia](#)