

Evaluación de costos de destrucción de exergía de un refrigerador de absorción en un sistema de cogeneración

Cost evaluation of exergy destruction of an absorption chiller in a cogeneration system

Victor M. Ambriz-Díaz^{1*}, Diva Y. Saucedo-Rojó^{1,b}, Carlos Rubio-Maya^{2,c}, Eduardo Ruiz-Casanova^{2,d}

¹ Tecnológico Nacional de México/I. T. Chihuahua, Av. Tecnológico, 2909, Chihuahua 31310, Chihuahua, México

² Facultad de Ingeniería Mecánica, Edificio "W", Campus Central, Universidad Michoacana de San Nicolás de Hidalgo, C.P. 58030, Morelia, Michoacán, México

*victor.ad@chihuahua.tecnm.mx, ^bl21060646@chihuahua.tecnm.mx, ^ccarlos.maya@umich.mx, ^dlalo.r.casanova@gmail.com

Resumen

Este trabajo presenta la evaluación de los costos de destrucción de exergía de los componentes de un refrigerador de absorción impulsado por los gases de escape de tres motores de gas natural en un sistema de cogeneración. Para la evaluación, se establecen y se resuelven los modelos energéticos, exergeticos y exergoeconómicos del refrigerador en el software Engineering Equation Solver (EES). También, se investigan los factores que pueden contribuir en la disminución de los costos de ineficiencias termodinámicas dentro de los componentes del refrigerador. Los resultados muestran, que el generador y absorbedor son los componentes que implican la mayor destrucción de exergía, alcanzando hasta el 58.19% y 19.49% de la destrucción de exergía total del refrigerador. También, estos componentes son los que alcanzan las mayores tasas de costos de destrucción de exergía, 80.89 \$/h y 65.77 \$/h. En esta dirección, parámetros como el factor exergoeconómico indican que el generador, absorbedor y evaporador son los componentes con mayores oportunidades para disminuir los costos de destrucción de exergía. Al operar el refrigerador a una mayor temperatura del generador, los costos de destrucción de exergía se podrían disminuir 17 \$/h en el generador. Mientras que el operar el refrigerador a una temperatura de 37 °C en el condensador y el absorbedor, podría contribuir en una disminución de los costos de destrucción de exergía en el evaporador de hasta 15 \$/h.

Abstract

This paper evaluates the exergy destruction costs of the components of an absorption chiller driven by the exhaust gases of three natural gas engines in a cogeneration system. For the evaluation, the chiller's energetic, exergetic, and exergoeconomic models are established and solved in the Engineering Equation Solver (EES) software. Also, the factors contributing to decreasing the costs of thermodynamic inefficiencies within the chiller components are investigated. The results show that the generator and absorber are the components that involve the highest exergy destruction, reaching up to 58.19% and 19.49% of the total exergy destruction of the chiller. Also, these components are the ones that reach the highest rates of exergy destruction costs, 80.89 \$/h and 65.77 \$/h. In this way, the exergoeconomic factor indicates that the generator, absorber, and evaporator have the most significant opportunities to reduce exergy destruction costs. Operating the chiller at a higher generator temperature could reduce exergy destruction costs by \$17/h in the generator. Operating the chiller at a temperature of 37 °C in the condenser and absorber could decrease exergy destruction costs in the evaporator by up to \$15/h.

Palabras clave:

Refrigerador de absorción, cogeneración, motores de gas natural, destrucción de exergía, costos de exergía

Keywords:

Absorption chiller, cogeneration, natural gas engines, exergy destruction, exergy costs

Nomenclatura

Símbolos

A	Área, m ²
A_R	Área de referencia, m ²
$\dot{C}$	Tasa de costos, \$ h ⁻¹
C_p	Calor específico a presión constante kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
c	Costos por unidad de exergía, \$ GJ ⁻¹
$\dot{E}_x$	Exergía, kW
h	Entalpia específica, kJ kg ⁻¹
M	Masa molar, gramo mol ⁻¹

$\dot{m}$	Flujo másico, kg s ⁻¹
$\dot{Q}$	Tasa de transferencia de calor, kW
s	Entropía específica, kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
T	Temperatura, K
$\dot{W}$	Potencia, kW
X	Concentración de amoníaco
$\dot{Z}$	Tasa de costos de los componentes, \$ h ⁻¹
Z	Costos de los componentes, \$
Z_R	Costo de referencia, \$

Doi:10.59920/RIMTD.2025S1A1

Letras griegas

Δ	Diferencia en una magnitud
η	Eficiencia

Subíndices

0	Condición ambiente
1,...,22	Estados termodinámicos
B	Bomba
D	Destrucción de exergía
i	Entrada
L	Perdidas
o	Salida
P	Producto
Q	Calor
R	Recurso
W	Trabajo

Introducción

Los refrigeradores por absorción pueden contribuir en gran medida a reducir el consumo de energía primaria cuando se integran en sistemas de cogeneración [1]. Estos refrigeradores son capaces de producir frío utilizando diferentes fuentes de calor [2]. Esta característica hace que los refrigeradores de absorción sean potenciales candidatos para aprovechar los gases de escape de un motor e integrarse como tecnologías de recuperación de calor en sistemas de cogeneración [3]. En los refrigeradores de absorción de simple efecto, el calor de los gases de escape ingresa a un intercambiador de calor (generador), y el refrigerador con su termodinámica básica y par de trabajo logra obtener el producto de enfriamiento. En este sentido, las características termodinámicas del producto de enfriamiento dependen del tipo de par de trabajo implementado. Hoy en día, el par de trabajo amoníaco-agua es el más utilizado para aplicaciones de refrigeración industrial por su potencial reducido de calentamiento global (GWP) y por las bajas temperaturas que se pueden lograr (inferiores a 0 °C) [4].

El acoplar los refrigeradores de absorción a los gases de escape de los motores de gas natural incrementa el rendimiento, y la viabilidad técnica y económica de los sistemas de cogeneración [5]. Para tener un diseño óptimo de los sistemas, se introducen los conceptos de energía y exergía. Un análisis de exergía, especifica las destrucciones de exergía dentro de los componentes involucrados, por lo que es una herramienta potencial para identificar ineficiencias termodinámicas [6]. Los resultados del análisis de exergía suelen indicar potenciales contribuciones en las mejoras termodinámicas, y hacen más comprensibles los procesos de un sistema térmico [7]. Sin embargo, para lograr identificar el potencial práctico e industrial de la aplicación del análisis de exergía, es necesario combinarlo con conceptos de economía. La combinación da origen a la exergoeconomía. Mediante el análisis exergoe-

conómico, se pueden determinar los costos de destrucción de exergía, esto convierte al análisis exergoeconómico en una herramienta poderosa de aplicación práctica e industrial.

Por lo anterior, con la finalidad de mejorar el desempeño práctico de los sistemas de cogeneración, la comunidad científica ha centrado esfuerzos en investigar los costos de irreversibilidades termodinámicas y pérdidas de energía en sistemas de cogeneración con refrigeradores de absorción. La Tabla 1, concentra una revisión de trabajos previos realizados, presentando los principales hallazgos científicos relacionados con los costos de destrucción de exergía de refrigeradores de absorción en sistemas de cogeneración. Los hallazgos científicos se enfocan en la magnitud de los costos de destrucción de exergía de los refrigeradores, así como en parámetros que influyen en los costos.

Tabla 1. Antecedentes del presente trabajo.

Ref.	Principales hallazgos
[8]	Analizaron un refrigerador de absorción en un sistema de cogeneración. Encontraron que los $\dot{C}$ se aumentan con la carga del motor debido a un aumento de la $\dot{E}_{x,D}$ en el sistema de refrigeración.
[9]	Determinaron que los intercambiadores de calor de los refrigeradores de absorción, son los componentes más críticos desde el punto de vista exergético. El sistema propuesto presenta un $\dot{C}_D$ de 8.042 a 10.57 \$/h.
[10]	Evaluaron un sistema combinado de producción de frío. Se determinó que el $\dot{C}_D$ de los componentes varía entre 0.0384 a 6.215 \$/h. Los $\dot{C}_D$ del intercambiador de calor de retorno del generador fueron los más altos.
[11]	Analizaron un sistema de cogeneración con motor de combustión interna y refrigerador de absorción. Encontraron que el motor presentó la mayor $\dot{E}_{x,D}$ (61.24 kW) y el mayor $\dot{C}_D$ (21.56 BRL/h), seguido por el generador de vapor (5.52 kW y 6.71 BRL/h, respectivamente).
[12]	Evaluaron un refrigerador de absorción de simple efecto que proporciona refrigeración a -30 °C en la producción de gas natural licuado. Identificaron $\dot{C}_D$ en los componentes que varían entre los 0.49 y 202.94 \$/h.
[13]	Determinaron $\dot{C}_D$ totales de 146 a 172.3 \$/h para diferentes refrigeradores, e identificaron el intercambiador de calor al retorno del generador como el equipo con mayor $\dot{C}_D$.
[14]	Evaluaron y optimizaron un refrigerador de absorción activado con calor residual. Encontraron que el 23.80% de los $\dot{C}_D$ pueden evitarse mediante la optimización del sistema. Además, que el intercambiador de calor al retorno del generador, tiene la $\dot{C}_D$ alta (7.257 \$/h)

La literatura revisada muestra un vacío en cuanto a la determinación de los costos de destrucción de exergía de refrigeradores impulsados por los gases de escape de motores de gas natural en sistemas de cogeneración. La mayoría de los trabajos encontrados se enfocan en estudiar ciclos de refrigeración por absorción activados con calor residual sin especificar la fuente de procedencia, y también en estudiar ciclos de refrigeración en diferentes combinaciones con otras tecnologías. Solamente los trabajos de Arrieta *et al.* [8] y Marques *et al.* [11] han estudiado de manera similar esta temática. Sin embargo, estos trabajos se enfocan en estudiar sistemas

similares, en donde en el primer caso se investigan los costos de exergía y no así los costos de destrucción de exergía, y en el segundo caso se estudia desde la perspectiva exergoeconómica un sistema similar, sin investigar a detalle los costos de destrucción de exergía y los posibles parámetros que podrían contribuir en su disminución. Por lo que el propósito de este trabajo es evaluar los costos de destrucción de exergía de un refrigerador de absorción activado con los gases de escape de motores de gas natural, para que de esta manera, se tenga información precisa y de aplicación industrial sobre sistemas de cogeneración al identificar los componentes del refrigerador de absorción con mayores costos de destrucción de exergía, y obtener el posible potencial de disminución de los costos al investigar los factores y parámetros que podrían contribuir en su reducción.

Descripción del sistema (caso de estudio)

El sistema de cogeneración se compone de tres motores de gas natural G3520H. Los motores tienen la capacidad de generar de 1,763 a 2,519 kW cada uno [15]. El rechazo de calor al escape por motor es de 1,205 kW a una temperatura de 399 °C. Este calor contenido en los gases de escape (estados termodinámicos 1 – 5), es empleado para impulsar un refrigerador de absorción de simple efecto que opera con el par de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que se muestra en la Figura 1. El ciclo de refrigera-

ción comienza en el estado 1, donde la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, en condiciones de líquido saturado y a una presión y temperatura de 280 kPa y 35 °C, es succionada por la bomba. A la descarga de la bomba, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ aprovecha el calor del rectificador para que la mezcla sea precalentada antes de ingresar al generador. En el generador, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ se separa gracias al aporte de calor de los motores a una temperatura de 105 °C. La fracción de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ rica en amoníaco ingresa al rectificador y la fracción débil en amoníaco retorna al absorbedor con el apoyo de la válvula 1. El rectificador opera a una temperatura de 65 °C, por lo que purifica la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, incrementando la concentración del amoníaco que funge como refrigerante hasta una fracción de masa de 0.99 y haciéndolo llegar al condensador, el resto de la mezcla con una fracción inferior en amoníaco retorna al generador. En el condensador, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pasa de vapor a líquido a una temperatura de 35 °C debido al rechazo de calor. En un paso posterior, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ en forma líquida pasa por la válvula de expansión 2, en donde decrece la presión y también la temperatura. Esta temperatura es el recurso para enfriar el agua fría (estados 21 – 22). Una vez que $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pasa por el evaporador, se convierte en vapor a una temperatura de 5 °C y llega al absorbedor, donde se mezcla con la corriente de retorno del generador y se disipa el calor para que la bomba comience nuevamente el ciclo. Finalmente, el rechazo de calor por el condensador y absorbedor se logra mediante los circuitos de agua de enfriamiento (estados 17 –

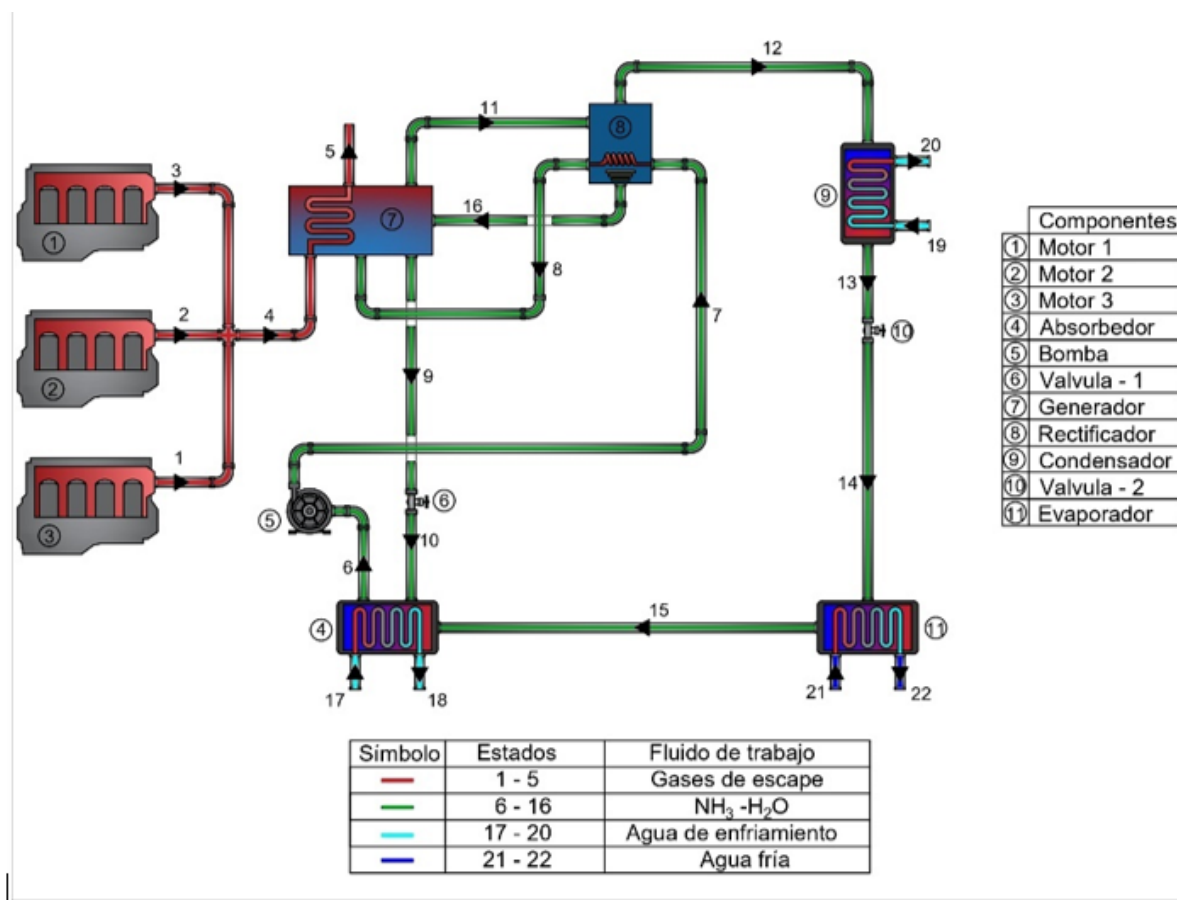


Figura 1. Esquema del refrigerador de absorción conectado a los motores de gas natural.

18 y 19 – 20) a una temperatura de 25 °C. Las condiciones de operación del refrigerador de absorción fueron establecidas a partir de los trabajos de Gomri *et al.* [16], L. Szabó [17] y Asgari *et al.* [18].

Consideraciones iniciales

Para determinar los costos de destrucción de exergía del refrigerador conectado a los motores, se emplean datos de las fichas técnicas de los motores y se establecen las siguientes suposiciones [18]:

- El refrigerador en estudio opera en condiciones de estado estable.
- Las variaciones de energía cinética y potencial son despreciables.
- El $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ a la salida del absorbedor (estado 1) es un líquido saturado.
- Se ignoran las pérdidas de presión asociadas con los efectos de fricción en las tuberías y entre los componentes.
- La eficiencia isoentrópica de la bomba es 85%.
- El agua de enfriamiento sale del condensador y absorbedor a 35 °C.
- El agua fría ingresa al evaporador a una presión y temperatura de 12 °C y 1200 kPa, respectivamente.

Método

En esta sección se presentan las ecuaciones que rigen el método para determinar los costos de destrucción de exergía del refrigerador de absorción. El método se fundamenta en tres etapas principales que se describen a continuación:

- **Etapla 1.** Modelos termodinámicos por primera ley y conservación de masa (modelado energético).
- **Etapla 2.** Los modelos termodinámicos por primera ley se conjuntan con modelos termodinámicos por segunda ley (modelado exergético), para determinar la destrucción de exergía de los componentes.
- **Etapla 3.** Los modelos establecidos en las etapas previas se combinan con conceptos de economía, para dar origen al modelado exergoeconómico. Mediante el modelado exergoeconómico se obtienen los costos de destrucción de exergía.

A continuación, se describe la aplicación de las etapas, mediante las ecuaciones gobernantes que rigen el método descrito previamente:

Etapla 1 (modelado energético)

El balance de energía considera la transferencia de calor y el trabajo producido o realizado al cruzar el volumen de control de un componente o un sistema [19]. Los modelos

energéticos y de conservación de masa de los componentes que integran el refrigerador de absorción se derivan de las Ecuaciones (1) – (4):

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_0 \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_i X_i = \sum \dot{m}_0 X_0 \quad (2)$$

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_0 h_0 \quad (3)$$

Donde Δh , para líquidos incompresibles se puede sustituir por la Ecuación (4):

$$\Delta h = C_p \Delta T \quad (4)$$

Etapla 2 (modelado exergético)

El concepto de exergía complementa y mejora un análisis energético al calcular el valor termodinámico real de una cantidad de energía y las ineficiencias termodinámicas reales en un sistema [20]. Para los modelos exergéticos, los flujos de exergía relacionados con flujos de masa en los componentes se dividen en su exergía física ($\dot{E}_x^F$) y química ($\dot{E}_x^Q$), Ecuación (5):

$$\dot{E}_x = \dot{E}_x^F + \dot{E}_x^Q \quad (5)$$

En donde, los flujos de exergía física se definen mediante la Ecuación (6), y para fluidos incompresibles, la exergía física se calcula a partir de la Ecuación (7):

$$\dot{E}_x^F = \dot{m} (h - h_0 - T_0 (s - s_0)) \quad (6)$$

$$\dot{E}_x^F = \dot{m} (T - T_0 - T_0 \ln(T / T_0)) \quad (7)$$

La exergía química para el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, se evalúa con la Ecuación (8). Donde, $e_{ch,NH3}^0$ y $e_{ch,H2O}^0$, son las exergías químicas estándar del amoníaco y del agua, y sus valores se establecen a partir de Shokati *et al.* [21]:

$$\dot{E}_x^Q = \dot{m} \left[\left(\frac{X}{M_{NH3}} \right) e_{ch,NH3}^0 + \left(\frac{1-X}{M_{H2O}} \right) e_{ch,H2O}^0 \right] \quad (8)$$

Las exergías derivadas de la transferencia de calor y trabajo, se definen mediante:

$$\dot{E}_{x,Q} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (9)$$

$$\dot{E}_{x,W} = \dot{W} \quad (10)$$

Para establecer el balance de destrucción de exergía se puede

adoptar la definición R-P (Recurso - Producto) indicada en Joybari *et al.* [22]:

$$\dot{E}_{x,D} = \dot{E}_{x,R} - \dot{E}_{x,P} \quad (11)$$

La definición de Recursos y productos de los componentes del refrigerador para aplicar el balance de destrucción de exergía mostrado en la Ecuación (11), se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. Definición de recursos y productos.

Componente	Exergía de recurso	Exergía de producto
Absorbedor	$\dot{E}_{x15} + \dot{E}_{x10} - \dot{E}_{x6}$	$\dot{E}_{x18} - \dot{E}_{x17}$
Bomba	$\dot{E}_{x,WB}$	$\dot{E}_{x7} - \dot{E}_{x6}$
Válvula 1	$\dot{E}_{x9}$	$\dot{E}_{x10}$
Generador	$\dot{E}_{x,QG}$	$\dot{E}_{x9} - \dot{E}_{x8} + \dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x16}$
Rectificador	$\dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x16} - \dot{E}_{x12}$	$\dot{E}_{x8} - \dot{E}_{x7}$
Condensador	$\dot{E}_{x12} - \dot{E}_{x13}$	$\dot{E}_{x20} - \dot{E}_{x19}$
Válvula 2	$\dot{E}_{x13}$	$\dot{E}_{x14}$
Evaporador	$\dot{E}_{x14} - \dot{E}_{x15}$	$\dot{E}_{x22} - \dot{E}_{x21}$

Etapla 3 (modelado exergoeconómico)

En el análisis exergoeconómico, se utiliza la exergía como criterio termodinámico y la economía para determinar los costos de destrucción de exergía [23].

Para el refrigerador, el primer paso para establecer el modelado exergoeconómico, es determinar el costo de inversión de los componentes. Los costos de inversión de la bomba y de la válvula, son función de la potencia nominal y del flujo másico [24]:

$$Z = 2100 \left(\frac{W_B}{10} \right)^{0.26} \left(\frac{1 - \eta_B}{\eta_B} \right) \quad (12)$$

$$Z = 114.5m \quad (13)$$

Los costos de los equipos intercambiadores de calor dependen del área de transferencia de calor, y se pueden determinar, según Wu *et al.* [25], mediante la Ecuación (14). El área de transferencia de calor se determina mediante el método de la DMLT de acuerdo con el procedimiento mostrado en Xu *et al.* [26]:

$$Z = Z_R \left(\frac{A}{A_R} \right) \quad (14)$$

Posterior a los costos de inversión, se procede al cálculo de costos de exergía, por lo que, es conveniente utilizar una tasa de costo asociada con cada transferencia de exergía:

$$\dot{C} = c \dot{E}_x \quad (15)$$

Para los componentes del refrigerador, se tienen en el balance exergoeconómico costos de exergía asociados a exergías de flujo y exergías de calor y de trabajo. También se tiene la tasa de costo ($\dot{Z}$), esta tasa de costo es definida en Razmi *et al.* [27] y es función de un factor de recuperación de capital:

$$\sum \dot{C}_0 + \dot{C}_W = \dot{C}_Q + \sum \dot{C}_i + \dot{Z} \quad (16)$$

La Tabla 3, muestra las ecuaciones de costos obtenidas a partir de la aplicación de la Ecuación (16) en los componentes del refrigerador, y las ecuaciones auxiliares implementadas de acuerdo con Sadeghi *et al.* [28], para encontrar los costos de exergía.

Tabla 3. Ecuaciones de costo y ecuaciones auxiliares del refrigerador.

Componente	Ecuación de costo	Ecuación auxiliar
Absorbedor	$\dot{C}_{17} + \dot{C}_{15} + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_A = \dot{C}_6 + \dot{C}_{18}$	$\frac{\dot{C}_6}{\dot{E}_{x6}} = \frac{\dot{C}_{10} + \dot{C}_{11}}{\dot{E}_{x10} + \dot{E}_{x11}}$ $c_{17} = 0$
Bomba	$\dot{C}_6 + \dot{C}_{WB} + \dot{Z}_B = \dot{C}_7$	$c_{WB} = 19.31 \text{ \$/GJ}$
Válvula 1	$\dot{C}_9 + \dot{Z}_{V1} = \dot{C}_{10}$	-
Generador	$\dot{C}_8 + \dot{C}_{QG} + \dot{C}_{16} + \dot{Z}_G = \dot{C}_{11} + \dot{C}_{19}$	$\frac{\dot{C}_{11} - \dot{C}_8}{\dot{E}_{x11} - \dot{E}_{x8}} = \frac{\dot{C}_9 - \dot{C}_8}{\dot{E}_{x9} + \dot{E}_{x8}}$ $c_{QG} = 23.59 \text{ \$/GJ}$
Rectificador	$\dot{C}_{11} + \dot{C}_7 + \dot{Z}_R = \dot{C}_{12} + \dot{C}_{16} + \dot{C}_8$	$\frac{\dot{C}_{12} - \dot{C}_{11}}{\dot{E}_{x12} - \dot{E}_{x11}} = \frac{\dot{C}_{16} - \dot{C}_{11}}{\dot{E}_{x16} + \dot{E}_{x11}}$ $c_{17} = c_{18}$
Condensador	$\dot{C}_{12} + \dot{C}_{19} + \dot{Z}_C = \dot{C}_{13} + \dot{C}_{20}$	$c_{12} = c_{13}$ $c_{19} = 0$
Válvula 2	$\dot{C}_{13} + \dot{Z}_{V2} = \dot{C}_{14}$	-
Evaporador	$\dot{C}_{14} + \dot{C}_{21} + \dot{Z}_E = \dot{C}_{15} + \dot{C}_{22}$	$c_{14} = c_{15}$ $c_{21} = 0$

Con los costos de exergía determinados, se pueden evaluar los costos de destrucción de exergía (C_D), a partir del costo por unidad de exergía de los recursos (c_R):

$$\dot{C}_D = c_R \dot{E}_{x,D} \quad (17)$$

$$c_R = \frac{\dot{C}_R}{\dot{E}_{x,R}} \quad (18)$$

Finalmente, parámetros como el factor exergoeconómico (f) y la diferencia de costos relativo (r), pueden indicar los componentes con oportunidades de disminuir costos de destrucción de exergía:

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + \dot{C}_D + \dot{C}_L} \quad (19)$$

$$r = \frac{c_P - c_R}{c_R} \quad (20)$$

Donde c_p , es el costo por unidad de exergía de los productos, y $\dot{C}_L=0$, a nivel de análisis por componente [29]:

$$c_p = \frac{c_p}{\dot{E}_{x,p}} \quad (21)$$

Resultados y discusiones

En esta parte, se muestran los resultados y discusiones del refrigerador de absorción acoplado a los gases de escape de los motores de gas natural en el sistema de cogeneración. El refrigerador logra una temperatura de hasta -10.64°C (estado 14) a una presión de 280 kPa. El refrigerador logra una capacidad de enfriamiento de 931 kW, y el costo específico y la tasa de costo para lograr el enfriamiento del agua fría son de 94.16 \$/GJ y 35.74 \$/h. Para lograr dicho enfriamiento, el refrigerador presenta irreversibilidades y costos derivados de estas irreversibilidades (destrucción de exergía). Esto se discutirá a continuación:

Destrucción de exergía

Dentro de los componentes del refrigerador de absorción, el generador alcanza hasta el 58.19% (952.5 kW) de la destrucción de exergía total (1,406 kW) del refrigerador. En menor proporción le persigue el absorbedor; sin embargo, el absorbedor destruye una cantidad menor en exergía en 734.7 kW, respecto del generador. A estos componentes les siguen en menor número de irreversibilidades termodinámicas la válvula 1 y el evaporador, alcanzando destrucciones de exergía de 103.1 kW y 66.47 kW, respectivamente. El resto de los componentes alcanzan irreversibilidades termodinámicas inferiores a 40.52 kW, como se aprecia en la Figura 2. De esta Figura 2, se destaca que los componentes en los que deben realizarse esfuerzos para mejorar desempeño del refrigerador son el generador, absorbedor y evaporador debido a que son componentes en donde se involucra la transferencia de calor, y la válvula es un dispositivo necesario para garantizar el enfriamiento y la adecuada operación del refrigerador. La destrucción de exergía en la válvula podría reducirse incrementado la presión de descarga; sin embargo, al incrementar la presión de descarga, el enfriamiento del refrigerador podría observarse afectado.

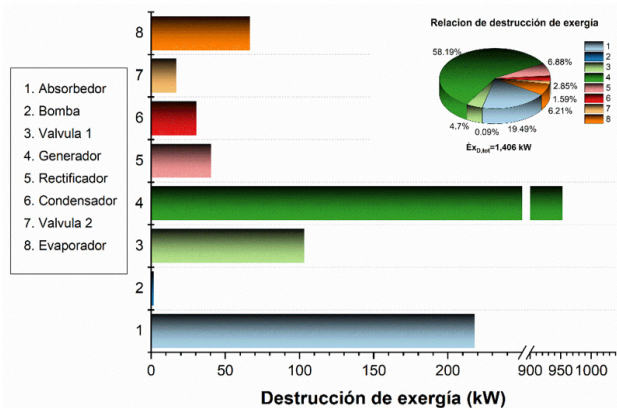


Figura 2. Destrucción de exergía en los componentes del refrigerador.

Costos de destrucción de exergía

La Figura 3, muestra los costos de destrucción de exergía en dólares americanos. Los componentes con mayores costos de destrucción de exergía son el generador, absorbedor, válvula 1 y evaporador con un costo de 80.89 \$/h, 65.77 \$/h, 31.11 \$/h y 19.99 \$/h, respectivamente. El alto costo de destrucción de exergía en estos componentes, es debido a las ineficiencias termodinámicas, los elevados flujos de energía y exergía y los costos de los flujos de exergía involucrados en los volúmenes de control de estos componentes. A medida que se incrementan los flujos de energía, se incrementa el área de transferencia de calor, y en consecuencia se incrementan los costos de inversión de los componentes, donde a la par los costos de destrucción de exergía se observan influenciados e incrementados. Por otra parte, el resto de los componentes no supera un costo de destrucción de exergía de 9.17 \$/h. Finalmente, la Figura 3, también muestra los costos específicos por unidad de exergía de los productos y recursos. En esta dirección, los costos específicos de los productos más elevados se presentan en el absorbedor, condensador y evaporador.

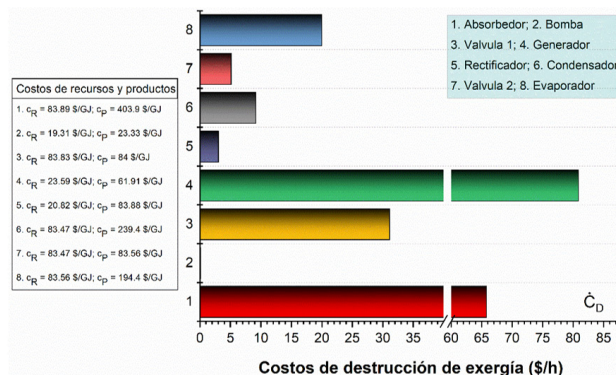


Figura 3. Costos de destrucción de exergía en el refrigerador.

Factores en los costos de destrucción de exergía

Dentro de los parámetros que pueden indicar si los costos de destrucción de exergía son elevados en un componente se encuentran el factor exergoeconómico y la diferencia de costo relativo. Un factor exergoeconómico bajo representa elevados costos de la destrucción de exergía, mientras que una diferencia de costo relativa alta indica mayores costos de transformación de la energía de recurso a producto. En esta dirección, para el refrigerador de absorción, los componentes que presentan valores bajos en el factor exergoeconómico y diferencias de costo relativo altas, son el absorbedor, generador y evaporador. Estos componentes presentan factores exergoeconómicos de 0.013, 0.007 y 0.018, y valores de 3.81, 1.6 y 1.32 en la diferencia de costo relativo, respectivamente. En relación con lo anterior, en la Figura 4, se muestran variaciones en función de la temperatura del generador (TG) del refrigerador para estos parámetros. Se puede apreciar para el caso del absorbedor que tanto el factor exergoeconómico como la diferencia de costo relativa se

incrementan a medida que se aumenta la TG. Mientras que en el generador, al incrementar TG ambos factores se observan disminuidos. En el caso del evaporador, los factores se observan influenciados, no de manera proporcional.

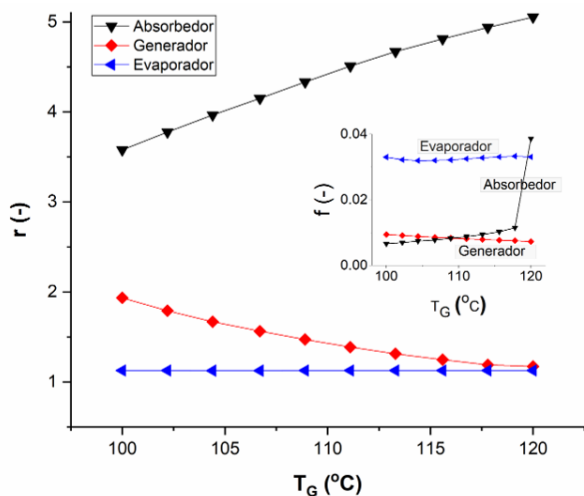


Figura 4. Factores en la reducción de costos de destrucción de exergía vs TG.

De acuerdo con el resultado de los factores y con la finalidad de interpretar de manera más precisa estos indicadores y los costos de destrucción de exergía, las figuras 5 – 7, muestran variaciones para los costos de destrucción de exergía en los componentes del refrigerador de absorción. La Figura 5, muestra la variación de los costos de destrucción de exergía en el absorbedor. En este caso, se puede observar que el menor costo de destrucción de exergía de este componente se presenta entre 106 – 109 °C. Al operar el refrigerador entre estas temperaturas del generador, los costos de destrucción de exergía se pueden reducir desde 68 \$/h hasta 65.5 \$/h. También, se puede apreciar que el costo de la destrucción de exergía en el absorbedor se observa disminuido a una mayor temperatura del evaporador. Esta disminución es de alrededor de 0.5 \$/h. Finalmente, los costos de la destrucción de exergía también se pueden disminuir al reducir la temperatura del absorbedor y condensador de 35 a 33 °C, como se aprecia en la gráfica central de la Figura 5. Esta disminución puede ser de hasta 6 \$/h, es decir, se pueden alcanzar costos de destrucción de exergía de inferiores a los 62 \$/h.

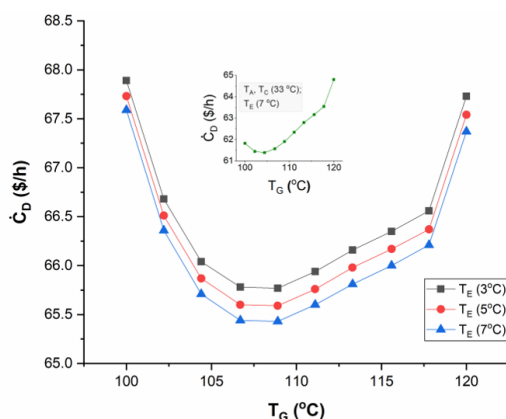


Figura 5. Costo de destrucción de exergía del absorbedor vs TG.

Para el caso del generador, los costos de destrucción de exergía decrecen desde 86 \$/h hasta 69 \$/h a medida que se incrementa la temperatura del generador del refrigerador, como se muestra en la Figura 6. También, los costos de destrucción de exergía se observan disminuidos a una menor temperatura del absorbedor y del condensador. Esta disminución es de aproximadamente 2 \$/h. A menor temperatura del generador y a menor temperatura del absorbedor (TA) y condensador (TC), los costos de la destrucción de exergía tienen una menor magnitud. Mientras que, a mayor temperatura del generador, los costos de destrucción de exergía se observan ligeramente disminuidos cuando el absorbedor y condensador operan a una mayor temperatura. Por otra parte, es necesario indicar que para el caso del generador, la temperatura del evaporador (TE) no influye en los costos de destrucción de exergía, y la temperatura del rectificador (TR) influye ligeramente, como se aprecia en la Gráfica de la Figura 6.

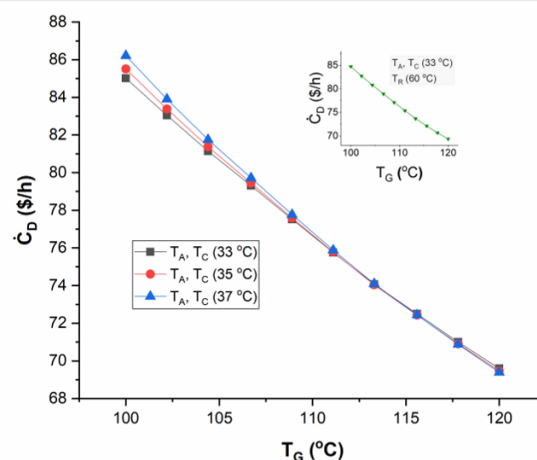


Figura 6. Costo de destrucción de exergía del generador vs TG.

En el evaporador los costos de destrucción de exergía se incrementan a medida que se incrementa la temperatura del generador desde 18 \$/h hasta 21.5 \$/h. En la misma dirección, los costos de destrucción de exergía se observan ligeramente incrementados a medida que se incrementa la temperatura del evaporador desde 3 °C hasta 7 °C, como se aprecia en la Figura 7. También, es necesario resaltar que la temperatura del absorbedor y condensador influyen significativamente en los costos de destrucción de exergía del evaporador. Una temperatura en el condensador y absorbedor de 37 °C, disminuye significativamente los costos de destrucción de exergía del evaporador, como se aprecia en la gráfica inferior de la Figura 7. Esta disminución es aproximadamente 6 veces inferior, a los costos de destrucción de exergía del evaporador con el refrigerador de absorción operando a una TE de 3 °C.

Conclusiones

Las aportaciones de la presente investigación se pueden resumir en la identificación de los componentes con mayor número de irreversibilidades en el refrigerador, así como la evaluación de los costos de estas irreversibilidades. Tam-

bién, en la detección de los parámetros que pueden contribuir en la reducción de los costos de la destrucción de exergía de los componentes del refrigerador y la cuantificación de los mismos. La aplicación de los presentes resultados se enfoca en el sector industrial en donde se tengan sistemas de cogeneración similares. En esta dirección, mediante las contribuciones presentadas en este trabajo, se puede decir con exactitud que los componentes con mayor cantidad de irreversibilidades termodinámicas y mayores costos derivados de estas irreversibilidades, son el generador y el absorbedor. También, derivado de ello, se puede indicar que el operar, el generador a una temperatura de 120 °C y el condensador y absorbedor a una temperatura de 37 °C, puede contribuir en una reducción de los costos de destrucción de exergía de hasta 17 \$/h. Finalmente, los alcances de la presente investigación se limitan a detectar los costos de destrucción de exergía interna en los componentes del refrigerador, por lo que, la presente investigación se limita a la evaluación de los costos debidos a la conexión e interacción entre los componentes del refrigerador.

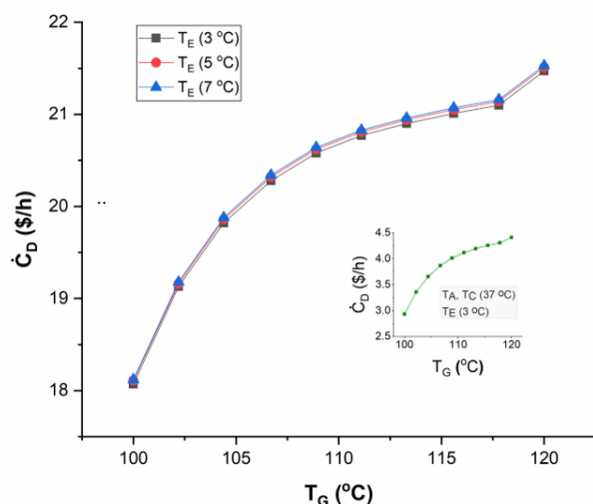


Figura 7. Costo de destrucción de exergía del evaporador vs TG.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido desarrollado en el marco de los proyectos de Investigación Científica, Desarrollo Tecnológico e Innovación del Tecnológico Nacional de México (TecNM) – Proyecto: 19424.24-P. Los autores agradecen el apoyo para la realización de esta investigación.

Referencias

- [1] A. Arabkoohsar, G. B. Andresen, *A smart combination of a solar assisted absorption chiller and a power productive gas expansion unit for cogeneration of power and cooling*, *Renew Energy*, vol. 115, pp. 489–500, 2018, doi: 10.1016/j.renene.2017.08.069.
- [2] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, *A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, part 1: Simulation*, *Energy Convers Manag*, vol. 158, pp. 437–459, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.086.
- [3] F. Táboas, M. Bourouis, M. Vallès, *Analysis of ammonia/water and ammonia/salt mixture absorption cycles for refrigeration purposes in fishing ships*, *Appl Therm Eng*, vol. 66, no. 1–2, pp. 603–611, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.02.065.
- [4] A. Goyal, M. A. Staedter, D. C. Hoysall, M. J. Ponkala, S. Garimella, *Experimental evaluation of a small-capacity, waste-heat driven ammonia-water absorption chiller*, *International Journal of Refrigeration*, vol. 79, pp. 89–100, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.006.
- [5] O. K. Singh, *Performance enhancement of combined cycle power plant using inlet air cooling by exhaust heat operated ammonia-water absorption refrigeration system*, *Appl Energy*, vol. 180, pp. 867–879, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.08.042.
- [6] F. Esmaeilion, M. Soltani, J. Nathwani, A. Al-Haq, M. B. Dusseault, *Conventional and advanced exergy and exergoeconomic analysis of a novel multi-fueled cogeneration system with desalination*, *Energy Reports*, vol. 9, pp. 5704–5720, 2023, doi: 10.1016/j.egyr.2023.05.003.
- [7] H. Caglayan, H. Caliskan, *Advanced exergy analyses and optimization of a cogeneration system for ceramic industry by considering endogenous, exogenous, avoidable and unavoidable exergies under different environmental conditions*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 140, 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.110730.
- [8] F. R. Ponce Arrieta, J. R. Sodr , M. D. Mateus Herrera, and P. H. Barros Z rante, *Exergoeconomic analysis of an absorption refrigeration and natural gas-fueled diesel power generator cogeneration system*, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2016, doi: 10.1016/j.jngse.2016.10.022.
- [9] N. Shokati, S. Khanahmadzadeh, *The effect of different combinations of ammonia-water Rankine and absorption refrigeration cycles on the exergoeconomic performance of the cogeneration cycle*, *Appl Therm Eng*, vol. 141, pp. 1141–1160, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.06.052.
- [10] V. Zare, S. M. S. Mahmoudi, M. Yari, M. Amidpour, *Thermoeconomic analysis and optimization of an ammonia-water power/cooling cogeneration cycle*, *Energy*, vol. 47, no. 1, pp. 271–283, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.09.002.

- [11] A. da S. Marques, M. Carvalho, A. B. Lourenço, C. A. C. dos Santos, *Energy, exergy, and exergoeconomic evaluations of a micro-trigeneration system*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, vol. 42, no. 6, 2020, doi: 10.1007/s40430-020-02399-y.
- [12] H. Ansarinasab, M. Mehrpooya, *Advanced exergoeconomic analysis of a novel process for production of LNG by using a single effect absorption refrigeration cycle*, Appl Therm Eng, vol. 114, pp. 719–732, 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.12.003.
- [13] L. Garousi Farshi, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, M. Yari, M. Amidpour, *Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems*, Energy Convers Manag, vol. 65, pp. 13–25, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2012.07.019.
- [14] M. Yu, P. Cui, Y. Wang, Z. Liu, Z. Zhu, S. Yang, *Advanced Exergy and Exergoeconomic Analysis of Cascade Absorption Refrigeration System Driven by Low-Grade Waste Heat*, ACS Sustain Chem Eng, vol. 7, no. 19, pp. 16843–16857, 2019, doi: 10.1021/acssuschemeng.9b04396.
- [15] CAT, Standard Features G3520H, 2024. Acceso: Oct. 07, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.cat.com/>
- [16] R. Gomri, R. Hakimi, *Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system*, Energy Convers Manag, vol. 49, no. 11, pp. 3343–3348, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2007.09.033.
- [17] G. L. Szabó, *Exergetic optimization of absorption chillers – A case study*, Case Studies in Thermal Engineering, vol. 28, 2021, doi: 10.1016/j.csite.2021.101634.
- [18] N. Asgari, R. Khoshbakhti Saray, S. Mirmasoumi, *Energy and exergy analyses of a novel seasonal CCHP system driven by a gas turbine integrated with a biomass gasification unit and a LiBr-water absorption chiller*, Energy Convers Manag, vol. 220, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113096.
- [19] S. Seyam, *Energy and Exergy Analysis of Refrigeration Systems*. [En línea]. Disponible en: www.intechopen.com
- [20] T. Morosuk, G. Tsatsaronis, M. Schult, *Conventional and advanced exergetic analyses: Theory and application*, Arab J Sci Eng, vol. 38, no. 2, pp. 395–404, 2013, doi: 10.1007/s13369-012-0441-9.
- [21] N. Shokati, F. Ranjbar, M. Yari, *A comprehensive exergoeconomic analysis of absorption power and cooling cogeneration cycles based on Kalina, part 1: Simulation*, Energy Convers Manag, vol. 158, pp. 437–459, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.086.
- [22] M. M. Joybari, F. Haghighat, *Exergy analysis of single effect absorption refrigeration systems: The heat exchange aspect*, Energy Convers Manag, vol. 126, pp. 799–810, 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.08.029.
- [23] L. Garousi Farshi, S. M. S. Mahmoudi, M. A. Rosen, M. Yari, M. Amidpour, *Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems*, Energy Convers Manag, vol. 65, pp. 13–25, 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2012.07.019.
- [24] A. R. Razmi, M. Janbaz, *Exergoeconomic assessment with reliability consideration of a green cogeneration system based on compressed air energy storage (CAES)*, Energy Convers Manag, vol. 204, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112320.
- [25] C. Wu, S. sen Wang, X. jia Feng, J. Li, *Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO₂ recompression Brayton/absorption refrigeration cycle*, Energy Convers Manag, vol. 148, pp. 360–377, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.042.
- [26] Y. Xu, N. Jiang, F. Pan, Q. Wang, Z. Gao, G. Chen, *Comparative study on two low-grade heat driven absorption-compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses*, Energy Convers Manag, vol. 133, pp. 535–547, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.10.073.
- [27] A. R. Razmi, A. Arabkoohsar, H. Nami, *Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of a novel hybrid absorption/recompression refrigeration system*, Energy, vol. 210, 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118559.
- [28] M. Sadeghi, S. M. S. Mahmoudi, R. Khoshbakhti Saray, *Exergoeconomic analysis and multi-objective optimization of an ejector refrigeration cycle powered by an internal combustion (HCCI) engine*, Energy Convers Manag, vol. 96, pp. 403–417, 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.02.081.
- [29] S. Anvari, R. Khoshbakhti Saray, K. Bahlouli, *Conventional and advanced exergetic and exergoeconomic analyses applied to a tri-generation cycle for heat, cold and power production*, Energy, vol. 91, pp. 925–939, 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.08.108.