



Análisis del desempeño energético y exergético de una bomba de calor experimental TQ PLINT TE 94

Castro Hernández, S., Lugo Méndez, H. D., Lugo Leyte, R., Torres Aldaco, A., Bonilla Blancas, W. C. y Salazar Pereyra, M. (2026). Análisis del desempeño energético y exergético de una bomba de calor experimental TQ PLINT TE 94 [*Postprint*].

CIENCIA *ergo-sum*, 33.

<https://doi.org/10.30878/ces.v33n0a80>

Sección: Ciencias Exactas y Aplicadas

Universidad Autónoma del Estado de México, México

Esta obra está bajo una Licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivar 4.0 Internacional.



Esta versión del artículo es una “versión final del autor” que fue aceptada por un proceso de **evaluación por pares ciegos**. Este documento diferirá en formato respecto a la “versión del editor”, la cual se someterá a un proceso de corrección de estilo y de diseño editorial. De ninguna forma se modificará el contenido. Todas las ideas que se presentan son responsabilidad del autor.

**Análisis del desempeño energético y exergético de una bomba de calor
experimental TQ PLINT TE 94**
**Energy and exergy performance analysis of an experimental TQ PLINT
TE 94 heat pump**

Sergio Castro Hernández, Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Av. Tecnológico S/N, Col. Valle de Anáhuac, Ecatepec de Morelos, México, C.P. 55210

ROR: <https://ror.org/04mc1gv86>

Correo electrónico: sch@xanum.uam.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5774-1868>

Helen D. Lugo Méndez, Universidad Autónoma Metropolitana, Cuajimalpa, Departamento de Procesos y Tecnología, Av. Vasco de Quiroga No. 4871, Col. Santa Fe, Cuajimalpa, , México, C.P. 05348

ROR: <https://ror.org/02kta5139>

Correo electrónico: hlugo@cua.uam.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4418-7896>

Raúl Lugo Leyte, Universidad Autónoma Metropolitana, Iztapalapa, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco No. 186, Col. Leyes de Reforma 1era Sección, Ciudad de México, México, C.P. 09310

ROR: <https://ror.org/02kta5139>

Correo electrónico: lulr@xanum.uam.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6578-0691>

Alejandro Torres Aldaco, Universidad Autónoma Metropolitana, Iztapalapa, Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco No. 186, Col. Leyes de Reforma 1era Sección, Ciudad de México, México, C.P. 09310

ROR: <https://ror.org/02kta5139>

Correo electrónico: ata@xanum.uam.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3877-367X>

Wenceslao C. Bonilla Blancas, Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Av. Tecnológico S/N, Col. Valle de Anáhuac, Ecatepec de Morelos, México, C.P. 55210

ROR: <https://ror.org/04mc1gv86>

Correo electrónico: wcbonilla@tese.edu.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8760-367X>

¹Martín Salazar Pereyra, Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, Av. Tecnológico S/N, Col. Valle de Anáhuac, Ecatepec de Morelos, México, C.P. 55210¹

ROR: <https://ror.org/04mc1gv86>

Correo electrónico: msalazar@tese.edu.mx

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6487-3087>

Recepción: 24 de marzo de 2026
Aprobación: 11 de septiembre de 2026

¹ Autor para correspondencia.

RESUMEN

Este trabajo presenta un análisis del desempeño energético y exergético de la bomba de calor experimental TQ-Plint TE94, evaluando su operación en modo calentador y enfriador para flujos volumétricos de 2, 4, 6 y 8 L/min. Se analizaron variables como el flujo de refrigerante, las temperaturas de operación, el coeficiente de desempeño, las irreversibilidades y la eficiencia exergética, con el objetivo de identificar condiciones de mejora y cuantificar las pérdidas en cada componente del sistema. Los resultados indican un mejor desempeño exergético en modo calentador, con valores de eficiencia exergética entre 0.42 y 0.46. Por otro lado, el modo enfriador presentó menores valores de eficiencia exergética, entre 0.20 y 0.21, debido a la generación de mayores irreversibilidades en el sistema.

PALABRAS CLAVE: bombas de calor, coeficiente de operación, exergía, irreversibilidad.

ABSTRACT

This study presents an analysis of the energy and exergy performance of the experimental TQ-Plint TE94 heat pump, evaluating its operation in heating and cooling modes at volumetric flow rates of 2, 4, 6, and 8 L/min. Variables such as refrigerant flow rate, operating temperatures, coefficient of performance, irreversibilities, and exergy efficiency were analyzed to identify potential performance improvements and quantify losses in each component of the system. The results indicate better exergy performance in heating mode, with exergy efficiency values ranging from 0.42 to 0.46. In contrast, cooling mode exhibited lower exergy efficiency values, ranging from 0.20 to 0.21, due to the generation of greater irreversibilities within the system.

KEYWORDS: heat pumps, coefficient of performance, exergy, irreversibility.

INTRODUCCIÓN

El uso de energía para mantener condiciones de confort térmico en hogares y edificios representa una fracción significativa del consumo energético residencial y comercial a nivel mundial. Tradicionalmente, la calefacción se ha basado en el uso de combustibles fósiles, lo que genera emisiones de gases de efecto invernadero y costos operativos elevados (Liu et al., 2023; Carvalho et al., 2015). En respuesta, las políticas ambientales y la transición energética han impulsado la adopción de tecnologías más eficientes y sostenibles para la climatización. En este contexto, las bombas de calor han emergido como una alternativa clave frente a los sistemas convencionales de calefacción y refrigeración.

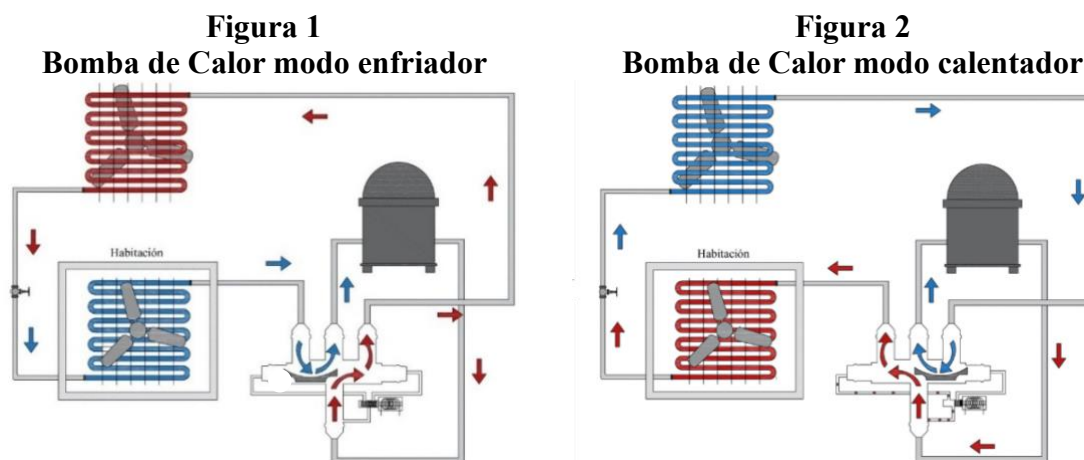
Las bombas de calor operan transfiriendo energía térmica desde una fuente de menor

temperatura hacia un espacio donde se requiere calefacción o enfriamiento, como viviendas, oficinas u hospitales, utilizando una cantidad relativamente pequeña de energía eléctrica para realizar este proceso. A diferencia de los sistemas tradicionales, que generan calor mediante combustión o resistencias eléctricas, las bombas de calor se basan en el principio de transferencia de calor, alcanzando eficiencias significativamente mayores, las cuales se expresan mediante el coeficiente de desempeño (COP) (Dincer et al., 2015). Valores de COP superiores a la unidad indican que el sistema entrega más energía térmica de la que consume en forma de electricidad, lo que se traduce en importantes ahorros energéticos y en una reducción de las emisiones indirectas de CO₂ (Wolf et al., 2024).

Gracias a su alta eficiencia y versatilidad, las bombas de calor se han extendido a múltiples aplicaciones, entre las que destacan la calefacción residencial, la climatización comercial, aplicaciones industriales y su integración con fuentes de energía renovable. En particular, una de las aplicaciones más relevantes corresponde a los sistemas de aire acondicionado con operación en modo frío/calor, los cuales permiten evitar el uso de dos unidades independientes de confort. Estos sistemas basan su funcionamiento en un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor simple. Como se ilustra en la Figura 1 y 2, la operación tanto en modo enfriador como en modo calentador, respectivamente, se logra mediante la implementación de una válvula de inversión que permite cambiar la dirección del flujo del refrigerante. Para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema en ambos modos de operación, la válvula de expansión debe ser capaz de trabajar en ambos sentidos del flujo, es decir, contar con una configuración de doble vía.

Adicionalmente, investigaciones recientes han puesto especial atención en el análisis energético y exergético de las bombas de calor y sistemas de refrigeración, con el objetivo de identificar las principales irreversibilidades y el potencial de mejora en términos de desempeño y sostenibilidad (Gambini, Manno, & Vellini, 2024; Castro et al, 2026). En este contexto, el análisis exergético complementa al análisis energético tradicional, ya que permite evaluar la calidad de la energía y cuantificar las pérdidas irreversibles del ciclo térmico, proporcionando una visión más completa para la optimización de los sistemas de bombas de calor. Además, el continuo desarrollo tecnológico y la preocupación por mitigar el cambio climático han favorecido estudios que exploran el uso de refrigerantes naturales y

configuraciones avanzadas de ciclo, contribuyendo tanto a la eficiencia del proceso como a la reducción del impacto ambiental (Streckienė et al., 2024; Gambini et al., 2024). Estas investigaciones refuerzan la importancia de evaluar de manera integral el comportamiento termodinámico de las bombas de calor en diversas condiciones de operación.



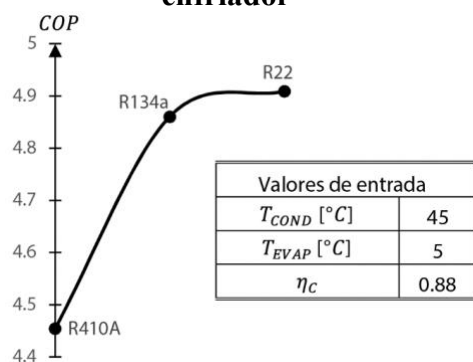
Fuente: elaboración propia

Sin embargo, gran parte de los estudios reportados se enfocan principalmente en simulaciones numéricas o en sistemas modernos que emplean refrigerantes de nueva generación, existiendo aún información limitada sobre el comportamiento energético y exergético experimental de bombas de calor de generaciones anteriores. Esto resulta relevante debido a que todavía existen equipos en operación dentro de los sectores industrial y residencial que utilizan configuraciones y refrigerantes tradicionales. De acuerdo al Plan de Acción en Enfriamiento, México, PAE-RAC 2022, se tiene la meta de reducción del 80% de la utilización del freón 22 al año 2045 (Semarnat, 2022).

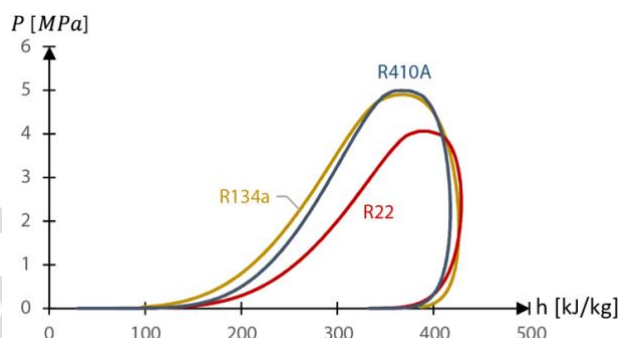
Las bombas de calor pueden operar con diversos refrigerantes, los cuales desempeñan un papel fundamental en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, al permitir la absorción y liberación de energía térmica mediante cambios de fase entre los estados líquido y gaseoso. Entre los refrigerantes comúnmente empleados en sistemas de bombas de calor y aire acondicionado se encuentran el R32, R134a, R407C, R290 (propano), R744 (CO_2), R600a (isobutano) y, en sistemas de generaciones anteriores, el R22. La selección del refrigerante depende principalmente de factores como su impacto ambiental, el coeficiente de operación (COP), la eficiencia energética del sistema y la aplicación específica.

En este contexto, la selección del refrigerante se realiza con base en criterios de desempeño termodinámico del sistema de refrigeración y/o aire acondicionado, particularmente el valor del COP. Al comparar el funcionamiento del sistema utilizando R22, su sustituto R134a y la mezcla R410A, se observa que el mayor COP se obtiene con el refrigerante R22, mientras que el R410A presenta un COP aproximadamente 10 % menor con respecto al R22, como se muestra en la gráfica 1. Adicionalmente, para establecer los límites de operación subcrítica del sistema, se consideran las propiedades termodinámicas características de cada refrigerante, tales como los puntos crítico y triple, así como la entalpía de cambio de fase, la cual permite analizar el potencial de extracción de calor del recinto (gráfica 2) (Raúl Lugo Leyte, 2026).

Gráfica 1
Comparación del COP en modo enfriador



Gráfica 2
Curva de Mollier (P-h) para R410A, R134a y R22



Fuente: elaboración propia.

Por lo anterior, el presente trabajo tiene como objetivo realizar un análisis paramétrico del desempeño energético y exergético de la bomba de calor experimental TQ Plint TE94, empleando R22 como refrigerante de trabajo debido a que el sistema corresponde a un equipo de generación anterior diseñado originalmente para operar con dicho fluido. El estudio tiene como finalidad evaluar su comportamiento termodinámico y contribuir al entendimiento y mejora de este tipo de sistemas bajo condiciones reales de operación.

1. CASO DE ESTUDIO

En el presente trabajo se analiza una bomba de calor experimental, modelo TQ-Plint TE 94, mostrada en la figura 3, la cual utiliza R22 como refrigerante de trabajo, con capacidad de confort equivalente a un área de 36m² x 4m de altura. El sistema está integrado por los

componentes fundamentales de una bomba de calor: compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador y una válvula inversora. La válvula inversora modifica la dirección del flujo del refrigerante, posibilitando la operación del sistema tanto en modo calentador como en modo enfriamiento.

Figura 3
Bomba de calor de aire experimental TQ-PLINT TE94



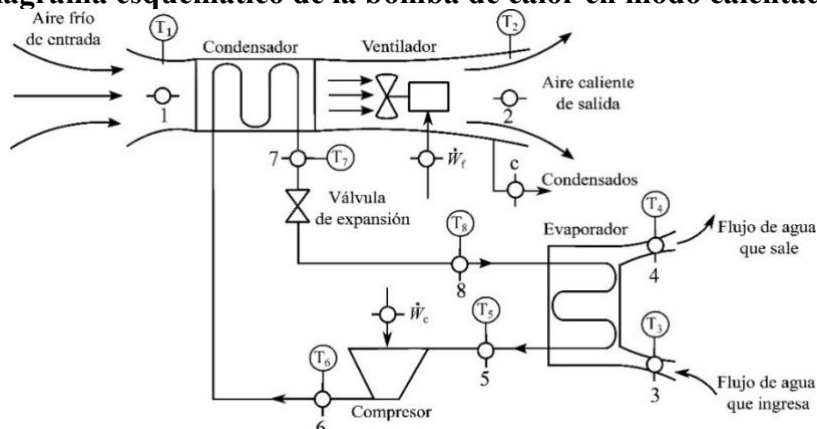
Fuente: elaboración propia.

Cuando el sistema opera en modo calentador (ver figura 4a), el evaporador actúa como el intercambiador de calor, donde el refrigerante absorbe energía térmica desde una fuente externa, en este caso, el flujo de agua alimentado al sistema. Durante este proceso, el refrigerante se evapora a baja presión y temperatura. Posteriormente, el vapor es comprimido, incrementando su presión y temperatura, y es enviado hacia el condensador, donde libera energía térmica al flujo de aire, elevando su temperatura y produciendo el efecto de calefacción. Finalmente, el refrigerante condensado se estrangula en la válvula de expansión, donde experimenta una reducción de presión y temperatura por estrangulación, cerrando el ciclo termodinámico.

En modo enfriador (ver figura 4b), la válvula inversora modifica la trayectoria del refrigerante, invirtiendo la función de los intercambiadores de calor. En esta condición, el evaporador extrae energía térmica del flujo de aire, produciendo el efecto refrigerante al disminuir su temperatura. El refrigerante, tras evaporarse, es comprimido, después se

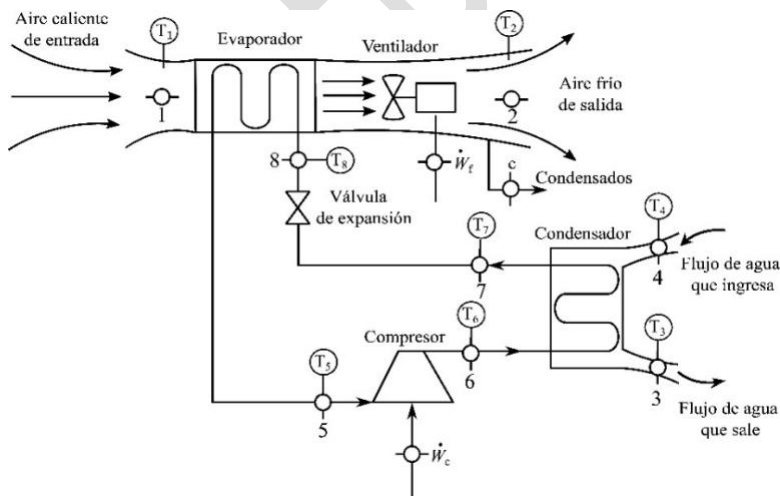
condensa y el calor absorbido es rechazado hacia el flujo de agua. Finalmente, el refrigerante se estrangula en la válvula de expansión, reduciendo nuevamente su presión y temperatura antes de reiniciar el ciclo.

Figura 4a
Diagrama esquemático de la bomba de calor en modo calentador



Fuente: elaboración propia.

Figura 4b
Diagrama esquemático de la bomba de calor en modo enfriador



Fuente: elaboración propia.

La posibilidad de operar el sistema en ambos modos permite evaluar de manera integral su comportamiento termodinámico bajo distintas condiciones de operación. Esto resulta particularmente relevante para el análisis energético y exergético, ya que las fuentes y sumideros de energía, así como las irreversibilidades dominantes, difieren entre los modos de calefacción y enfriamiento, permitiendo identificar con mayor precisión el desempeño y

las oportunidades de mejora del sistema.

Para el presente estudio se realizaron tres mediciones experimentales para cada condición de flujo volumétrico, las cuales se presentan en el Anexo A. A partir de estas mediciones se calcularon los valores promedio de las temperaturas, la presión atmosférica y la humedad relativa, los cuales se emplearon en el análisis energético y exergético y se muestran en el cuadro 1.

El análisis de incertidumbre, detallado en el Anexo A, se realizó a partir de la desviación estándar de las mediciones de temperatura y humedad relativa. Se obtuvo una desviación estándar de 1 °C para las temperaturas y de 1 (-) para la humedad relativa en las diferentes condiciones experimentales. Para la presión atmosférica, la desviación estándar fue igual a cero debido a que su valor se mantuvo constante durante las tres mediciones.

Cuadro 1
Flujos volumétricos de agua que ingresa a la bomba de calor en modo calentador y enfriador (Valores promedio, $\bar{x}$)

	Calentador				Enfriador			
	$\dot{V}$ (L/min)				$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8	2	4	6	8
T₁ (°C)	25	27	28	28	19	17	17	16
T₂ (°C)	45	48	50	51	14	13	13	13
T₃ (°C)	18	16	16	15	26	30	31	32
T₄ (°C)	7	11	12	12	48	39	37	37
T₅ (°C)	2	6	7	8	2	1	1	0
T₆ (°C)	73	86	89	91	70	66	65	66
T₇ (°C)	42	50	51	52	36	32	32	32
T₈ (°C)	2	6	7	8	2	1	1	0
P_a(bar)	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78
F_a (-)	55	55	55	55	55	55	55	55

Fuente: elaboración propia.

Los resultados de la incertidumbre estándar relativa para las diferentes condiciones de operación se presentan en el cuadro 2. En general, los resultados muestran una dispersión experimental reducida. Los valores relativamente elevados de la incertidumbre relativa observados para T₅ y T₈ se deben principalmente a que sus valores promedio se encuentran próximos a 0 °C. En estas condiciones, mínimas variaciones absolutas producen valores porcentuales elevados. Para los casos en los que el valor promedio es igual a cero, la incertidumbre relativa no puede calcularse matemáticamente debido a la división entre cero.

En estos casos se reporta como N/A y se conserva la incertidumbre estándar absoluta de 0.5774 °C como referencia de la variabilidad asociada a las mediciones de temperatura.

Cuadro 2
Incetidumbre estándar relativa de las mediciones experimentales, U_{rel}

	$U_{rel} (%)$							
	Calentador				Enfriador			
	$\dot{V}$ (L/min)				$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8	2	4	6	8
T₁ (°C)	2.3094	2.1383	2.0620	2.0620	3.0387	3.3962	3.3962	3.6084
T₂ (°C)	1.2830	1.2028	1.1547	1.1321	4.1239	4.4412	4.4412	4.4412
T₃ (°C)	3.2075	3.6084	3.6084	3.8490	2.2206	1.9245	1.8624	1.8042
T₄ (°C)	8.2479	5.2486	4.8113	4.8113	1.2028	1.4804	1.5604	1.5604
T₅ (°C)	28.8675	9.6225	8.2479	7.2169	28.8675	57.7350	57.7350	N/A
T₆ (°C)	0.7909	0.6713	0.6487	0.6345	0.8248	0.8748	0.8882	0.8748
T₇ (°C)	1.3746	1.1547	1.1321	1.1103	1.6038	1.8042	1.8042	1.8042
T₈ (°C)	28.8675	9.6225	8.2479	7.2169	28.8675	57.7350	57.7350	N/A
P_a(bar)	0	0	0	0	0	0	0	0
F_a (-)	1.0497	1.0497	1.0497	1.0497	1.0497	1.0497	1.0497	1.0497

Fuente: elaboración propia.

2. METODOLOGÍA

2. 1. Análisis energético

Para llevar a cabo el análisis energético de la bomba de calor, primero se determinan las propiedades termodinámicas del refrigerante, tales como presión, temperatura, entalpía, entropía y calidad, para ambas formas de operación del sistema. De acuerdo con el postulado del estado, la descripción de un estado termodinámico requiere el conocimiento de dos propiedades intensivas independientes o, alternativamente, de una propiedad intensiva y la forma en que se desarrolla el proceso, tal como se muestra en el tabla 1.

El sistema experimental TQ-Plint TE 94 se encuentra instrumentado con termopares tipo K, los cuales permiten medir la temperatura a la entrada y salida de cada uno de los componentes. En consecuencia, se dispone de una propiedad intensiva conocida para cada estado termodinámico; así como, de la información necesaria sobre la naturaleza de los procesos que tienen lugar en el ciclo, lo que permite la determinación del resto de las propiedades termodinámicas requeridas para el análisis energético.

Tabla 1
Determinación de las propiedades

Estados	T	P	h	s	x
5	Medición	P(T, x)	h(T, x)	s(T, x)	1
6	Medición	P ₂ = P ₃	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)
7	Medición	P(T, x)	h(T, x)	s(T, x)	0
8	T ₈ = T ₅	P ₈ = P ₅	h ₈ = h ₇	s(P, h)	x(P, h)
H ₂ O _{in}	Medición	Medición	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)
H ₂ O _{out}	Medición	Medición	h(T, P)	s(T, P)	x(T, P)

Fuente: elaboración propia.

2. 1. 1. Parámetros de desempeño

Con las propiedades termodinámicas y la implementación de balances de energía se determinan los parámetros de desempeño como el trabajo suministrado al compresor, el efecto frigorífico y el calor rechazado en el condensador. Las expresiones se muestran en la tabla 2.

Tabla 2
Parámetros de desempeño

Trabajo	Calor suministrado	Calor disipado
$w_{cj} = h_{6j} - h_{5j}$	$q_{EVA} = h_{8j} - h_{5j}$	$q_{CONDj} = h_{6j} - h_{7j}$

Fuente: elaboración propia

Asimismo, uno de los parámetros más importantes para evaluar el desempeño de las bombas de calor es el coeficiente de operación (COP), que se determina con las ecuaciones mostradas en la tabla 3. Este coeficiente indica qué proporción de la potencia suministrada al compresor se utiliza para generar potencia útil ($\dot{Q}$); y varía según el modo de operación del sistema, y el coeficiente de operación de Carnot (COP_{Carnot}), que se determina con los límites de temperatura en los que opera el sistema.

Tabla 3
Coeficientes de operación

$COP_{CAL} = \frac{\dot{Q}_{COND}}{\dot{W}_C}$	$COP_{Carnot,CAL} = \frac{1}{1 - \frac{T_B}{T_A}}$	$COP_{ENF} = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{W}_C}$	$COP_{Carnot,ENF} = \frac{1}{\frac{T_A}{T_B} - 1}$
--	--	---	--

Fuente: elaboración propia.

2. 2. Análisis exergético

La exergía es un concepto fundamental en la termodinámica, éste mide la máxima cantidad

de trabajo útil que se puede obtener de un sistema cuando se lleva al equilibrio con su entorno, (Bonilla-Blancas, A. E., et al., 2020). A diferencia de la energía, que es una medida de la capacidad de realizar trabajo sin considerar las restricciones del entorno, la exergía toma en cuenta las irreversibilidades y las pérdidas asociadas al proceso. Es en esencia, una medida de la calidad energética (Cai et al., 2022 y Dincer et al., 2015).

Los estudios exergéticos a la bomba de calor se realizan en función del flujo de la exergía física, que es la potencia máxima disponible que se puede obtener de una corriente al llevar sus condiciones de presión y temperatura a las condiciones del medio ambiente y se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{E}_i^{PH} = \dot{m} \left[(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0) \right] \quad (1)$$

Como una bomba de calor es un ciclo cerrado, y la exergía del refrigerante se determina a partir de un estado de referencia, en este caso se toma a la temperatura y presión ambiente asegurando que la exergía de los estados sea positiva.

Asimismo, una parte importante del análisis exergético son los flujos de irreversibilidades; éstos se obtienen al realizar un balance exergético al volumen de control de cada componente. En la tabla 4 se presentan estos balances de cada uno de los componente de la bomba de calor.

Tabla 4
Flujo de irreversibilidades en los componentes de la bomba de calor TQ-Plint TE94

Componente	Irreversibilidad	
	Calentador	Enfriador
Compresor	$\dot{I}_C = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_C$	$\dot{I}_C = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 + \dot{W}_C$
Condensador	$\dot{I}_{COND} = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$	$\dot{I}_{COND} = \dot{E}_4 - \dot{E}_3 + \dot{E}_6 - \dot{E}_7$
Válvula de expansión	$\dot{I}_{VE} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{I}_{VE} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8$
Evaporador	$\dot{I}_{EVA} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{I}_{EVA} = \dot{E}_8 - \dot{E}_5 + \dot{E}_1 - \dot{E}_2$

Fuente: elaboración propia.

2. 1. 2. Parámetros de desempeño

La eficiencia exergética es la relación entre el producto útil y el recurso suministrado al sistema en términos de exergía. Cuando el sistema opera como calentador, el producto útil es

el calor disipado en el condensador, que va a ser utilizado para aumentar la temperatura del aire; y cuando opera como enfriador, el producto útil es el calor recuperado en el evaporador que es extraído de la corriente de aire, lo que provoca una disminución en su temperatura, y se expresan de la siguiente manera:

$$\eta_{ex,CAL} = \frac{\dot{E}^{Q_{COND}}}{\dot{E}^{W_C}} \quad (2)$$

$$\eta_{ex,ENF} = \frac{\dot{E}^{Q_{EVA}}}{\dot{E}^{W_C}} \quad (3)$$

PROSPECTIVA

Los resultados obtenidos en el análisis energético y exergético de la bomba de calor experimental TQ-Plint TE 94 permiten establecer una base sólida para la proyección futura del desempeño de este tipo de sistemas en un contexto de transición energética y sostenibilidad. La identificación de mayores irreversibilidades en el modo de enfriamiento y el mejor desempeño exergético en el modo calentador sugieren que los futuros desarrollos tecnológicos deberán enfocarse en la optimización de los componentes críticos, particularmente los compresores e intercambiadores de calor, con el objetivo de reducir pérdidas de exergía y mejorar la eficiencia global del sistema.

Desde un enfoque prospectivo, el uso del análisis exergético como herramienta de diseño y evaluación puede contribuir a la selección de condiciones óptimas de operación y al desarrollo de estrategias de control avanzadas que prioricen no solo altos valores de COP, sino también una mayor eficiencia exergética y menores irreversibilidades. Esto resulta especialmente relevante en aplicaciones residenciales y comerciales, donde las bombas de calor jugarán un papel fundamental en la electrificación de la demanda térmica.

Asimismo, la integración de este tipo de análisis en estudios a mayor escala permitiría anticipar escenarios de reducción del consumo energético y de las emisiones asociadas, apoyando la formulación de políticas energéticas y normativas orientadas a sistemas térmicos de alta eficiencia. En este sentido, los resultados del presente trabajo pueden extenderse a la evaluación de nuevos refrigerantes de bajo impacto ambiental y a la comparación entre distintas configuraciones de bombas de calor.

Finalmente, este enfoque prospectivo abre la puerta a futuras investigaciones orientadas a la optimización termo-exergética y exergoeconómica de bombas de calor, así como a su integración con fuentes de energía renovable, contribuyendo a la construcción de escenarios energéticos deseables y sostenibles a mediano y largo plazo.

RESULTADOS

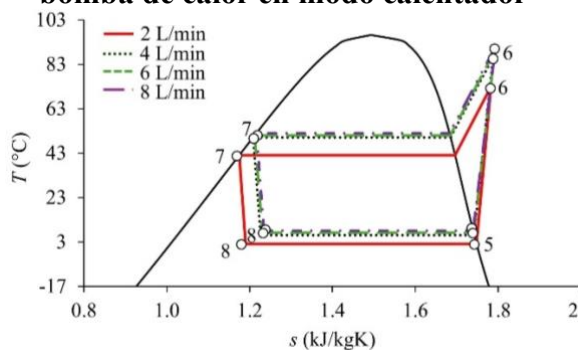
a) Resultados energéticos

Los sistemas de bomba de calor operan bajo el funcionamiento de un sistema de enfriamiento y está integrado por cuatro procesos: compresión, condensación, estrangulamiento isoentálpico y evaporación. Estos procesos se representan en los diagramas T-s o P-h. En la admisión del proceso de compresión, el refrigerante se encuentra como vapor saturado seco o vapor sobrecalentado (5), para ser comprimido y salir como vapor sobrecalentado (6); para esto se le suministra una potencia al compresor. Después entra al condensador, en donde se condensa a líquido saturado a presión constante, transfiriendo calor al medio ambiente (7); posteriormente se estrangula en la válvula de estrangulación disminuyendo su presión y temperatura hasta la de evaporación (8). Finalmente, en el evaporador, el refrigerante pasa de vapor húmedo a vapor saturado, que es el efecto refrigerante; para ingresar nuevamente al compresor y reiniciar el ciclo.

Las gráficas 3 y 4 muestran el comportamiento del refrigerante R22 en el diagrama T-s para los modos de operación de calentador y enfriador, respectivamente. En ambas figuras se muestra que la temperatura de descarga del compresor es mayor cuando la bomba de calor opera en modo calentador, que cuando lo hace en modo enfriador. De manera particular, al operar en modo calentador, el sistema presenta un incremento en la temperatura de descarga del compresor conforme aumenta el flujo volumétrico de agua; como consecuencia, se incrementa la calidad del refrigerante (x_8) al final del estrangulamiento. En contraste, en modo enfriamiento se observa una disminución de la temperatura de descarga del compresor al incrementarse el flujo volumétrico de agua, mientras que la calidad del refrigerante a la salida de la válvula de estrangulamiento aumenta. El aumento o la disminución de la temperatura de descarga durante el proceso de compresión se explica por el incremento de la relación de presiones cuando el sistema opera en modo calentador, y por la disminución de dicha relación en modo enfriador, tal como se muestra en las gráficas 5 y 6, respectivamente.

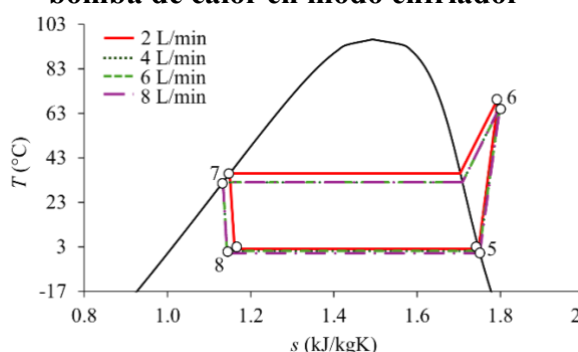
Gráfica 3

Diagrama Temperatura-Entropía de la bomba de calor en modo calentador



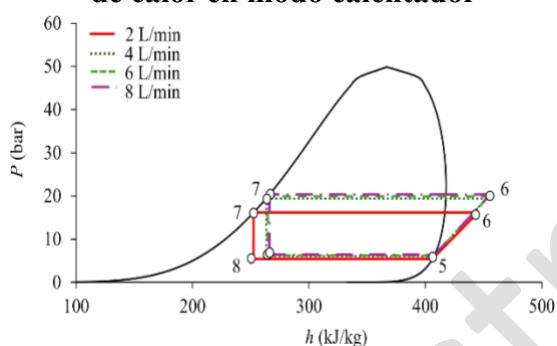
Gráfica 4

Diagrama Temperatura-Entropía de la bomba de calor en modo enfriador



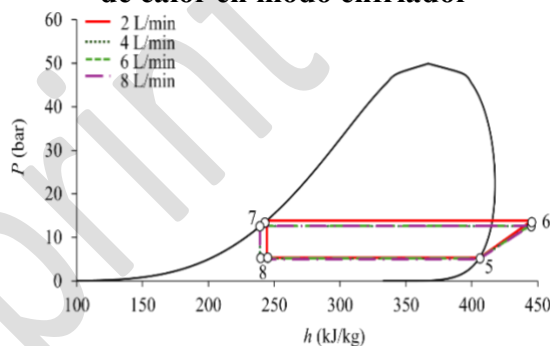
Gráfica 5

Diagrama Presión-Entalpía de la bomba de calor en modo calentador



Gráfica 6

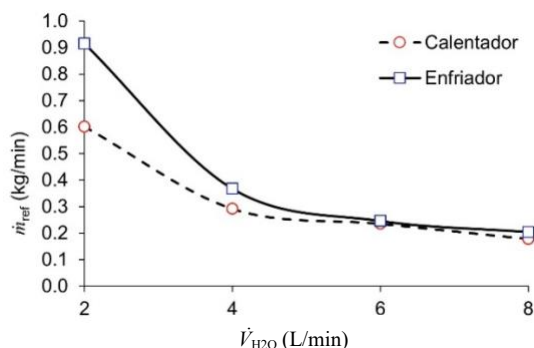
Diagrama Presión-Entalpía de la bomba de calor en modo enfriador



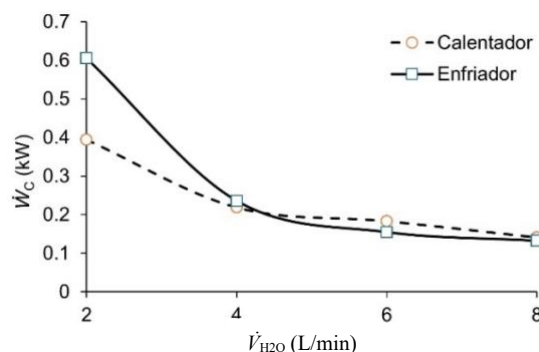
Fuente: elaboración propia.

La gráfica 7 muestra el comportamiento del flujo de refrigerante en función del flujo volumétrico de agua para el funcionamiento de la bomba de calor en modo calentador y enfriador. Se muestra que, en modo enfriador, el requerimiento de refrigerante es mayor que en modo calentador para todas las condiciones analizadas, siendo esta diferencia más pronunciada cuando el sistema opera a un flujo volumétrico de 2 L/min (52.17%). Esto se debe a que, aunque el calor por unidad de masa extraído en el condensador es menor en comparación con los caudales de 4, 6 y 8 L/min, el incremento en la temperatura del agua es mayor debido al menor flujo volumétrico. Además, la transferencia de calor se realiza a una mayor temperatura del refrigerante, lo que ocasiona un mayor requerimiento de flujo másico de refrigerante. Lo que demuestra también un mayor suministro de potencia al compresor (53.53 %), tal y como se presenta en la gráfica 8.

Gráfica 7
Comportamiento del flujo de refrigerante en función del flujo volumétrico



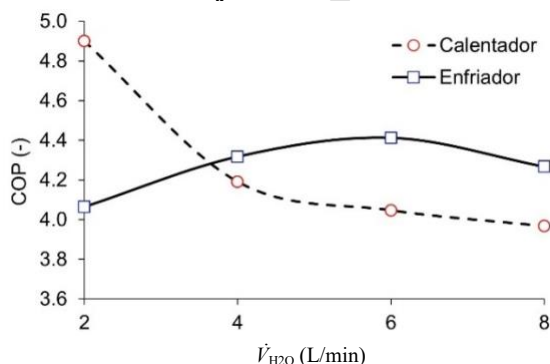
Gráfica 8
Diagrama Comportamiento de la potencia en función del flujo volumétrico



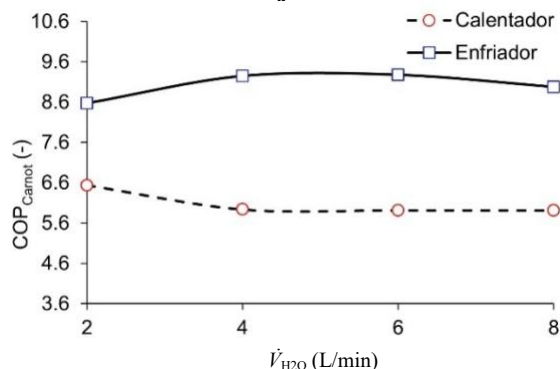
Fuente: elaboración propia.

La gráfica 9 muestra el comportamiento del COP en función del flujo volumétrico para los modos calentador y enfriador. Se observa que el COP del calentador es 17.04% mayor únicamente cuando el sistema opera con un flujo volumétrico de 2 L/min, debido a que la potencia suministrada al compresor es 53.53% menor que la requerida en el modo enfriador, tal como se mostró en la gráfica 8. Sin embargo, al incrementarse el flujo volumétrico, el COP del modo enfriador supera al del calentador. Por otra parte, la gráfica 10 muestra el comportamiento del COP_{Carnot} en función del flujo volumétrico, observándose que el COP del sistema operando en modo enfriador es siempre mayor al correspondiente al modo calentador, teniendo la máxima diferencia (36.22 %), cuando el sistema opera a 6 L/min.

Gráfica 9
Comportamiento del COP en función del flujo volumétrico



Gráfica 10
Comportamiento del COP_{Carnot} en función del flujo volumétrico



Fuente: elaboración propia.

En el cuadro 3 se presentan los valores correspondientes a los flujos de calor extraídos y

suministrados a la bomba de calor en modo calentador y enfriador.

Cuadro 3
Valor del flujo de calor en el condensador y evaporador de la bomba de calor

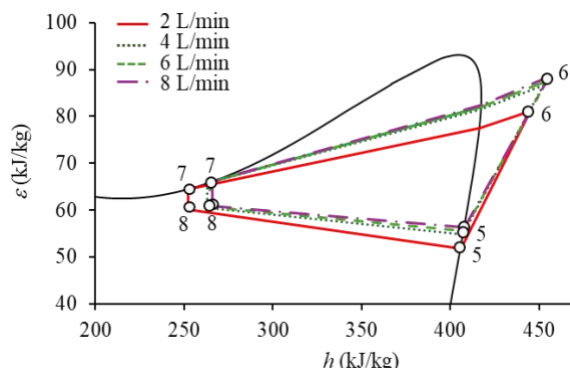
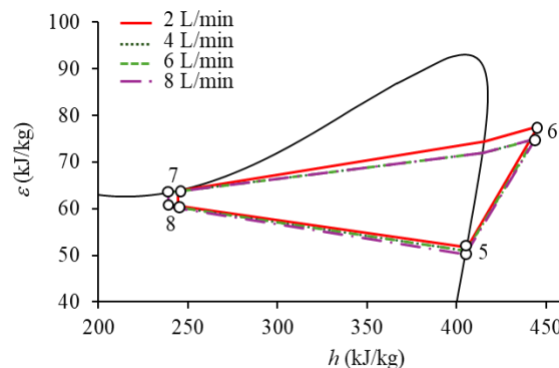
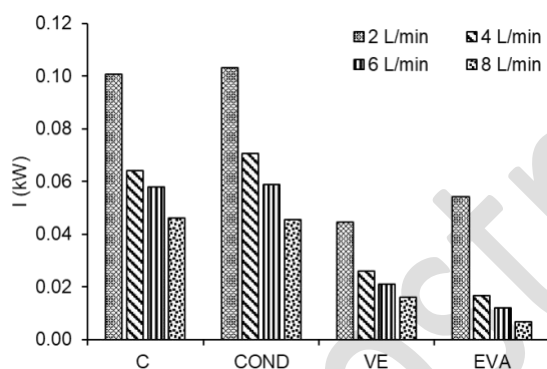
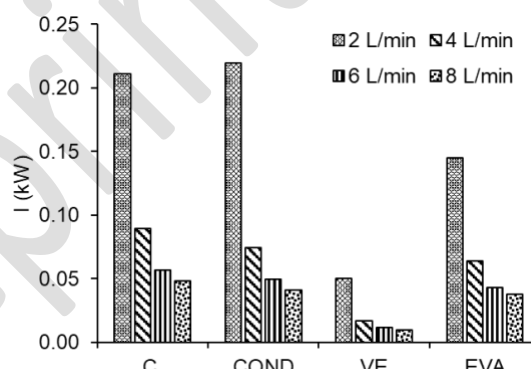
	Calentador			
	$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8
$\dot{Q}_{\text{cond}}[\text{kW}]$	1.9313	0.9173	0.7420	0.5603
$\dot{Q}_{\text{eva}}[\text{kW}]$	1.5371	0.6984	0.5586	0.4190
	Enfriador			
$\dot{Q}_{\text{cond}}[\text{kW}]$	2.0143	0.9933	0.7971	0.6048
$\dot{Q}_{\text{eva}}[\text{kW}]$	1.6166	0.8065	0.6498	0.4900

Fuente: elaboración propia.

b) Resultados exergéticos

Las gráficas 11 y 12 muestran el comportamiento de los procesos termodinámicos del sistema experimental de bomba de calor TQ-Plint TE94 en un diagrama exergía-entalpía, en sus modos de operación como calentador y enfriador, respectivamente. Asimismo, se observa que el estado con mayor exergía es a la salida del compresor, ya que durante el proceso de compresión el fluido de trabajo incrementa su exergía debido al aumento de presión y temperatura, alcanzando valores más elevados cuando el sistema opera en modo calentador.

La gráfica 13 muestra el flujo de irreversibilidades en los componentes del ciclo de la bomba de calor operando en modo calentador. Se observa que, cuando el sistema funciona con un flujo volumétrico de agua de 2 L/min, se presentan las mayores irreversibilidades en todos los componentes, debido al mayor suministro de potencia y al mayor flujo de refrigerante requeridos por el sistema. En contraste, al operar con un flujo volumétrico de 8 L/min, las irreversibilidades alcanzan sus valores mínimos. No obstante, estos valores son inferiores a los observados cuando el sistema opera en modo enfriador, tal como se muestra en la gráfica 14. Asimismo, en el modo enfriador, la condición de 2 L/min también presenta las mayores irreversibilidades, debido a que requiere un mayor flujo de refrigerante y una mayor potencia suministrada al compresor.

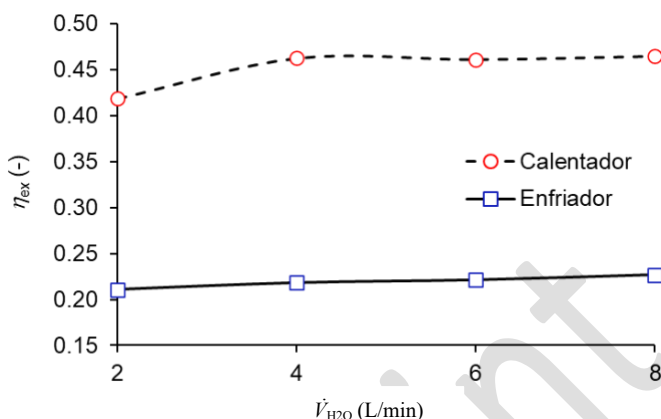
Gráfica 11**Diagrama Exergía-Entalpía de la bomba de calor en modo calentador****Gráfica 12****Diagrama Exergía-Entalpía de la bomba de calor en modo enfriador****Gráfica 13****Flujo de irreversibilidad por componente operando como calentador****Gráfica 14****Flujo de irreversibilidad por componente operando como enfriador**

Fuente: elaboración propia.

La gráfica 15 muestra el comportamiento de la eficiencia exergética del sistema experimental de bomba de calor TQ-Plint TE94 para distintos flujos volumétricos de agua y modos de operación. Se observa que la eficiencia exergética en modo calentador es significativamente mayor que en modo enfriador para todos los flujos analizados, lo que indica que el sistema aprovecha de manera más eficiente la potencia suministrada durante la operación en modo calentador y genera menores irreversibilidades, tal como se mostró en la gráfica 13. Para ambos modos de operación, la eficiencia exergética aumenta ligeramente al incrementar el flujo volumétrico de agua, aunque en el modo calentador se estabiliza alrededor de 0.46–0.47 a partir de 4 L/min debido a que la disminución del flujo exergético de calor en el condensador y de la potencia suministrada presenta variaciones similares entre 4 y 6 L/min, así como entre 6 y 8 L/min. Por su parte, en el modo enfriador, la eficiencia exergética se

mantiene mucho más baja, aumentando de 0.21 a 0.23 conforme se incrementa el flujo de agua, lo que refleja que las irreversibilidades dominantes en este modo son mayores y limitan el aprovechamiento de la energía disponible.

Gráfica 15
Eficiencia exergética del sistema TQ-Plint TE94



Fuente: elaboración propia.

CONCLUSIONES

El análisis del desempeño energético y exergético de la bomba de calor experimental TQ-Plint TE94 evidencia diferencias significativas entre los modos de operación calentador y enfriador, así como la influencia del flujo volumétrico de agua sobre los distintos parámetros evaluados. Se observó que el COP del sistema es mayor en modo calentador únicamente cuando opera a bajos flujos volumétricos (2 L/min), debido a que la potencia requerida por el compresor es menor en comparación con el modo enfriador. Sin embargo, al incrementarse el flujo volumétrico, el COP del modo enfriador supera al del calentador como consecuencia de la disminución en el requerimiento de potencia del compresor. Este comportamiento refleja la influencia de la potencia del compresor y de la dinámica de transferencia de calor sobre el desempeño del sistema en cada modo de operación. Por otra parte, el COP_{Carnot} se mantiene siempre mayor en modo enfriamiento, indicando que el ciclo opera más cercano a la eficiencia ideal de Carnot cuando el sistema extrae calor del ambiente.

El análisis de las irreversibilidades muestra que los mayores valores se presentan a bajos flujos volumétricos de agua (2 L/min), disminuyendo progresivamente conforme aumenta el flujo. Asimismo, las irreversibilidades son menores en modo calentador que en modo

enfriador, lo que explica la mayor eficiencia exergética observada en dicho modo de operación. La eficiencia exergética confirma esta tendencia, alcanzando valores cercanos a 0.46–0.47 en modo calentador, mientras que en modo enfriador se mantiene entre 0.21 y 0.23, reflejando el mayor impacto de las irreversibilidades durante el proceso de extracción de calor.

En conclusión, los resultados obtenidos indican que el sistema experimental TQ-Plint TE94 presenta un mejor desempeño energético en modo enfriador; sin embargo, desde el punto de vista exergético, el modo calentador opera de manera más eficiente debido a la menor generación de irreversibilidades. En contraste, el modo enfriador se encuentra limitado por mayores pérdidas exergéticas y una menor eficiencia exergética. Esta información resulta fundamental para optimizar la operación de bombas de calor aire-agua y evaluar su desempeño bajo diferentes condiciones de flujo volumétrico y modos de operación.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a los árbitros por sus valiosos comentarios y observaciones, los cuales contribuyeron significativamente a mejorar la estructura, claridad y calidad del presente artículo.

Asimismo, se agradece a la Dirección de Investigación Científica y Formación de Recursos Humanos, así como al Programa Investigadoras e Investigadores COMECYT, a través del Consejo Mexiquense de Ciencia y Tecnología (COMECYT), por el apoyo otorgado para la realización de este trabajo. Asimismo, se reconoce el respaldo del Tecnológico Nacional de México/TES de Ecatepec, División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial por las facilidades brindadas durante el desarrollo de esta investigación.

NOMENCLATURA

COP	Coeficiente de operación [-]	Subíndices	
x	Calidad [%]	1,2,...,8	Estados termodinámicos
q	Calor por unidad de masa [kJ/kg]	C	Compresor
h	Entalpía por unidad de masa [kJ/kg]	CAL	Calefactor
s	Entropía por unidad de masa [kJ/kg·K]	COND	Condensador
$\dot{Q}$	Flujo de calor [kW]	el	Eléctrica
$\dot{E}$	Flujo de exergía [kW]	ENF	Enfriador

$\dot{I}$	Flujo de irreversibilidad [kW]	EVA	Evaporador
$\dot{m}$	Flujo másico [kg/s]	ex	Exergética
$\dot{V}$	Flujo volumétrico [L/min]	in	Entrada
$\dot{W}$	Potencia [kW]	m	Mecánica
P	Presión [bar, Pa]	out	Salida
T	Temperatura [°C, K]	VE	Válvula de expansión
w	Trabajo por unidad de masa [kJ/kg]	f	Ventilador
Letras griegas		VI	Válvula inversora
η	Eficiencia [-]	Abreviaciones	
ε	Exergía por unidad de masa [kJ/kg]	C	Compresor
Superíndices		CAL	Calefactor
PH	Física	COND	Condensador
$\dot{Q}_{COND}$	Flujo de calor condensador	ENF	Enfriador
$\dot{Q}_{EVA}$	Flujo de calor evaporador	H ₂ O	Agua
$\dot{W}_C$	Potencia del compresor	EVA	Evaporador
$\dot{W}_f$	Potencia del ventilador	VE	Válvula de expansión

REFERENCIAS

- Bonilla-Blancas, A. E., Salazar-Pereyra, M., Mora-Ortega, A., Lugo-Leyte, R., Lugo-Méndez, H. D., & Torres González, E. V. (2020). Operation costs exergoeconomic of transcritical refrigeration cycle with carbon dioxide. *International Journal of Ambient Energy*, 41(4), 409–417. doi:10.1080/01430750.2018.1472640
- Cai, J., Zhou, H., Xu, L., Shi, Z., Zhang, T., & Ji, J. (2022). Energy and exergy analysis of a novel solar–air composite source multifunctional heat pump. *Renewable Energy*, 185, 32–46. doi:10.1016/j.renene.2021.12.033
- Carvalho, A. D., Mendrinos, D., & de Almeida, A. T. (2015). Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe: Results of a case study in Portugal. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 45, 755–768. doi:10.1016/j.rser.2015.02.034
- Castro-Hernández, S., Salazar-Pereyra, M., Bonilla-Blancas, W. C., Torres-Aldaco, A., Lugo-Leyte, R., & Lugo-Méndez, H. D. (2026). Comparative Exergoeconomic Analysis of Three Vapour-Compression Refrigeration System Configurations. *Applied Sciences*, 16(5), 2483.

doi:10.3390/app16052483

Dincer, I., & Rosen, M. A. (2015). Exergy analysis of heating, refrigerating and air conditioning. Elsevier.

J.M. Belman-Flores, J.M. Barroso-Maldonado, A.P. Rodríguez-Muñoz, G. Camacho-Vázquez. (2015). Enhancements in domestic refrigeration, approaching a sustainable refrigerator – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 51, 955-968. doi:10.1016/j.rser.2015.07.003

Liu, R., Salem, M., Rungamornrat, J., & Al-Bahrani, M. (2023). A comprehensive and updated review on the exergy analysis of ground source heat pumps. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 55, 102906. doi:10.1016/j.seta.2022.102906

Raúl Lugo Leyte, (2026). Notas del curso de Procesos Termodinámicos de la Carrera de Ingeniería en Energía de la UAM unidad Iztapalapa.

Gambini, M., Manno, M., & Vellini, M. (2024). Energy and exergy analysis of transcritical CO₂ cycles for heat pump applications. *Sustainability*, 16(17), 7511. doi:10.3390/su16177511

Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales. (2022). Plan de acción en enfriamiento México: Refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global y eficiencia energética en equipos de refrigeración y aire acondicionado. Semarnat.

Streckienė, G., Kropas, T., Mikučionienė, R., & Džiugaitė-Tumėnienė, R. (2024). Energy and exergy analysis of an air source heat pump under variable ambient conditions. *Journal of Environmental Engineering and Landscape Management*, 32(1), 12–21. doi:10.3846/jeelm.2024.20771

Y. Heredia-Aricapa, J.M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, Juan J. García-Pabón (2020). Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A. *International Journal of Refrigeration*, 111, 113-123. doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012

ANEXO A: MEDICIONES EXPERIMENTALES Y METODOLOGÍA PARA LA ESTIMACIÓN DE LA INCERTIDUMBRE

A.1. Mediciones experimentales

Se realizaron tres mediciones experimentales para cada condición de flujo volumétrico de agua, considerando los modos de operación calentador y enfriador. Las mediciones obtenidas se presentan a continuación.

Cuadro 4
Medición A1

	Calentador				Enfriador			
	$\dot{V}$ (L/min)				$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8	2	4	6	8
T_1 (°C)	25	27	28	28	19	17	17	16
T_2 (°C)	45	48	50	51	14	13	13	13
T_3 (°C)	18	16	16	15	26	30	31	32
T_4 (°C)	7	11	12	12	48	39	37	37
T_5 (°C)	2	6	7	8	2	1	1	0
T_6 (°C)	73	86	89	91	70	66	65	66
T_7 (°C)	42	50	51	52	36	32	32	32
T_8 (°C)	2	6	7	8	2	1	1	0
P_a (bar)	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78
F_a (-)	55	55	55	55	55	55	55	55

Cuadro 5
Medición A2

	Calentador				Enfriador			
	$\dot{V}$ (L/min)				$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8	2	4	6	8
T_1 (°C)	26	28	29	29	20	18	18	17
T_2 (°C)	44	47	49	50	13	12	12	12
T_3 (°C)	19	17	17	16	27	31	32	33
T_4 (°C)	6	10	11	11	47	38	36	36
T_5 (°C)	3	7	8	9	3	2	2	1
T_6 (°C)	72	85	88	90	69	65	64	65
T_7 (°C)	43	51	52	53	37	33	33	33
T_8 (°C)	3	7	8	9	3	2	2	1
P_a (bar)	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78
F_a (-)	54	54	54	54	54	54	54	54

Cuadro 5
Medición A3

	Calentador				Enfriador			
	$\dot{V}$ (L/min)				$\dot{V}$ (L/min)			
	2	4	6	8	2	4	6	8
T_1 (°C)	24	26	27	27	18	16	16	15
T_2 (°C)	46	49	51	52	15	14	14	14
T_3 (°C)	17	15	15	14	25	29	30	31
T_4 (°C)	8	12	13	13	49	40	38	38
T_5 (°C)	1	5	6	7	1	0	0	-1
T_6 (°C)	74	87	90	92	71	67	66	67
T_7 (°C)	41	49	50	51	35	31	31	31
T_8 (°C)	1	5	6	7	1	0	0	-1
P_a (bar)	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78	0.78
F_a (-)	56	56	56	56	56	56	56	56

Fuente: elaboración propia.

A.2. Estimación de la incertidumbre

La desviación estándar muestral se determinó a partir de las tres mediciones realizadas para cada condición experimental mediante la siguiente expresión:

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}} \quad (\text{A.1})$$

donde x_i representa cada uno de los valores medidos, $\bar{x}$ corresponde al valor promedio y n es el número de mediciones realizadas. En el presente estudio, $n = 3$.

A partir de la desviación estándar se determinó la incertidumbre estándar asociada al valor promedio mediante:

$$U = \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (\text{A.2})$$

donde U representa la incertidumbre estándar.

Para las mediciones de temperatura, se obtuvo una desviación estándar de 1°C en las diferentes condiciones experimentales. Por lo tanto, la incertidumbre estándar absoluta asociada a estas mediciones es de:

$$U = \frac{1^\circ\text{C}}{\sqrt{3}} = 0.5774^\circ\text{C} \quad (\text{A.3})$$

Finalmente, la incertidumbre estándar relativa se expresó como porcentaje respecto al valor promedio de cada variable mediante:

$$U_{\text{rel}} = \frac{U}{\bar{x}}(100) \quad (\text{A.4})$$

donde $\bar{x}$ representa el valor promedio de la variable analizada.

Cuando el valor promedio de una variable es igual a cero, la incertidumbre relativa no puede determinarse debido a que implicaría una división entre cero. En estos casos, la incertidumbre relativa se reporta como N/A y se conserva la incertidumbre estándar absoluta como indicador de la variabilidad de las mediciones.