

Evaluación del potencial energético de una bomba de calor híbrida de alta temperatura

Carlos Santiago Mujica Sánchez

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

Carlos Fidel Amaris Castilla

Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Programa de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2026

Dedicatoria

Para Dios, por ser guía constante a lo largo de mi vida, por brindarme fortaleza en los momentos de dificultad y acompañarme en cada paso de este proceso, atendiendo cada una de mis oraciones y dándome la resiliencia necesaria para continuar.

A mi padre, por ser mi principal referente y ejemplo de vida; por su apoyo incondicional, su escucha atenta y su capacidad de orientarme en cada etapa. Sus consejos, basados en la experiencia y el amor, han sido fundamentales no solo en mi formación académica, sino también en la construcción de mis valores y carácter.

A mi madre, por su entrega incansable, su fortaleza admirable y su amor incondicional; por ser un pilar en los momentos de dificultad y una fuente constante de motivación. Su ejemplo de perseverancia y dedicación me ha enseñado que, con determinación, es posible alcanzar cualquier objetivo que uno se proponga.

Al profesor Carlos Fidel Amaris, por su orientación académica, su compromiso con la formación de sus estudiantes y su constante disposición para brindar apoyo y guía. Sus conocimientos, consejos y acompañamiento fueron determinantes en la consolidación de mi interés y proyección dentro de la ingeniería mecánica.

A la Escuela de Ingeniería mecánica, a mis profesores y a mis compañeros, por contribuir significativamente a mi desarrollo integral, tanto profesional como humano, y por las experiencias compartidas que enriquecieron este camino.

A mi país, Colombia, por brindarme las oportunidades necesarias para alcanzar mis metas y permitirme culminar esta importante etapa de mi vida en su territorio.

Carlos Santiago Mujica Sánchez

Tabla de contenido

| | Pág. |
|---|-------------|
| Introducción | 10 |
| 1.Objetivos..... | 13 |
| 1.1 Objetivo general | 13 |
| 1.2 Objetivos específicos | 13 |
| 2.Marco teórico | 14 |
| 2.1 Fundamentos de bombas de calor | 14 |
| 2.2 Tipos de bombas de calor | 15 |
| 2.3 Principios de la bomba de calor híbrida..... | 16 |
| 2.4 Coeficiente de rendimiento (COP)..... | 16 |
| 2.5 Consumo energético y eficiencia | 17 |
| 2.6 Comparación con otras tecnologías de generación de calor | 17 |
| 3.Estado del arte | 19 |
| 3.1 Estudios previos y tecnologías relevantes..... | 19 |
| 3.2 Impacto ambiental y sostenibilidad de bombas de calor híbridas..... | 21 |
| 3.3 Aplicaciones reales de bombas de calor híbridas | 22 |
| 3.4 Delimitación de condiciones de operación del sistema..... | 22 |
| 4.Metodología | 27 |
| 4.1 Población | 27 |
| 4.2 Características de la investigación | 27 |
| 4.2.1 Selección de fluidos de trabajo..... | 27 |
| 4.3 Explicación del sistema propuesto | 29 |
| 4.4 Esquema del sistema..... | 32 |
| 4.4.1 Funcionamiento del sistema | 33 |
| 4.4.1.1 Subciclo de absorción LiBr/H ₂ O | 33 |
| 4.4.1.2. Subciclo de compresión de vapor | 34 |
| 4.4.1.3 Subciclo de Acoplamiento térmico..... | 35 |
| 4.5 Condiciones y consideraciones especiales | 35 |
| 4.6 Balances de masa y energía | 40 |
| 4.7 Validación del modelo | 50 |

| | |
|--|----|
| 5.Resultados y discusión..... | 52 |
| 5.1 Validación..... | 52 |
| 5.2 Presentación de resultados..... | 54 |
| 5.3 Análisis de sensibilidad..... | 56 |
| 5.3.1. <i>Análisis de sensibilidad haciendo cambio de temperatura ambiente</i> | 56 |
| 5.3.2 <i>Análisis de sensibilidad respecto a la temperatura de suministro</i> | 62 |
| 5.3.3 <i>Análisis de sensibilidad variando la temperatura ambiente y la temperatura de suministro</i> | 67 |
| 5.4 Consumo energético anual en la ciudad de Bucaramanga..... | 74 |
| 6. Conclusiones..... | 79 |
| Referencias Bibliográficas..... | 82 |

Lista de figuras

| | Pág. |
|--|-------------|
| Figura 1 Temperatura promedio en cada mes del año. | 23 |
| Figura 2 Condiciones de temperatura de fuente reportadas en la literatura para sistemas de bombas de calor de alta temperatura. | 24 |
| Figura 3 Aplicaciones del agua caliente en distintos procesos industriales. | 25 |
| Figura 4 Diagrama esquemático del sistema. | 32 |
| Figura 5 Variación del coeficiente de rendimiento (COP) en función de la temperatura de la fuente térmica. | 53 |
| Figura 6 Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura ambiente. | 57 |
| Figura 7 Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura ambiente. | 58 |
| Figura 8 Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura ambiente. | 60 |
| Figura 9 Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura ambiente. | 61 |
| Figura 10 Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura de salida del sistema (T_{22}). | 63 |
| Figura 11 Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura de salida del sistema. | 64 |
| Figura 12 Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura de salida del sistema. | 65 |
| Figura 13 Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura de salida del sistema. | 66 |

| | |
|---|----|
| Figura 14 Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente..... | 68 |
| Figura 15 Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente..... | 70 |
| Figura 16 Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente..... | 71 |
| Figura 17 Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente..... | 73 |
| Figura 18 Distribución anual de horas de operación en función de la temperatura ambiente en la ciudad de Bucaramanga..... | 75 |

Lista de tablas

| | Pág. |
|--|-------------|
| <i>Tabla 1 Parámetros de entrada de la simulación.</i> | 37 |
| <i>Tabla 2 Parámetros de entrada de la simulación investigaciones previas.</i> | 38 |
| <i>Tabla 3 Balances de masa y energía del subciclo de absorción.</i> | 44 |
| <i>Tabla 4 Balances de masa y energía del subciclo de compresión mecánica.</i> | 47 |
| <i>Tabla 5 Comparación del COP en función de la temperatura de la fuente térmica reportada en la literatura.</i> | 50 |
| <i>Tabla 6 Resultados del desempeño del sistema en función de la temperatura de la fuente térmica.</i> | 55 |
| <i>Tabla 7 Consumo energético anual de la bomba de calor híbrida en función de la temperatura ambiente.</i> | 76 |

Resumen

Título: Evaluación del potencial energético de una bomba de calor híbrida de alta temperatura. *

Autor: Carlos Santiago Mujica Sánchez **

Palabras clave: bomba de calor híbrida, sistema absorción–compresión, COP

Descripción: Las bombas de calor representan una alternativa eficiente para la generación de calor a alta temperatura, contribuyendo a la reducción del consumo energético y de las emisiones de gases de efecto invernadero. No obstante, los sistemas convencionales presentan limitaciones ante elevaciones térmicas elevadas, ya que los transformadores de calor no superan los 150 °C, lo que ha impulsado el desarrollo de configuraciones híbridas. Evaluar su desempeño bajo condiciones reales resulta especialmente relevante en climas cálidos.

En este estudio se desarrolló un modelo termodinámico de una bomba de calor híbrida absorción–compresión de 10 kW en el software EES. El sistema integra un subciclo de absorción LiBr/H₂O y un ciclo de compresión de vapor con agua (R718), acoplados mediante un intercambiador de calor interno. El desempeño se evaluó mediante el coeficiente de rendimiento (COP) y un análisis de sensibilidad, considerando temperaturas ambientes entre 16 °C y 34 °C y temperaturas de suministro entre 150 °C y 180 °C, representativas de Bucaramanga.

Los resultados muestran que el COP aumenta de 2.07 a 3.06 al incrementar la temperatura de la fuente térmica de 70 °C a 90 °C. En contraste, el COP disminuye al aumentar la temperatura ambiente y la temperatura de suministro, debido al incremento del trabajo del compresor y del salto térmico requerido. Adicionalmente, se determinó que el sistema evaluado podría presentar un consumo energético equivalente al 36.7% del consumo energético anual de una caldera de gas convencional, lo que podría representar un ahorro energético aproximado del 63.3%.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Carlos Fidel Amaris

Castilla. PhD. Tecnologías de Climatización y Eficiencia Energética en Edificios.

Abstract

Title: Evaluation of the Energy Potential of a High-Temperature Hybrid Heat Pump *

Author: Carlos Santiago Mujica Sánchez **

Keywords: hybrid heat pump, absorption–compression system, COP

Description: Heat pumps represent an efficient alternative for high-temperature heat generation, contributing to the reduction of energy consumption and greenhouse gas emissions. However, conventional systems present limitations under high temperature lifts, as heat transformers typically do not exceed 150 °C, which has driven the development of hybrid configurations. Evaluating their performance under real operating conditions is especially relevant in warm climates.

In this study, a thermodynamic model of a 10 kW hybrid absorption–compression heat pump was developed using EES software. The system integrates a LiBr/H₂O absorption subcycle and a vapor compression cycle using water (R718), coupled through an internal heat exchanger. Performance was evaluated using the coefficient of performance (COP) and a sensitivity analysis, considering ambient temperatures between 16 °C and 34 °C and supply temperatures between 150 °C and 180 °C, representative of Bucaramanga.

The results show that the COP increases from 2.07 to 3.06 as the heat source temperature rises from 70 °C to 90 °C. In contrast, the COP decreases with increasing ambient temperature and supply temperature due to higher compressor work and temperature lift. Additionally, it was determined that the system evaluated would have an annual energy consumption equivalent to 36.7% of that required by a conventional gas boiler, which represents an approximate energy saving of 63.3%.

* Degree Work

** Faculty of Fisicomecánicas. School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Carlos Fidel Amaris Castilla. PhD. Air Conditioning and Energy Efficiency Technologies in Buildings.

Introducción

El incremento en el interés por la eficiencia energética y la disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero ha motivado la exploración de tecnologías térmicas más eficaces y saludables. En este escenario, las bombas de calor han probado ser una alternativa factible para la producción de calor en usos residenciales, comerciales e industriales. Sin embargo, las bombas de calor tradicionales tienen restricciones en la transferencia de calor a altas temperaturas, lo que limita su uso en procesos que demandan altas demandas térmicas. Las bombas de calor híbridas han emergido como una opción innovadora que fusiona diversas fuentes energéticas o tecnologías con el objetivo de potenciar el rendimiento térmico y maximizar el uso de energía. Este tipo de sistemas posibilitan llegar a temperaturas más altas de manera más eficaz, lo que los convierte en idóneos para procesos industriales como la generación de vapor, secado de alimentos, calefacción de altas temperaturas y usos en la industria química. No obstante, su factibilidad técnica y eficacia se basan en diversos elementos, como el diseño del sistema, las condiciones de funcionamiento y las fluctuaciones climáticas, lo cual implica la necesidad de valorar su rendimiento en situaciones reales.

En este sentido, el presente trabajo de investigación busca evaluar el coeficiente de rendimiento de una bomba de calor híbrida de alta temperatura, analizando su potencial energético y su impacto en el consumo de energía anual. Para ello, se identificarán las condiciones de operación del sistema, se desarrollará un modelo termodinámico para predecir su comportamiento y se llevará a cabo un análisis de sensibilidad que permita determinar la influencia de diferentes variables sobre su desempeño.

La importancia de este estudio radica en la posibilidad de identificar estrategias para mejorar la eficiencia de estos sistemas y promover su implementación en sectores industriales donde la demanda de calor a alta temperatura es crítica. Además, los resultados obtenidos podrían servir como referencia para futuros estudios y desarrollos en el campo de la eficiencia energética y la transición hacia sistemas térmicos más sostenibles. Lo anterior nos lleva a plantearnos la siguiente pregunta de investigación: ¿Cuál es el coeficiente de rendimiento y consumo energético de una bomba de calor híbrida para la producción de agua caliente a alta temperatura, considerando el impacto de factores climáticos en la ciudad de Bucaramanga?

La presente investigación se justifica en la creciente necesidad de desarrollar e implementar tecnologías energéticas más eficientes y sostenibles, particularmente en sectores donde la demanda de calor a altas temperaturas representa un alto consumo energético y un impacto ambiental significativo. En este contexto, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la optimización del uso de la energía se han convertido en objetivos prioritarios a nivel global, impulsando la búsqueda de alternativas más eficientes frente a los sistemas térmicos convencionales.

Dentro de estas alternativas, las bombas de calor híbridas han surgido como una solución con alto potencial, al combinar diferentes mecanismos de elevación térmica que permiten alcanzar mayores temperaturas con un menor consumo energético. Sin embargo, a pesar de sus ventajas, aún existen vacíos en el conocimiento relacionados con su desempeño bajo condiciones reales de operación, especialmente cuando se consideran factores como la variabilidad climática y las condiciones específicas del entorno.

En este sentido, resulta pertinente analizar el comportamiento de estas tecnologías en contextos locales, como el de la ciudad de Bucaramanga, donde las condiciones ambientales

pueden influir directamente en su rendimiento. La evaluación de su coeficiente de desempeño y consumo energético bajo diferentes escenarios permite determinar su viabilidad técnica y su potencial de implementación en aplicaciones residenciales e industriales.

Desde el punto de vista académico, este estudio aporta al desarrollo del conocimiento en el área de la eficiencia energética y la termodinámica aplicada, mediante la modelación de un sistema híbrido de alta temperatura y el análisis de su comportamiento bajo distintas condiciones de operación. Asimismo, su carácter metodológico proporciona una base que puede ser utilizada como referencia para futuras investigaciones en sistemas térmicos avanzados.

Finalmente, desde una perspectiva ambiental y energética, la implementación de tecnologías como las bombas de calor híbridas contribuye a la transición hacia modelos más sostenibles, al promover el aprovechamiento de fuentes de energía de baja calidad y la reducción del consumo eléctrico. Estudios recientes, como los desarrollados por Sengupta et al. (2017) y Qi et al. (2020), evidencian mejoras en la eficiencia energética superiores al 20–30% en comparación con sistemas convencionales, lo que refuerza la importancia de continuar investigando y evaluando este tipo de soluciones bajo condiciones específicas de operación.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Evaluar el coeficiente de rendimiento y consumo energético de una bomba de calor híbrida para la producción de agua caliente a alta temperatura, considerando el impacto de factores climáticos.

1.2 Objetivos específicos

Identificar las condiciones de operación de la bomba de calor híbrida para la producción de agua caliente en aplicaciones industriales y residenciales.

Desarrollar un modelo termodinámico que permita predecir el comportamiento del sistema bajo diferentes escenarios operativos considerando una potencia térmica de 10 kW.

Realizar un análisis de sensibilidad para evaluar el impacto de distintas variables operacionales (temperatura ambiente y temperatura de agua caliente) en el coeficiente de rendimiento (COP) de la bomba de calor híbrida.

Estimar el consumo energético anual del sistema considerando las condiciones climáticas específicas de la ciudad de Bucaramanga.

2. Marco teórico

2.1 Fundamentos de bombas de calor

Las bombas de calor son dispositivos térmicos que permiten transferir energía en forma de calor desde una fuente de baja temperatura hacia un medio de mayor temperatura mediante el suministro de trabajo externo. De acuerdo con Incropera et al. (2011) a diferencia de los sistemas convencionales de generación de calor, estas no producen energía térmica directamente, sino que aprovechan el calor disponible en el entorno, lo que les permite alcanzar mayores niveles de eficiencia energética.

En el presente trabajo, este principio se modela mediante un ciclo de compresión de vapor, en el cual se consideran fenómenos como el sobrecalentamiento en la entrada del compresor y el subenfriamiento en la salida del condensador. Estos efectos influyen directamente en las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo y, en consecuencia, en el consumo energético del sistema y en su coeficiente de rendimiento (COP).

Desde el punto de vista termodinámico, el funcionamiento de una bomba de calor se fundamenta en la primera y segunda ley de la termodinámica. La primera establece la conservación de la energía, mientras que la segunda define la dirección natural de los procesos de transferencia de calor. Sin embargo, mediante la aplicación de trabajo externo, es posible invertir esta dirección y transferir calor desde una fuente fría hacia una caliente. De acuerdo con Moran y Shapiro (2014), el desempeño de estos sistemas depende tanto de las condiciones operativas como de las irreversibilidades presentes en cada componente.

Adicionalmente, el ciclo de Carnot se utiliza como referencia teórica para establecer el límite máximo de eficiencia de una bomba de calor. Aunque este límite no es alcanzable en la práctica, permite evaluar el desempeño relativo de los sistemas reales.

2.2 Tipos de bombas de calor

Con base en los principios descritos anteriormente, las bombas de calor pueden clasificarse según el mecanismo utilizado para la elevación térmica. Entre las más comunes se encuentran las bombas de calor por compresión de vapor y las bombas de calor por absorción.

Las bombas de calor de absorción, también conocidas como transformadores de calor, utilizan una fuente térmica para elevar la temperatura de un flujo de calor, reduciendo el consumo de energía eléctrica. Según Herold et al. (2016), estos sistemas son especialmente adecuados para el aprovechamiento de calor residual en aplicaciones industriales.

Por su parte, estudios como los de Bellos et al. (2023) han analizado el desempeño de transformadores de calor accionados por energía solar, destacando la influencia del nivel térmico de la fuente de energía en la eficiencia global del sistema.

Asimismo, existen otras configuraciones como las bombas de calor geotérmicas, analizadas por Lund y Boyd (2021), y tecnologías emergentes estudiadas por Arpagaus et al. (2018), como las bombas por adsorción y por eyectores, las cuales han sido objeto de investigación debido a su capacidad de operar con fuentes de energía renovables.

Estos desarrollos permiten contextualizar la evolución de las bombas de calor y justifican la exploración de configuraciones híbridas que integren diferentes mecanismos de elevación térmica.

2.3 Principios de la bomba de calor híbrida

Las bombas de calor híbridas surgen como una alternativa para superar las limitaciones de los sistemas convencionales, particularmente en aplicaciones que requieren altas temperaturas de suministro. Estas configuraciones combinan un mecanismo térmico, como la absorción, con un mecanismo mecánico basado en compresión de vapor.

En este trabajo se adopta una configuración híbrida absorción–compresión termoacoplada, en la cual el subciclo de absorción realiza una primera elevación térmica utilizando calor residual, mientras que el subciclo de compresión se encarga de alcanzar la temperatura final requerida. Esta estrategia permite reducir el trabajo del compresor y mejorar la eficiencia global del sistema.

El acoplamiento entre ambos subciclos se realiza mediante un intercambiador tipo absorbedor–evaporador, en el cual el calor liberado durante el proceso de absorción es transferido al refrigerante del ciclo de compresión.

Investigaciones recientes, como las de Di Wu et al. (2025), han demostrado que este tipo de configuraciones permite alcanzar temperaturas elevadas con una reducción significativa del consumo eléctrico, lo que respalda la viabilidad del sistema propuesto.

2.4 Coeficiente de rendimiento (COP)

El coeficiente de rendimiento (COP) es uno de los indicadores más utilizados para evaluar el desempeño energético de los sistemas de calefacción y refrigeración, ya que relaciona la energía térmica útil obtenida con el trabajo suministrado al sistema.

En este estudio se consideran tres indicadores: el COP del subciclo de compresión, el COP del subciclo de absorción y el COP global del sistema híbrido.

En la literatura se distingue entre el COP ideal, basado en el ciclo de Carnot, y el COP real, que considera las pérdidas por irreversibilidades mecánicas, eléctricas y térmicas. De acuerdo con ASHRAE (2019), los sistemas de compresión de vapor presentan valores de COP entre 2.5 y 4.5, mientras que los sistemas de absorción se encuentran en el rango de 0.6 a 1.2, lo cual respalda los resultados obtenidos en el presente trabajo.

2.5 Consumo energético y eficiencia

El consumo energético de un sistema térmico corresponde a la cantidad total de energía requerida para su operación, incluyendo tanto el trabajo mecánico como el aprovechamiento de fuentes térmicas externas.

En el sistema híbrido analizado, el consumo eléctrico está asociado principalmente al compresor y a la bomba de solución. No obstante, el uso de calor residual permite reducir significativamente la demanda energética total, mejorando la eficiencia global del sistema.

Desde una perspectiva más avanzada, la eficiencia puede evaluarse mediante el análisis exergético, el cual permite identificar las pérdidas de irreversibilidad en cada componente. Según Kotas (2013), este enfoque complementa el análisis energético tradicional basado en el COP.

2.6 Comparación con otras tecnologías de generación de calor

Para justificar la implementación de bombas de calor híbridas, resulta necesario compararlas con otras tecnologías de generación de calor disponibles. Tradicionalmente, la calefacción industrial ha dependido de calderas de gas natural o de resistencias eléctricas. Según Chua et al. (2010), el costo energético de estas tecnologías puede ser significativamente mayor en comparación con bombas de calor, debido a su menor eficiencia en el aprovechamiento de la energía.

La energía solar térmica constituye otra alternativa renovable; sin embargo, presenta limitaciones asociadas a la variabilidad de la radiación solar y la necesidad de sistemas de almacenamiento. En contraste, las bombas de calor híbridas ofrecen mayor confiabilidad operativa, al no depender directamente de condiciones climáticas específicas.

En términos de eficiencia, las bombas de calor convencionales presentan coeficientes de rendimiento (COP) típicamente comprendidos entre 2 y 4 en aplicaciones residenciales, dependiendo de las condiciones de operación y de la diferencia de temperatura entre la fuente y el sumidero térmico. No obstante, como señalan Saffari et al. (2023), la incorporación de configuraciones híbridas permite ampliar el rango operativo del sistema y alcanzar temperaturas de suministro más elevadas sin comprometer la eficiencia global.

Estos antecedentes justifican la selección de una configuración híbrida absorción–compresión en el presente trabajo, orientada a mejorar el desempeño energético en aplicaciones de alta temperatura.

3. Estado del arte

3.1 Estudios previos y tecnologías relevantes

Las bombas de calor han adquirido una relevancia creciente como alternativa para mejorar la eficiencia energética en aplicaciones de calefacción y aprovechamiento térmico. En este contexto, diversos estudios han mostrado que estos sistemas permiten reducir el consumo de energía y las emisiones asociadas a procesos térmicos convencionales, especialmente en edificios y aplicaciones industriales. Pérez-Lombard, Ortiz y Pout (2008) destacan, en su revisión del consumo energético en edificaciones, la importancia de tecnologías más eficientes para disminuir la demanda energética y el impacto ambiental del sector.

No obstante, las bombas de calor convencionales presentan limitaciones cuando se requieren temperaturas de suministro elevadas. Minea (2010) señala que el desarrollo de bombas de calor de alta temperatura responde precisamente a la necesidad de cubrir demandas térmicas superiores a las habituales, particularmente en procesos industriales donde se requieren niveles térmicos más exigentes. En esta misma línea, Arpagaus et al. (2018) reportan que las bombas de calor de alta temperatura constituyen una de las áreas de mayor desarrollo reciente, con aplicaciones potenciales en sectores como alimentos, papel, química y recuperación de calor residual, y documentan equipos comerciales capaces de suministrar temperaturas de al menos 90 °C.

Dentro de esta evolución tecnológica, las configuraciones híbridas han cobrado especial interés, ya que combinan distintas estrategias de elevación térmica para ampliar el rango de operación y mejorar el desempeño global. En particular, las configuraciones absorción–compresión permiten repartir el salto térmico entre dos subciclos, reduciendo el trabajo

específico del compresor y favoreciendo la obtención de temperaturas finales más altas. Estudios recientes muestran que estos sistemas representan una alternativa prometedora para la recuperación de calor residual y la producción de calor útil a temperaturas elevadas. En este contexto, Wei et al. (2025) propusieron un sistema double absorption–compression para recuperación de calor residual, demostrando que la integración de múltiples etapas puede mejorar el coeficiente de rendimiento y disminuir las irreversibilidades asociadas a grandes saltos térmicos. Asimismo, análisis recientes sobre configuraciones compression–absorption hybrid heat pumps destacan su potencial para aplicaciones industriales de temperatura media y alta.

Por otra parte, la literatura también ha explorado configuraciones híbridas basadas en bombas de calor geotérmicas. Lund y Boyd (2021) resaltan la relevancia de las bombas de calor geotérmicas en el aprovechamiento de la energía del subsuelo, mientras que revisiones más recientes indican que los sistemas híbridos de este tipo pueden contribuir a mitigar problemas de desbalance térmico del terreno y mejorar la estabilidad operativa a largo plazo.

Desde el punto de vista de modelación y simulación, el desarrollo de modelos termodinámicos ha sido fundamental para evaluar el comportamiento de estas tecnologías bajo diferentes condiciones de operación. Las revisiones recientes muestran que la simulación permite analizar el efecto de la temperatura de la fuente, la temperatura de suministro y la integración con sistemas auxiliares sobre el desempeño energético y exergético del sistema, lo cual resulta particularmente relevante en aplicaciones de alta temperatura.

En cuanto al soporte industrial, fabricantes y asociaciones del sector reportan la disponibilidad creciente de tecnologías de alta temperatura para producción de agua caliente. Arpagaus et al. (2018) identificaron más de 20 bombas de calor de alta temperatura de 13

fabricantes con temperaturas de suministro de al menos 90 °C. De forma complementaria, documentación comercial reciente muestra soluciones capaces de suministrar agua caliente a 90 °C y, en algunos desarrollos industriales, temperaturas incluso mayores.

En conjunto, estos antecedentes sustentan la selección de una configuración híbrida absorción–compresión termoacoplada en el presente trabajo, orientada al análisis del COP, el consumo energético y el comportamiento del sistema bajo condiciones climáticas variables.

3.2 Impacto ambiental y sostenibilidad de bombas de calor híbridas

Uno de los principales argumentos a favor de las bombas de calor híbridas es su contribución a la sostenibilidad energética y a la reducción de emisiones. La International Energy Agency (2022) señala que las bombas de calor desempeñan un papel central en la descarbonización del suministro térmico, al sustituir tecnologías basadas en combustibles fósiles por sistemas capaces de transferir y reutilizar calor con alta eficiencia. En el ámbito industrial, asociaciones sectoriales europeas también destacan que las bombas de calor industriales permiten reutilizar calor residual y reducir la dependencia del gas y otros combustibles fósiles.

En el caso de los sistemas híbridos, este beneficio puede ser aún mayor, ya que aprovechan fuentes térmicas de baja calidad que, de otro modo, serían rechazadas al ambiente. Esto favorece una reducción en el consumo de energía primaria y una mejor utilización de la electricidad suministrada. Por esta razón, el análisis de sostenibilidad en estos sistemas no debe limitarse únicamente a la potencia consumida, sino que debe considerar también el calor recuperado, el coeficiente de desempeño global y el potencial de reducción de emisiones asociado a su operación.

3.3 Aplicaciones reales de bombas de calor híbridas

El desarrollo de bombas de calor híbridas de alta temperatura no se limita al ámbito teórico. La revisión de Arpagaus et al. (2018) documenta una amplia expansión de las bombas de calor de alta temperatura en aplicaciones industriales, particularmente en procesos donde se requiere agua caliente o vapor a temperaturas superiores a las de sistemas convencionales. Entre los sectores con mayor potencial se encuentran el alimentario, el químico, el papelerero y otros procesos con disponibilidad de calor residual.

Asimismo, Cui et al. (2021) reportaron la implementación de bombas híbridas absorción–compresión de alta temperatura en procesos de secado industrial, donde lograron mejoras de eficiencia energética del 25 al 35% en comparación con tecnologías convencionales. Estas aplicaciones demuestran que los sistemas híbridos no solo son viables desde un punto de vista técnico, sino que también aportan beneficios económicos al reducir costos operativos.

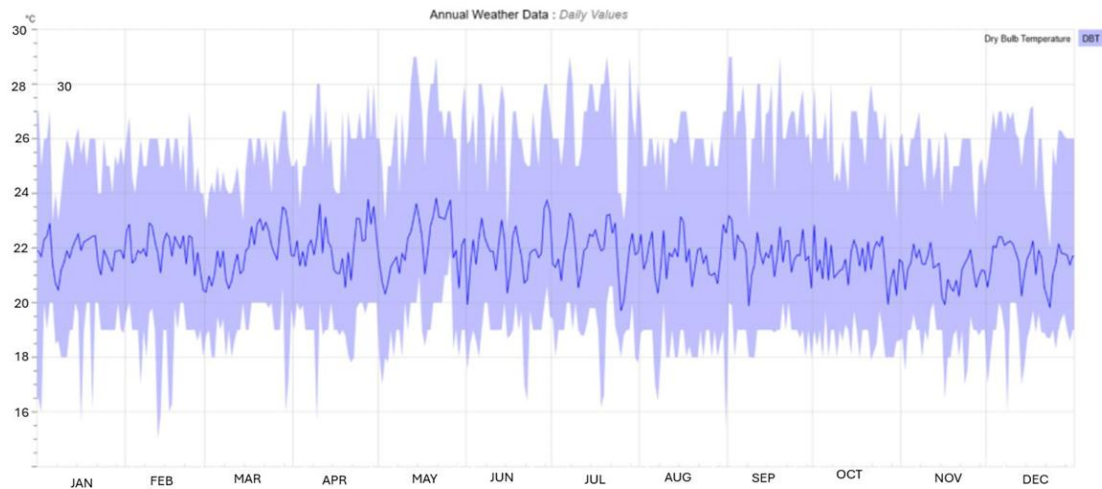
Esto confirma que la combinación de subciclos térmicos y mecánicos no solo es viable desde el punto de vista termodinámico, sino también relevante para futuras aplicaciones industriales orientadas a la electrificación y descarbonización del calor de proceso.

3.4 Delimitación de condiciones de operación del sistema

La definición de las condiciones de operación del sistema constituye un aspecto fundamental en la modelación de bombas de calor híbridas, ya que determina la representatividad de los resultados obtenidos frente a condiciones reales de operación. En este sentido, los rangos de temperatura considerados en este trabajo fueron establecidos a partir de información climática local y de valores reportados en la literatura especializada.

Figura 1

Temperatura promedio en cada mes del año.



Nota. Adaptado de Data View 2D – Weather Data Visualization, por J. Marsh (2018), recuperado de <https://drajmarsh.bitbucket.io/data-view2d.html>

El rango de temperatura ambiente ($16\text{ }^{\circ}\text{C} - 34\text{ }^{\circ}\text{C}$) fue definido a partir de datos climáticos representativos de la ciudad de Bucaramanga. En la Figura 1 se presenta la variación anual de la temperatura de bulbo seco, donde se observan valores mínimos cercanos a $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ y máximos que alcanzan aproximadamente los $34\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Este comportamiento evidencia una variabilidad térmica moderada característica de climas tropicales, lo cual justifica la selección del rango empleado en la simulación. De esta manera, se garantiza que las condiciones analizadas sean coherentes con el entorno real de operación del sistema.

Figura 2

Condiciones de temperatura de fuente reportadas en la literatura para sistemas de bombas de calor de alta temperatura.

| Soft | Cycle type | T _{source} °C | T _{sink} °C | COP | Refrigerant | Compressor type | Ref |
|---|---|---------------------------|---------------------------------------|---|---|--|---------------|
| Mathematical model | Subcritical vapour compression cycle | 70-90 | 135 | 2.775-2.6 | BY-5 | Hermetic scroll compressor | [14] |
| Engineering Equation Solver (EES) Heat transfer analysis: logarithmic mean temperature difference (LMTD) method | Subcritical single-stage cycle; Single-stage cycle with an IHX; Two-stage cycle with flash tank with open intercooler | 40-100 | 140 | 1.7-3.2 | R1234ze(Z), R1233zd(E) R1336mzz(Z) | semi-hermetic screw compressor | [20] S/E |
| Performances mapping and endurance tests | Subcritical two compression stages with closed economiser | 80 50 | 140 100 | 4.43 4.48 | ECO3TM | scroll compressors | [30] S/E |
| Engineering Equation Solver (thermodynamic equations) REFPROP 10.0 (thermophysical properties of each refrigerant) | Subcritical: • Single-stage cycle • Single-stage cycle with ejector • Two-stage cycle cascade • Two-stage cycle with economiser and flash tank • Two-stage booster cycle • Two-stage extraction cycle | 30-90 | 100-150 | 1-6 | HC-601, HFO-1336mzz(Z), R-514A HC-600 HC-600a HCFO-1233zd(E) HCFO-1224yd(Z) | NA | [25] S |
| Mathematical model | Hybrid sources heat pump Trans-critical CO ₂ cycle | 50 | 100 | 4.26-4.4 | R1234ze(Z) CO ₂ | NA | [44] |
| Mathematical model | Subcritical: • a triple tandem cycle, • two-stage extraction cycle, • three-stage extraction cycle, • cascade cycle | 70-130 | 100-60 | 4.3-4.94 | R1234ze(E) R1234ze(Z) R365mfc | NA $\eta_{\text{overall}} = 0.61-0.7$ | [24] |
| Engineering Equation Solver (thermodynamic equations) | Hybrid absorption-compression HP | 80-100 | 200 | - | ammonia-water mixture | NA $\eta_{\text{hs}} = 0.8$, $\eta_{\text{vot}} = 0.90$ $\eta_{\text{motor}} = 0.95$ $\eta_{\text{hs}} = 0.7$ | [49] |
| Engineering Equation Solver Engineering Equation Solver | Trans-critical vapour compression cycle 1 One-stage cycle with IHX 2 Two-stage cycle with economiser and IHX 3 Two-stage cycle with flash tank and IHX | 25-30 40-90 | >110 154-189 116-125 103-148 | 3.85 1.372- 3.98 2.382- 3.99 3. 3.91-4.03 | R134a R1336mzz(Z) R1233zd(E) R1224yd(Z) R1234ze(Z) R365mfc R245fa | | [42] [115] |

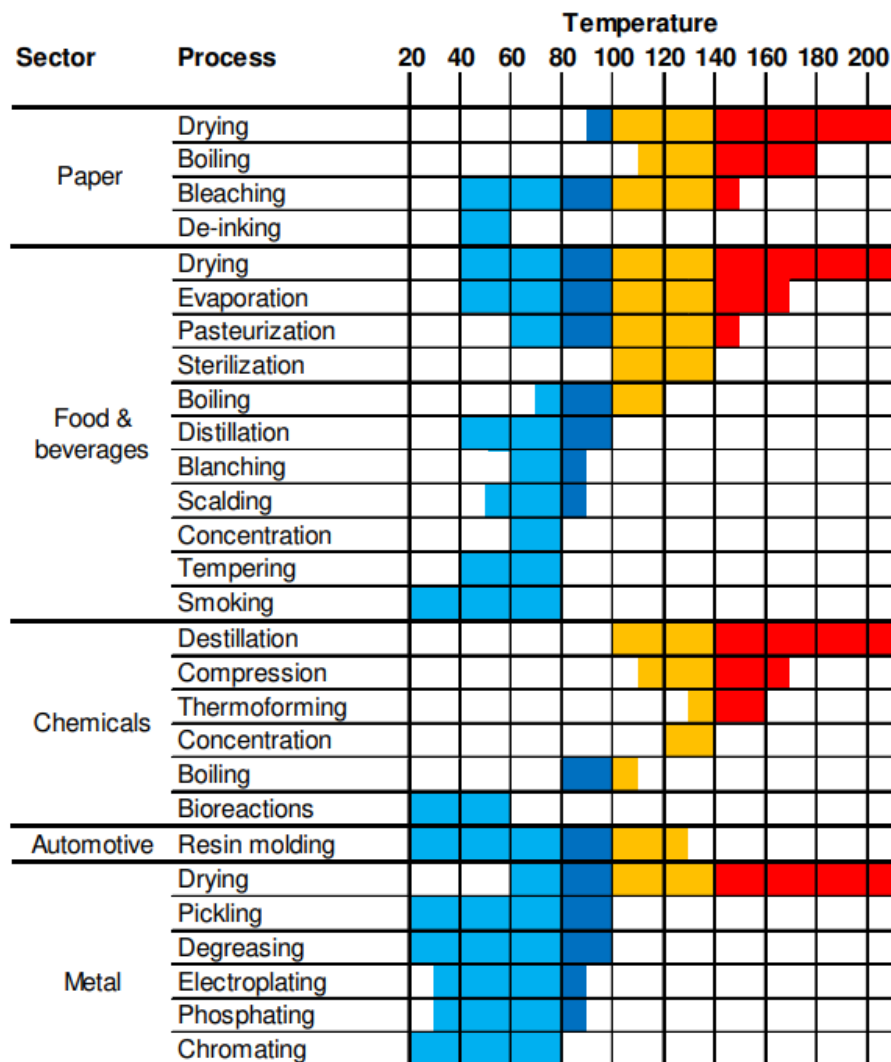
Nota. Adaptado de High-temperature heat pumps: Fundamentals, modelling approaches and applications, por Jouhara et al., 2024.

La selección del rango de temperatura de la fuente térmica (70–90 °C) se fundamenta en valores reportados en la literatura para sistemas de bombas de calor de alta temperatura. En la Figura 2 se presentan distintas configuraciones analizadas por Jouhara et al. (2024), donde se consideran intervalos de operación como 30–90 °C, 70–130 °C y 80–100 °C.

Estos resultados evidencian que el rango adoptado en este trabajo se encuentra dentro de los valores típicos utilizados en aplicaciones industriales, particularmente en procesos de recuperación de calor residual, lo cual valida su uso en el modelo propuesto.

Figura 3

Aplicaciones del agua caliente en distintos procesos industriales.



Nota. Adaptado de High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials, por Arpagaus et al., 2018.

La temperatura de salida del sistema se fijó entre (150–180 °C), considerando los rangos de demanda térmica reportados para procesos industriales de alta temperatura. En la Figura 3 se muestran diferentes aplicaciones industriales y sus respectivos niveles de temperatura, donde se

evidencia que procesos como secado, destilación y transformación química requieren temperaturas superiores a 100 °C.

De acuerdo con Arpagaus et al. (2018), las bombas de calor de alta temperatura pueden cubrir este tipo de demandas, especialmente cuando se emplean configuraciones avanzadas o híbridas. En este contexto, la selección de 180 °C permite evaluar el desempeño del sistema bajo condiciones exigentes, representativas de aplicaciones industriales reales.

4. Metodología

4.1 Población

La población objeto de estudio está conformada por el conjunto de condiciones de operación de una bomba de calor híbrida para la producción de agua caliente a alta temperatura, considerando una potencia térmica de 10 kW. Esta incluye las diferentes combinaciones de variables operacionales, como la temperatura ambiente y la temperatura de suministro, así como las condiciones climáticas de la ciudad de Bucaramanga, las cuales influyen en el desempeño termodinámico, el coeficiente de rendimiento (COP) y el consumo energético del sistema bajo escenarios representativos de aplicación real.

4.2 Características de la investigación

4.2.1 Selección de fluidos de trabajo

Durante el desarrollo del presente proyecto, la selección de los fluidos de trabajo se realizó considerando criterios termodinámicos, ambientales y operacionales, con el objetivo de garantizar un desempeño eficiente del sistema de bomba de calor híbrida en aplicaciones de alta temperatura. En este contexto, se evaluaron diferentes alternativas, priorizando aquellas que permiten alcanzar elevadas temperaturas de suministro, reduzcan el impacto ambiental y sean compatibles con la configuración propuesta del sistema.

La selección del agua como refrigerante se justifica por sus excelentes propiedades termodinámicas para aplicaciones de alta temperatura. De acuerdo con la literatura, el refrigerante R718 presenta una alta temperatura crítica (373,9 °C) y un comportamiento adecuado en procesos de elevación térmica, lo que permite alcanzar temperaturas de suministro

superiores a 100 °C en aplicaciones industriales. Estas características lo convierten en un fluido altamente competitivo en bombas de calor de alta temperatura.

Su selección se fundamenta en sus propiedades termodinámicas favorables para aplicaciones de alta temperatura. A diferencia de otros refrigerantes, el agua presenta una temperatura crítica considerablemente elevada (373,9 °C), lo que permite su operación en un amplio rango térmico y facilita la obtención de temperaturas de suministro superiores a 100 °C, requeridas en procesos industriales de recuperación de calor.

Asimismo, el comportamiento del R718 resulta especialmente adecuado para sistemas de bombas de calor de alta temperatura, ya que su desempeño mejora en condiciones de elevada temperatura de condensación, donde puede alcanzar mayores niveles de eficiencia en comparación con refrigerantes convencionales. En este sentido, Wu et al. (2020) evidencian que el agua puede presentar ventajas significativas en términos de coeficiente de rendimiento y eficiencia energética en este tipo de aplicaciones, particularmente cuando se requieren altas elevaciones térmicas.

Desde el punto de vista ambiental, el agua constituye una alternativa altamente sostenible, al presentar potencial de agotamiento de ozono (ODP) y potencial de calentamiento global (GWP) iguales a cero. Además, es un fluido no tóxico y no inflamable, lo que incrementa la seguridad operativa del sistema frente a otras opciones como los hidrocarburos o algunos refrigerantes sintéticos.

No obstante, el uso del R718 también implica ciertos desafíos técnicos, principalmente asociados a mayores relaciones de compresión y elevados caudales volumétricos. Sin embargo, estos aspectos pueden ser gestionados mediante un adecuado diseño del sistema y la selección de

equipos apropiados, especialmente en condiciones de operación a alta temperatura, donde el refrigerante muestra su mejor desempeño.

Por otro lado, la selección de la solución LiBr/H₂O en el subciclo de absorción se basa en su amplio desarrollo tecnológico y su alta eficiencia en sistemas de refrigeración por absorción. Este par de trabajo presenta una fuerte afinidad entre el bromuro de litio como absorbente y el agua como refrigerante, lo que favorece procesos de absorción estables y eficientes.

Además, el uso del agua como refrigerante en ambos subciclos garantiza la compatibilidad del sistema híbrido propuesto. El sistema LiBr/H₂O permite aprovechar fuentes térmicas de baja y media temperatura para una primera elevación térmica, mientras que el ciclo de compresión con R718 completa el proceso hasta alcanzar las condiciones de temperatura requeridas para el suministro final.

4.3 Explicación del sistema propuesto

El sistema corresponde a una bomba de calor híbrida absorción–compresión termoacoplada, diseñada para recuperar calor de baja calidad térmica y elevarlo hasta niveles adecuados para la producción de agua caliente. La arquitectura del sistema integra un subciclo de absorción LiBr/H₂O, que actúa como transformador de calor, y un subciclo de compresión de vapor, que utiliza agua como refrigerante, encargado de alcanzar la temperatura final de suministro.

La lógica de funcionamiento del sistema se basa en la distribución del salto térmico total en dos mecanismos complementarios. En primer lugar, el ciclo de absorción realiza una elevación térmica inicial mediante procesos termoquímicos, aprovechando calor de baja temperatura. Posteriormente, el ciclo de compresión ejecuta el ajuste final de temperatura

mediante trabajo mecánico, reduciendo el ratio de compresión requerido y, en consecuencia, el consumo eléctrico del sistema.

4.3.1 Subciclo de absorción LiBr/H₂O

El subciclo de absorción fue modelado como un transformador de calor por absorción (AHT) basado en la solución LiBr/H₂O. Este sistema permite elevar el nivel térmico del calor disponible mediante procesos de absorción y desorción, aprovechando la afinidad entre el bromuro de litio y el agua.

Este subciclo está compuesto por los siguientes componentes:

- Generador
- Absorbedor
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansión
- Bomba de solución
- Intercambiador solución–solución

El modelo considera los procesos de separación del refrigerante, absorción de vapor y circulación de la solución, así como la transferencia de calor en cada uno de los equipos.

Asimismo, se determinaron los caudales máxicos de refrigerante (agua) y de solución, junto con las entalpías en los estados característicos del ciclo.

4.3.2 Subciclo de compresión de vapor (agua)

El subciclo de compresión de vapor se modeló empleando agua como refrigerante natural, con el fin de alcanzar altas temperaturas de suministro. Este ciclo permite completar la elevación térmica iniciada en el subciclo de absorción.

Este subciclo está compuesto por los siguientes componentes:

- Evaporador
- Compresor
- Condensador de alta temperatura
- Válvula de expansión

En el modelo se incorporaron condiciones reales de operación, considerando fenómenos de sobrecalentamiento (SH) y subenfriamiento (SC). Además, se incluyó la eficiencia isentrópica del compresor para estimar el trabajo requerido y evaluar el desempeño energético del sistema.

4.3.3 Acoplamiento termoacoplado (Absorbedor/Evaporador B)

El acoplamiento entre ambos subciclos se realiza mediante un intercambiador de calor tipo absorbedor/evaporador, el cual permite la integración energética del sistema.

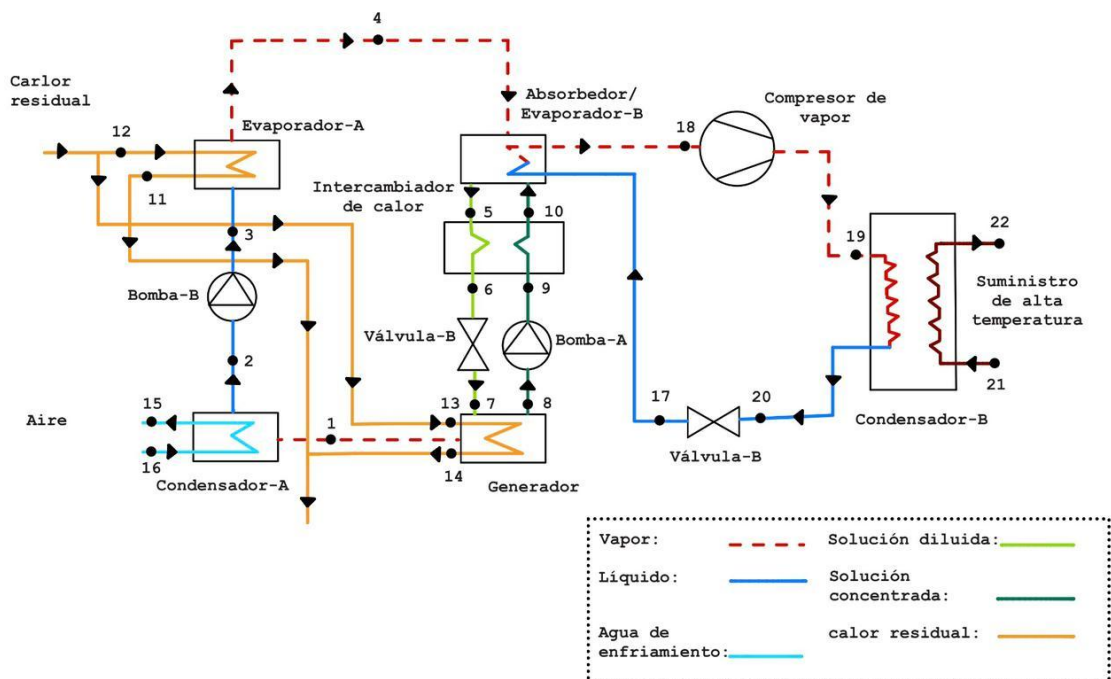
En este componente, el calor liberado durante el proceso de absorción en el subciclo LiBr/H₂O es transferido al evaporador del ciclo de compresión de vapor. Esta interacción permite una recuperación interna de energía, reduciendo la demanda de calor externo y mejorando la eficiencia global del sistema híbrido.

4.4 Esquema del sistema

La Figura 4 muestra la configuración del sistema híbrido propuesto de la bomba de calor híbrida, con el fin de ilustrar la integración de sus principales componentes y la interacción entre los subciclos que lo conforman. Este esquema permite visualizar el flujo de energía y de fluido de trabajo a lo largo del sistema, así como los puntos de acoplamiento térmico que hacen posible el aprovechamiento eficiente del calor.

Figura 4

Diagrama esquemático del sistema.



Nota. Basado en *Performance investigation of a new hybrid high-temperature heat pump system*, por Wu et al. (2025) recuperado de

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544224041173>

4.4.1 Funcionamiento del sistema

4.4.1.1 Subciclo de absorción LiBr/H₂O: A continuación, se describe el funcionamiento del subciclo mediante etapas asociadas al paso del fluido a través de cada componente.

- **Etapas 1 (1–2):** Condensación del refrigerante.

El vapor de agua procedente del evaporador se condensa en el Condensador-A mediante el intercambio de calor con aire de enfriamiento, obteniéndose refrigerante líquido.

- **Etapas 2 (2–3):** Bombeo de la solución concentrada

La solución concentrada proveniente del absorbedor es impulsada por la Bomba-B desde baja hacia alta presión, con un bajo consumo energético.

- **Etapas 3 (3–4):** Generación de vapor por aporte de calor residual.

El calor residual es aprovechado para evaporar el refrigerante (agua), generando vapor a baja presión.

- **Etapas 4 (4–5):** Transferencia hacia el absorbedor/evaporador.

El vapor generado se desplaza hacia el intercambiador acoplado donde participará en el proceso de absorción.

- **Etapas 5 (5–6):** Enfriamiento de la solución diluida en el intercambiador de calor.

La solución diluida procedente del absorbedor circula por el intercambiador de calor, donde intercambia energía térmica con la solución concentrada que retorna desde el generador.

- **Etapas 6 (6–7):** Expansión de la solución diluida.

La solución experimenta una reducción de presión al atravesar la válvula de expansión antes de ingresar al generador.

- **Etapa 7 (7–8):** Generación en el generador..

La solución ingresa al generador, donde recibe calor residual. Como resultado, se separa parte del refrigerante en forma de vapor de agua, mientras la solución restante cambia su concentración antes de salir hacia la bomba A.

- **Etapa 8 (8–9–10):** Precalentamiento en intercambiador solución–solución.

La solución intercambia calor internamente antes de ingresar al generador, aumentando su eficiencia.

4.4.1.2. Subciclo de compresión de vapor: A continuación, se describe el funcionamiento dividido en etapas por el paso de cada componente.

- **Etapa 9 (18–19):** Compresión de vapor.

El vapor de agua es comprimido, aumentando su presión y temperatura.

- **Etapa 10 (19–20):** Condensación.

El refrigerante a alta presión libera calor en el Condensador-B y se condensa, pasando de vapor a líquido. El calor rechazado es transferido al fluido de servicio que circula entre las corrientes 21 y 22, proporcionando el suministro de alta temperatura.

- **Etapa 11 (20–17):** Expansión.

El refrigerante líquido reduce su presión y temperatura al pasar por la válvula.

- **Etapa 12 (17–18):** Evaporación.

El refrigerante absorbe calor en el evaporador, evaporándose nuevamente para cerrar el ciclo.

4.4.1.3 Subciclo de Acoplamiento térmico: A continuación, se describe el funcionamiento del acoplamiento térmico.

- **Etapas 13 (Absorbedor/Evaporador B):** Transferencia de calor interna.

El calor liberado en el absorbedor del ciclo de absorción es transferido al evaporador del ciclo de compresión, permitiendo la integración energética y reduciendo la demanda externa.

4.5 Condiciones y consideraciones especiales

Con el propósito de desarrollar un modelo matemático manejable y garantizar la estabilidad numérica de las simulaciones, se adoptaron los siguientes supuestos:

- El sistema opera bajo condiciones de régimen estacionario, por lo que las propiedades termodinámicas no varían con el tiempo.
- Las variaciones de presión se consideran únicamente en los equipos donde físicamente ocurren, es decir, en los procesos de bombeo, compresión y estrangulamiento. En los intercambiadores de calor y tuberías se desprecia la caída de presión.
- El fluido de trabajo para el sistema de absorción es LiBr/H₂O.
- El fluido de trabajo para el sistema de compresión es agua.
- Los procesos de estrangulamiento se modelan como isoentálpicos. La diferencia entre el comportamiento real del compresor y el proceso isentrópico ideal se representa mediante la eficiencia isentrópica del compresor (η_{comp}).

- El vapor de agua a la salida del generador, evaporador y del componente absorbedor/evaporador-B se asume en estado saturado, garantizando coherencia con la operación típica de estos dispositivos.
- El fluido a la salida del condensador-B se considera subenfriado en 5 °C, condición que evita la presencia de burbujas y asegura estabilidad en la expansión posterior.
- En los intercambiadores de calor, la diferencia mínima de temperatura (pinch point) se fija en 5 °C, valor representativo de diseños térmicos realistas y ampliamente adoptado en simulaciones de sistemas térmicos.
- Las pérdidas de calor hacia el ambiente se consideran despreciables, mientras que el consumo de potencia de las bombas se asume constante, dado su bajo impacto relativo en el balance energético global.

La formulación de los supuestos empleados en la simulación se fundamenta en el enfoque de modelado propuesto por Wu et al. (2025), donde se establecen criterios de simplificación termodinámica para el análisis de una bomba de calor híbrida absorción–compresión. La adopción de estos supuestos garantiza coherencia metodológica con estudios previos y facilita la comparación de resultados sin comprometer la validez física del modelo.

Tabla 1*Parámetros de entrada de la simulación.*

| Parámetro | Símbolo | Valor |
|--|----------------|--------------|
| Temperatura ambiente (°C) | T_{amb} | 16-34 |
| Temperatura de calor residual (°C) | T_{st} | 70-90 |
| Presión ambiente (kPa) | P_{amb} | 101.325 |
| Potencia térmica (KW) | Q_a | 10 |
| Presión del agua en el punto “a” (kPa) | P_{wa} | 110 |
| Temperatura de salida del sistema | T_{22} | 150-180 |

Los escenarios de operación del sistema fueron definidos a partir de los rangos de parámetros establecidos en la Tabla 1, los cuales se fundamentan en datos reportados en la literatura y condiciones climáticas reales. En particular, se consideró la variación de la temperatura ambiente como variable principal, debido a su influencia directa en el desempeño del sistema.

Tabla 2*Parámetros de entrada de la simulación investigaciones previas.*

| Parámetro | Símbolo | Valor | Fuente |
|--|-------------------|--------------|-------------------------|
| Eficiencia de la bomba 23. | $\eta_{Pump,23}$ | 0.8 | ASHRAE (2019) |
| Eficiencia de la bomba de agua caliente. | $\eta_{Pump,col}$ | 0.8 | Cengel (2015) |
| Eficiencia de la bomba de solución LiBr/H ₂ O. | $\eta_{Pump,89}$ | 0.8 | Herold et al. (2016) |
| Efectividad del intercambiador de calor solución-solución. | ϵ_{hx} | 0.7 | Incropera et al. (2011) |
| Eficiencia del ventilador del condensador. | $\eta_{vent,col}$ | 0.6 | ASHRAE (2019) |
| Eficiencia isentrópica del compresor. | η_{COM} | 0.6 | Wu et al. (2025) |

Como se observa en la Tabla 2, los valores presentados corresponden a rangos típicos reportados en la literatura para sistemas térmicos reales, y fueron seleccionados con el fin de representar condiciones de operación realistas en la simulación.

Con base en lo anterior, se plantearon tres escenarios de estudio, definidos a partir de la variación de parámetros clave como la temperatura ambiente, la temperatura de la fuente térmica y la temperatura de salida del sistema:

- **Escenario 1 (Variación de temperatura ambiente):** se evaluó el comportamiento del sistema variando la temperatura ambiente en un rango de 16 °C a 30 °C, manteniendo constante la temperatura de la fuente térmica en 80 °C y la temperatura de salida en 180 °C. Este escenario permite analizar la influencia directa de las condiciones climáticas sobre el desempeño del sistema.
- **Escenario 2 (Variación de temperatura de salida):** se fijó la temperatura ambiente en 25 °C, valor representativo de condiciones promedio en la ciudad de Bucaramanga, y se varió la temperatura de salida entre 150 °C y 180 °C, manteniendo constante la temperatura de la fuente. Este análisis permite evaluar el impacto del nivel térmico requerido sobre el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema.
- **Escenario 3 (Análisis combinado):** se desarrolló una matriz de simulación considerando dos valores representativos de temperatura ambiente: 19 °C (condición fría) y 34 °C (condición cálida extrema). Este último valor se incluyó con el fin de evaluar el comportamiento del sistema bajo condiciones térmicas severas, superiores al rango típico reportado, permitiendo analizar la sensibilidad del sistema ante escenarios críticos de operación.

Para cada uno de estos casos, se varió la temperatura de la fuente térmica en el intervalo de 70 °C a 90 °C, manteniendo constante la temperatura de salida en 180 °C. Este escenario permite evaluar de manera integral la interacción entre la temperatura ambiente y la disponibilidad de calor residual sobre el desempeño del sistema, así como identificar las diferencias operativas entre condiciones climáticas moderadas y extremas.

Estos escenarios facilitan evaluar el comportamiento del sistema híbrido bajo distintas condiciones operativas, facilitando el análisis de sensibilidad y la determinación del impacto de las variables más relevantes sobre el rendimiento energético.

Adicionalmente, la capacidad térmica del sistema se mantuvo constante en 10 kW para todos los escenarios, con el fin de garantizar condiciones homogéneas de evaluación y permitir una comparación rigurosa del desempeño energético bajo diferentes condiciones operativas.

4.6 Balances de masa y energía

Para el desarrollo del análisis del sistema de bomba de calor híbrida de alta temperatura en estudio, es fundamental establecer los balances de masa y energía en cada uno de los componentes que conforman el sistema, incluyendo tanto el subciclo de absorción LiBr/H₂O como el subciclo de compresión mecánica con agua como refrigerante. Estos balances permiten describir el comportamiento termodinámico del sistema y constituyen la base para la formulación del modelo matemático implementado en EES.

Los balances de masa y energía se plantean para cada equipo del sistema, tales como evaporadores, generador, absorbedor, intercambiador de calor, bombas, válvulas de expansión, compresor y condensadores. Con base en estos balances, es posible determinar las transferencias

de calor, los flujos másicos y las potencias asociadas a cada componente, lo cual resulta esencial para evaluar el desempeño global del sistema.

A partir de los balances de energía, se realiza el cálculo de las potencias reales de los equipos, considerando las eficiencias correspondientes de bombas, ventiladores y compresor, así como las irreversibilidades presentes en los procesos. Asimismo, estos balances permiten obtener los parámetros de desempeño del sistema, tales como el coeficiente de rendimiento (COP), tanto para los subciclos individuales como para el sistema híbrido en su conjunto.

En el circuito de agua caliente asociado a la fuente térmica residual, las temperaturas de entrada al evaporador-A y al generador se hicieron iguales a la temperatura de la fuente, y las temperaturas de salida se obtuvieron restando un diferencial térmico de 5°C. En el subciclo mecánico, la temperatura previa a la válvula de expansión se definió a partir de la temperatura del absorbedor mediante una diferencia de 10°C, mientras que la temperatura a la entrada del compresor se obtuvo sumando un sobrecalentamiento de 5°C respecto a dicho estado.

La temperatura de condensación del subciclo de absorción se definió considerando una diferencia térmica que permite el adecuado intercambio de calor con el aire:

$$T_c = T_{amb} + 10 \quad (1)$$

Por otro lado, la temperatura de la fuente de calor residual T_{st} se fijó como la temperatura de entrada del fluido caliente al evaporador-A y al generador. Esta temperatura constituye el principal aporte energético del sistema.

La temperatura intermedia del ciclo T_m , la cual caracteriza los procesos de evaporación y generación en el subciclo de absorción, se definió en función de la fuente térmica mediante una diferencia de temperatura mínima:

$$T_{st} - T_m = 7 \quad (2)$$

Esta restricción permite asegurar una adecuada transferencia de calor entre la fuente térmica y el refrigerante.

Se asume que la temperatura de evaporación y la temperatura del generador son iguales a dicha temperatura intermedia:

$$T_e = T_m \quad (3)$$

$$T_g = T_e \quad (4)$$

Asimismo, se estableció una diferencia de temperatura característica del sistema:

$$GTL = T_a - T_m \quad (5)$$

Donde T_a corresponde a la temperatura del absorbedor, la cual está asociada al nivel térmico del calor útil generado.

Para el subciclo de compresión mecánica, las temperaturas se definieron en función del acoplamiento térmico con el subciclo de absorción. En particular, la temperatura de entrada al evaporador del ciclo mecánico se relaciona con la temperatura del absorbedor mediante:

$$T_5 - T_{17} = 10 \quad (6)$$

Además, se consideraron diferencias de temperatura en componentes clave como el condensador-B y el proceso de subenfriamiento, con el fin de representar condiciones reales de operación:

$$T_{CONB} = T_{21} + 5 \quad (7)$$

Estas diferencias permiten modelar adecuadamente los procesos de transferencia de calor y evitar condiciones ideales no realistas.

$$T_{20} = T_{CONB} - 5 \quad (8)$$

Para el análisis de desempeño, las temperaturas se expresaron en escala absoluta (Kelvin), con el fin de calcular el trabajo térmico equivalente del sistema y el coeficiente de desempeño global.

La potencia total consumida por el sistema es la suma de las potencias de las bombas, el ventilador y el compresor:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{total} = & \dot{W}_{pump, 23} + \dot{W}_{pump, 89} + \dot{W}_{pump, col} + \dot{W}_{vent, col} \\ & + \dot{W}_{Comp} \end{aligned} \quad (9)$$

El calor de entrada útil al subciclo de absorción se expresa como:

$$Q_{u,in} = Q_g + Q_e \quad (10)$$

Las presiones de operación del sistema se determinaron a partir de las condiciones de saturación del agua en cada nivel térmico del ciclo. En particular, se definieron dos niveles de presión principales en el subciclo de absorción: una presión alta asociada a los procesos de generación y condensación, y una presión baja asociada a los procesos de evaporación y absorción.

La presión alta se calculó como la presión de saturación del agua a la temperatura de evaporación del sistema, la cual se encuentra vinculada a la temperatura intermedia del ciclo. Por su parte, la presión baja se obtuvo a partir de la presión de saturación del agua a la temperatura de condensación, definida en función de la temperatura ambiente y un diferencial térmico asumido.

De forma general, estas presiones se expresan como:

$$P_{alta} = P_{sat}(agua, T_e) \quad (11)$$

$$P_{baja} = P_{sat}(agua, T_c) \quad (12)$$

donde P_{sat} corresponde a la presión de saturación del agua a la temperatura indicada.

Esta metodología permite asegurar que los procesos de cambio de fase del refrigerante ocurran en condiciones físicamente coherentes con las temperaturas de operación del sistema, garantizando la consistencia termodinámica del modelo.

En el caso del subciclo de compresión mecánica, la presión de succión del compresor se definió a partir de la presión de saturación del agua a la temperatura de evaporación del ciclo acoplado, mientras que la presión de descarga se determinó con base en la presión de saturación correspondiente a la temperatura de condensación de alta temperatura. Esto permite modelar adecuadamente el proceso de compresión y la posterior condensación del refrigerante en el condensador-B.

Adicionalmente, para el circuito de agua caliente y el sistema de enfriamiento por aire, se asumieron presiones de operación constantes, representativas de condiciones típicas de sistemas hidráulicos, considerando además pérdidas de presión en la succión de las bombas.

Tabla 3

Balances de masa y energía del subciclo de absorción.

| Componente | Balance de masa | Balance de energía | N° |
|--------------|-------------------------------|--|------|
| | $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ | $Q_e = \dot{m}_{12} (h_{12} - h_{11})$ | |
| Evaporador-A | $\dot{m}_3 = \dot{m}_4$ | $Q_e = \dot{m}_4 (h_4 - h_3)$ | (13) |

$$w_{ideal\ pump,23} = v_2(P_{alta} - P_{baja})$$

$$\eta_{pump,23} = \frac{w_{ideal\ pump,23}}{w_{real\ pump,23}} \quad (14)$$

$$h_3 = h_2 + w_{real\ pump,23}$$

$$\dot{W}_{pump,23} = \dot{m}_2 w_{real\ pump,23}$$

Bomba-B $\dot{m}_2 = \dot{m}_3$

$$Q_g = \dot{m}_{13}(h_{13} - h_{14})$$

$$Q_g = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (15)$$

Generador $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{13}$

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + Q_c \quad (16)$$

Condensador-A $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$$\dot{m}_{air} h_{16} + Q_c = \dot{m}_{air} h_{15}$$

$$\dot{W}_{vent,col} = \frac{\dot{m}_{air} v_{15} \Delta P}{\eta_{vent,col} * 1000} \quad (17)$$

Ventilador del Condensador-A $\dot{m}_{air} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$

$$w_{ideal\ pump,89} = v_8(P_{alta} - P_{baja})$$

$$\eta_{pump,89} = \frac{w_{ideal\ pump,89}}{w_{real\ pump,89}} \quad (18)$$

$$h_9 = h_8 + w_{real\ pump,89}$$

$$\dot{W}_{pump,89} = \dot{m}_8 w_{real\ pump,89}$$

Bomba-A $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$

| | | | |
|---|---|--|------|
| Intercambiado de calor de la solución | $\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$ | $\varepsilon_{hx} = \frac{t_{10} - t_9}{t_5 - t_9}$ $\dot{m}_9(h_{10} - h_9) = \dot{m}_5(h_5 - h_6)$ $Q_{Ihx} = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9$ | (19) |
|---|---|--|------|

| | | | |
|---|-------------------------|-------------|------|
| Válvula de expansión de la solución | $\dot{m}_6 = \dot{m}_7$ | $h_7 = h_6$ | (20) |
|---|-------------------------|-------------|------|

| | | | |
|------------------------------|---|---|------|
| Absorbedor / Evaporador-B | $\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5$ $\dot{m}_{10}x_{10} = \dot{m}_5x_5$ | $Q_a = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_5h_5$ $\dot{m}_9h_9 + \dot{m}_5h_5 = \dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_6h_6$ | (21) |
|------------------------------|---|---|------|

| | | | |
|---|---|---|------|
| Bomba del circuito de agua caliente | $\dot{m}_{12} + \dot{m}_{13}$ $= \dot{m}_{col,agua}$ | $W_{ideal\ pump,col} = v_8(P_{w,e}$ $- P_{w,e,entrada})$ $\eta_{pump,col} = \frac{W_{ideal\ pump,col}}{W_{real\ pump,col}}$ $\dot{W}_{pump,col}$ $= \dot{m}_{col,agua}W_{real\ pump,col}$ | (22) |
|---|---|---|------|

| | | | |
|---|---|------------------------------------|------|
| Desempeño del subciclo de absorción | - | $COP_{HT} = \frac{Q_a}{Q_e + Q_g}$ | (23) |
|---|---|------------------------------------|------|

En la Tabla 3 se recopilan los balances correspondientes al subciclo de absorción LiBr/H₂O. En esta tabla se incluyen los principales equipos que conforman dicho subciclo, tales como el evaporador-A, generador, absorbedor, condensador, intercambiador de calor de la solución, válvulas de expansión y bombas. Para cada componente se presentan tanto las ecuaciones de conservación de masa como los balances de energía asociados, permitiendo determinar las transferencias de calor, los flujos máxicos y los requerimientos de potencia.

Asimismo, en esta Tabla 3 se incorporan las expresiones relacionadas con el desempeño del subciclo de absorción, incluyendo la definición del coeficiente de desempeño térmico, el cual se expresa como la relación entre el calor útil entregado en el absorbedor y la suma de los aportes energéticos en el generador y el evaporador.

Tabla 4

Balances de masa y energía del subciclo de compresión mecánica.

| Componente | Balace de masa | Balace de energía | N° |
|--------------------|-------------------------------|---|------|
| Evaporador-B / | | | |
| Absorbedor | $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{18}$ | $Q_a = \dot{m}_{19} (h_{18} - h_{17})$ | (24) |
| | | $h_{19s} = h(P_{19}, s_{18})$ | |
| | | $\eta_{COM} = \frac{h_{19s} - h_{18}}{h_{19} - h_{18}}$ | |
| Compresor de vapor | $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19}$ | $h_{19} = h_{18} + \frac{h_{19s} - h_{18}}{\eta_{COM}}$ | (25) |
| | | $\dot{W}_{COM} = \dot{m}_{18}(h_{19} - h_{18})$ | |

| | | | |
|---------------|-------------------------------|---|------|
| | $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$ | $Q_{CONB} = \dot{m}_{19}(h_{19} - h_{20})$ | |
| Condensador-B | $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$ | $Q_{CONB} = \dot{m}_{22}(h_{22} - h_{21})$ | (26) |
| Válvula de | | | |
| expansión del | | | |
| subciclo | $\dot{m}_{20} = \dot{m}_{17}$ | $h_{17} = h_{20}$ | (27) |
| mecánico | | | |
| Desempeño del | | | |
| subciclo de | — | $COP_{CM} = \frac{Q_{CONB}}{\dot{W}_{COM}}$ | (28) |
| compresión | | | |

La Tabla 4 presenta los balances de masa y energía correspondientes al subciclo de compresión mecánica. En este caso, se consideran los componentes principales como el evaporador-B (acoplado al absorbedor), el compresor de vapor, el condensador de alta temperatura y la válvula de expansión. Las ecuaciones incluidas permiten modelar el comportamiento termodinámico del refrigerante a lo largo del ciclo, considerando tanto procesos ideales como reales, mediante la inclusión de la eficiencia isentrópica del compresor.

Adicionalmente, en la Tabla 4 se establece la formulación del coeficiente de desempeño del subciclo de compresión, definido como la relación entre el calor rechazado en el condensador de alta temperatura y el trabajo suministrado al compresor. Este parámetro resulta clave para analizar la eficiencia del subciclo mecánico y su interacción con el subciclo de absorción dentro del sistema híbrido.

El coeficiente de desempeño (COP) del sistema híbrido absorción–compresión no puede determinarse mediante las expresiones convencionales utilizadas para sistemas de compresión o de absorción de manera independiente, debido a que el sistema presenta simultáneamente una entrada de energía térmica y una entrada de trabajo mecánico.

Para abordar esta limitación, se adoptó el método de cálculo basado en un ciclo de Carnot equivalente, propuesto por Di Wu et al. (2025). Este enfoque permite transformar el calor de entrada del subciclo de absorción en un trabajo térmico equivalente, de modo que el sistema pueda evaluarse bajo un criterio unificado, similar al de una bomba de calor convencional.

En este método, el calor suministrado al sistema es representado mediante un proceso de compresión térmica equivalente, el cual combina un ciclo de Carnot directo y un ciclo de Carnot inverso. De esta manera, el calor de entrada puede expresarse en términos de trabajo equivalente, permitiendo su integración con el trabajo mecánico del compresor en la evaluación del desempeño.

Siguiendo la formulación propuesta por Di Wu et al. (2025), el trabajo térmico equivalente W_t se define como la fracción del calor disponible que puede transformarse en trabajo útil ideal, considerando un ciclo de Carnot operando entre la temperatura de la fuente de calor residual y la temperatura ambiente.

Este concepto permite evaluar el potencial de aprovechamiento energético del calor residual dentro de sistemas híbridos absorción–compresión, al convertir flujos térmicos en un equivalente de trabajo mecánico comparable.

$$W_t = \frac{t_w - t_e}{t_w} Q_c + \frac{t_w - t_e}{t_w} * \frac{t_c - t_w}{t_c} Q_a \quad (29)$$

donde t_w , t_e y t_c corresponden a las temperaturas absolutas de la fuente de calor residual, el ambiente y la temperatura de acoplamiento, respectivamente.

El primer término de la ecuación representa el potencial de conversión del calor del subciclo de compresión en trabajo útil ideal, mientras que el segundo término incorpora la contribución del subciclo de absorción, ajustada por el nivel térmico intermedio de acoplamiento.

Por otra parte, el coeficiente de desempeño del sistema híbrido se define como la relación entre el calor útil suministrado y el trabajo equivalente total consumido:

$$COP = \frac{Q_{CONB}}{W_t + \dot{W}_{COM}} \quad (30)$$

4.7 Validación del modelo

Se realizó la validación a partir de los resultados reportados por Wu et al. (2025), específicamente mediante la comparación con la relación entre el coeficiente de desempeño (COP) y la temperatura de la fuente térmica.

Tabla 5

Comparación del COP en función de la temperatura de la fuente térmica reportada en la literatura.

| Temperatura de la fuente (°C) | COP | Fuente |
|----------------------------------|-----|------------------------|
| 70 | 2,5 | |
| 80 | 2,8 | 180°C Wu et al. |
| 90 | 3,1 | |

| | | |
|-------|-----|----------------------------|
| 70 | 2,0 | |
| 75 | 2,4 | 140°C Wu et al |
| 80 | 2,7 | |
| <hr/> | | |
| 75 | 1,8 | |
| 80 | 2,2 | 140°C Linton et al. |
| 85 | 2,7 | |

Los resultados presentados evidencian una tendencia creciente del coeficiente de desempeño (COP) con el aumento de la temperatura de la fuente térmica, comportamiento consistente con lo reportado en la literatura. En particular, se observa una concordancia adecuada entre los valores obtenidos en este trabajo y los reportados por Wu et al. (2025), lo cual valida la capacidad del modelo para representar el comportamiento termodinámico del sistema híbrido.

Las pequeñas diferencias observadas pueden atribuirse a variaciones en los supuestos de modelado, condiciones de operación específicas o configuraciones del sistema consideradas en cada estudio.

5. Resultados y discusión

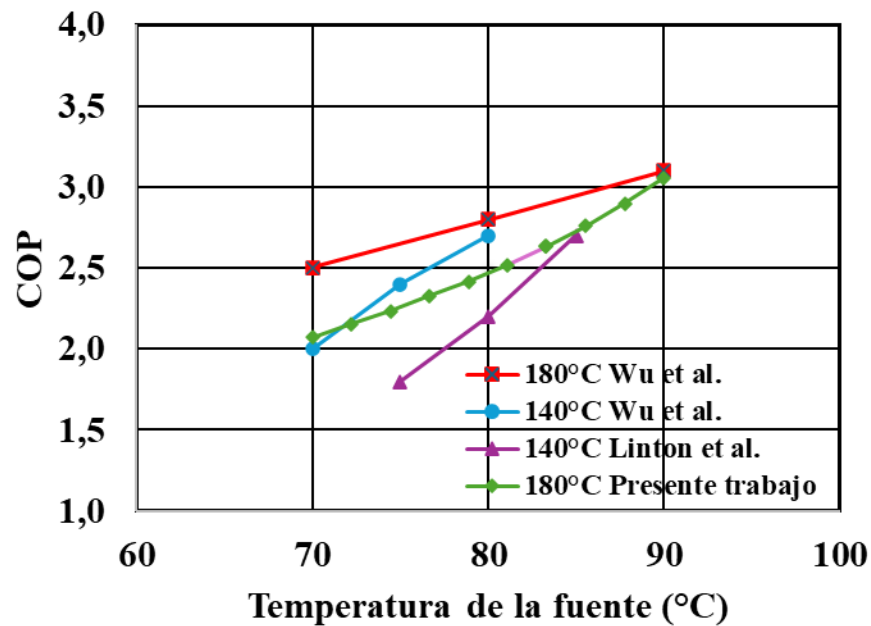
5.1 Validación

Con el fin de verificar la confiabilidad del modelo termodinámico desarrollado en EES, se llevó a cabo un proceso de validación mediante la comparación de los resultados obtenidos con datos reportados en la literatura para sistemas de bombas de calor de alta temperatura, particularmente los presentados por Di Wu et al. (2025) y Linton et al. Este análisis permite evaluar la capacidad del modelo para reproducir el comportamiento del coeficiente de desempeño (COP) frente a la variación de parámetros operativos clave, como la temperatura de la fuente térmica.

En la Figura 5 se presenta la variación del COP en función de la temperatura de la fuente, comparando los resultados del presente trabajo con los valores reportados en la literatura. Se observa que el modelo reproduce adecuadamente la tendencia general esperada, evidenciando un incremento del COP a medida que aumenta la temperatura de la fuente térmica, comportamiento consistente con los estudios previos.

Figura 5

Variación del coeficiente de rendimiento (COP) en función de la temperatura de la fuente térmica.



Desde el punto de vista cuantitativo, se calcularon los errores relativos entre los valores obtenidos en el modelo y los reportados en la literatura, empleando la expresión del error porcentual.

Para el caso de Wu et al. a 180 °C, se obtuvieron errores de 17.2%, 10.1% y 1.4% para temperaturas de fuente de 70 °C, 80 °C y 90 °C, respectivamente. Se observa una disminución progresiva del error con el incremento de la temperatura, lo cual indica una mayor precisión del modelo en condiciones de operación más cercanas al régimen de alta temperatura.

En comparación con los resultados de Wu et al. a 140 °C, los errores obtenidos fueron de 3.5%, 7.0% y 6.7%, evidenciando una buena concordancia del modelo con desviaciones inferiores al 10%, lo cual se considera aceptable en modelos termodinámicos de este tipo.

Por otro lado, al comparar con los datos reportados por Linton et al., se encontraron errores de 24.0%, 14.5% y 2.2%. La mayor dispersión observada en este caso puede atribuirse a diferencias en la configuración del sistema, condiciones de operación, selección de fluidos de trabajo y supuestos termodinámicos empleados en cada estudio, lo cual es común en la comparación entre modelos de distinta naturaleza.

En términos generales, el modelo desarrollado presenta un error relativo promedio inferior al 10% en la mayoría de los casos analizados, lo cual valida su capacidad para predecir el comportamiento del sistema de bomba de calor híbrida de alta temperatura. Asimismo, la adecuada reproducción de las tendencias reportadas en la literatura confirma la consistencia física y termodinámica del modelo propuesto.

5.2 Presentación de resultados

En esta sección se presentan los resultados obtenidos del modelo termodinámico de la bomba de calor híbrida, evaluando el comportamiento del sistema frente a variaciones en la temperatura de la fuente térmica. Se analiza la influencia de esta variable sobre el coeficiente de rendimiento global (COP), así como sobre los indicadores de desempeño del subciclo de compresión mecánica (COP_{CM}) y del sistema de alta temperatura (COP_{HT}). Estos resultados permiten identificar tendencias en el desempeño energético del sistema bajo condiciones operativas representativas.

Tabla 6*Resultados del desempeño del sistema en función de la temperatura de la fuente térmica.*

| Tamb | Tst | COP | COP_CM | COP_HT |
|-------------|------------|------------|---------------|---------------|
| 10 | 70 | 2,069 | 2,942 | 0,4146 |
| | 72,22 | 2,153 | 3,11 | 0,4261 |
| | 74,44 | 2,232 | 3,275 | 0,4361 |
| | 76,67 | 2,326 | 3,471 | 0,4467 |
| | 78,89 | 2,416 | 3,665 | 0,4562 |
| | 81,11 | 2,518 | 3,888 | 0,4657 |
| | 83,33 | 2,631 | 4,14 | 0,4754 |
| | 85,56 | 2,759 | 4,429 | 0,485 |
| | 87,78 | 2,897 | 4,752 | 0,4944 |
| | 90 | 3,056 | 5,131 | 0,5038 |

Los resultados obtenidos muestran una relación directamente proporcional entre la temperatura de la fuente térmica (T_{st}) y el coeficiente de rendimiento (COP) del sistema propuesto. A medida que la temperatura de la fuente aumenta desde 70 °C hasta 90 °C, el COP del sistema se incrementa de 2,069 a 3,056, lo cual evidencia una mejora progresiva en el desempeño energético. Este comportamiento es consistente con el principio termodinámico de que una mayor temperatura de entrada reduce la relación de elevación térmica, facilitando el proceso de transferencia de calor.

De manera similar, el COP del ciclo de compresión mecánica (COP_{CM}) presenta un incremento significativo, pasando de 2,942 a 5,131 en el mismo rango de temperaturas. Esto indica que el subciclo de compresión contribuye de forma importante al rendimiento global del sistema, especialmente a mayores temperaturas de fuente. Por otro lado, el COP_{HT} también muestra una tendencia creciente, aunque con valores menores, lo cual es esperable debido a las pérdidas asociadas al proceso de transformación térmica.

5.3 Análisis de sensibilidad

El análisis de sensibilidad se realizó con el objetivo de identificar la influencia de las variables operativas más representativas sobre el desempeño de la bomba de calor híbrida de alta temperatura. En particular, se seleccionaron la temperatura ambiente y la temperatura de salida del sistema, debido a su impacto directo sobre el salto térmico, el trabajo del compresor y la eficiencia de los procesos de transferencia de calor en los intercambiadores.

5.3.1. Análisis de sensibilidad haciendo cambio de temperatura ambiente

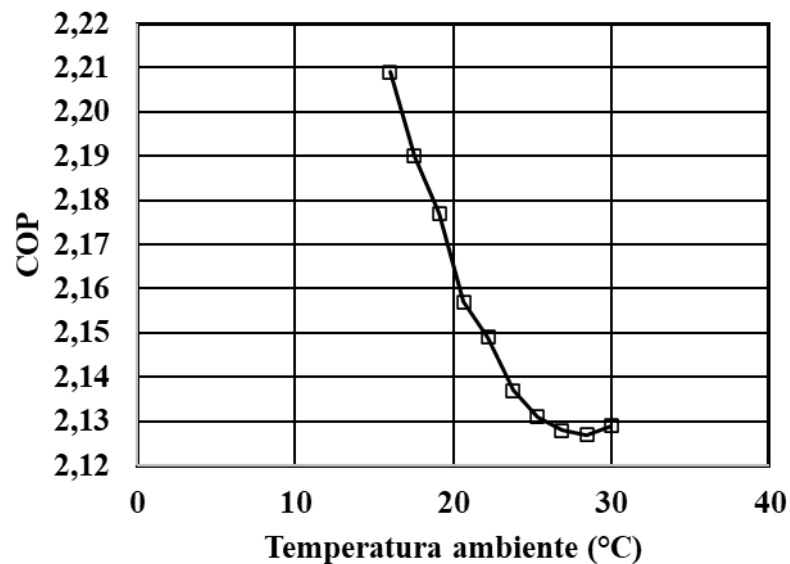
Con el fin de evaluar la influencia de las condiciones climáticas sobre el desempeño del sistema, se realizó un análisis de sensibilidad considerando la variación de la temperatura ambiente en el rango de 16 °C a 30 °C, manteniendo constante la temperatura de la fuente térmica en 80 °C. Este parámetro resulta especialmente relevante, ya que afecta las condiciones de rechazo de calor del sistema, modifica las presiones de operación y altera la distribución de la carga térmica entre el subciclo de absorción y el subciclo de compresión.

Los resultados obtenidos evidencian que la temperatura ambiente tiene una influencia directa sobre el comportamiento global de la bomba de calor híbrida, afectando no solo el

coeficiente de desempeño (COP), sino también variables internas como el trabajo del compresor, el calor liberado en el absorbedor y la temperatura de operación del subciclo de absorción.

Figura 6

Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura ambiente.



Tal como se observa en la Figura 6, el coeficiente de desempeño (COP) presenta una tendencia decreciente a medida que aumenta la temperatura ambiente. En el rango analizado, el COP disminuye de 2,209 a 2,129, lo que evidencia una pérdida progresiva de eficiencia energética del sistema ante condiciones ambientales más exigentes.

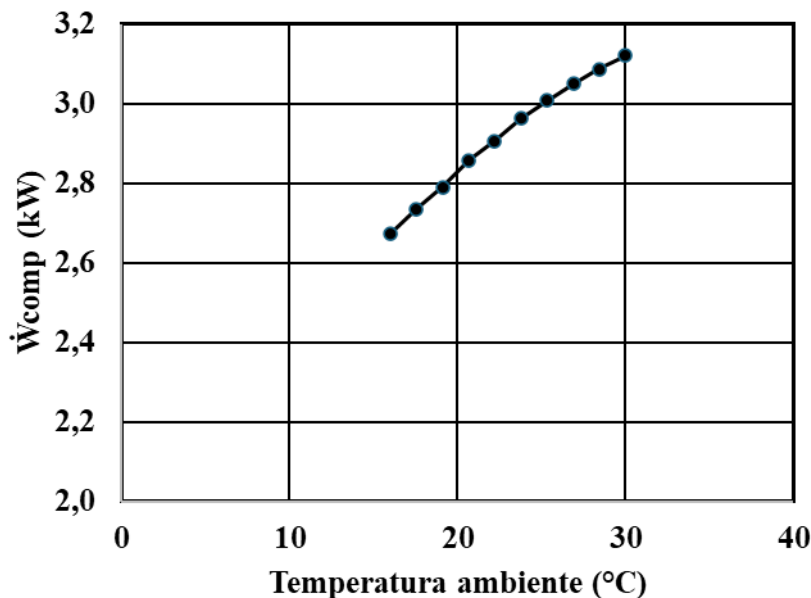
Esta disminución del COP se explica por el incremento en la temperatura de condensación, lo cual eleva la presión de descarga del compresor y, en consecuencia, el trabajo específico requerido. Desde el punto de vista termodinámico, este comportamiento está asociado a un aumento de las irreversibilidades del ciclo, reduciendo su eficiencia global. Este resultado es

consistente con lo reportado en la literatura para sistemas de compresión de vapor, donde un mayor nivel térmico del entorno penaliza el desempeño energético.

En términos operativos, esto indica que el sistema presenta un mejor desempeño en condiciones climáticas moderadas, mientras que en ambientes más cálidos su eficiencia se ve comprometida. Este comportamiento resulta particularmente relevante para su implementación en climas tropicales, donde la temperatura ambiente puede convertirse en un factor limitante del rendimiento del sistema.

Figura 7

Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura ambiente.



La tendencia observada en la Figura 7 confirma esta interpretación, evidenciando que el trabajo del compresor aumenta de 2,672 kW a 3,121 kW al incrementar la temperatura ambiente de 16 °C a 30 °C. Este comportamiento se debe al aumento en la presión de condensación, lo cual incrementa la relación de compresión y, en consecuencia, el trabajo específico requerido por

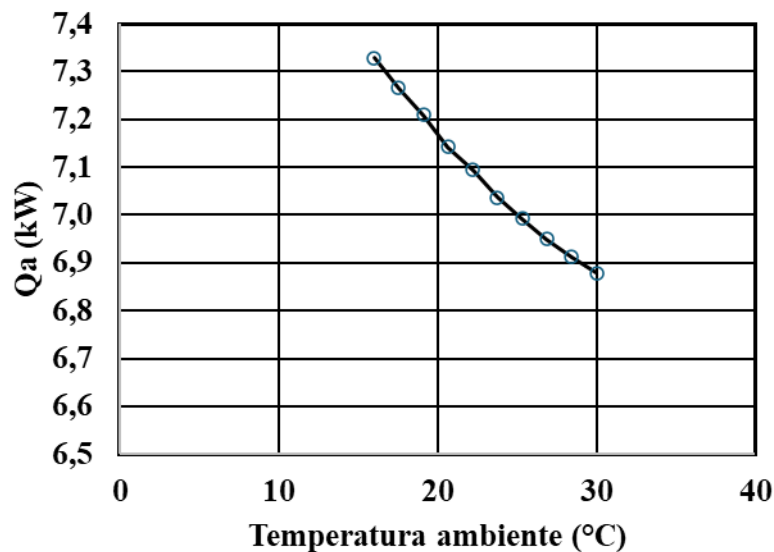
el compresor. Desde el punto de vista termodinámico, este efecto está asociado a un incremento en las irreversibilidades del proceso de compresión, reduciendo la eficiencia global del sistema.

Este resultado es particularmente relevante, ya que demuestra que la pérdida de desempeño del sistema no se debe únicamente a una disminución del calor útil entregado, sino principalmente al incremento del trabajo mecánico requerido. Al comparar los extremos del rango analizado, se observa que el aumento de \dot{W}_{comp} es más significativo que la variación del COP, lo cual evidencia una mayor sensibilidad del compresor frente a cambios en la temperatura ambiente.

En este contexto, se confirma que, bajo condiciones climáticas más cálidas, la penalización energética del sistema está dominada por el subciclo de compresión. Este hallazgo resalta la importancia de optimizar este componente, ya sea mediante mejoras en la eficiencia isentrópica o mediante estrategias de reducción del salto térmico, con el fin de mitigar el impacto de las condiciones ambientales sobre el desempeño global del sistema.

Figura 8

Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura ambiente.



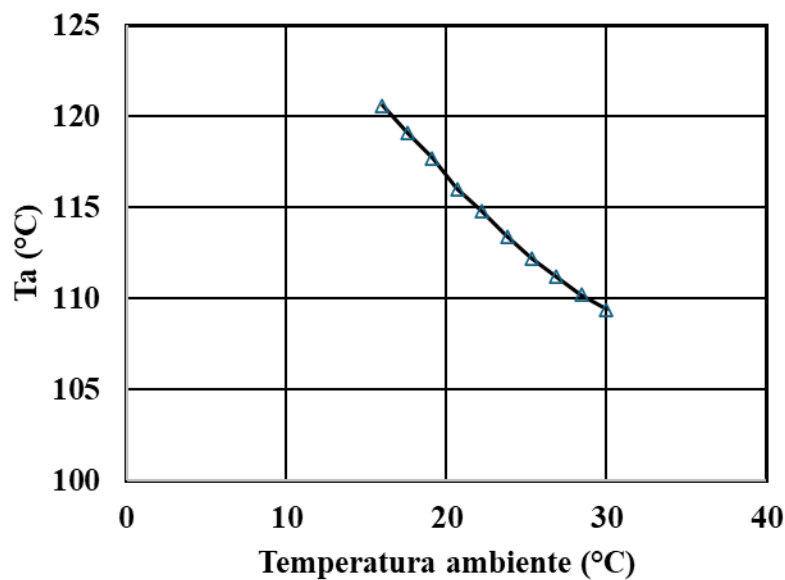
Por su parte, la Figura 8 muestra que el calor en el absorbedor (Q_a) presenta una tendencia decreciente, pasando de 7,328 kW a 6,879 kW a medida que aumenta la temperatura ambiente. Esta disminución sugiere una reducción progresiva en la contribución del subciclo de absorción al levantamiento térmico del sistema.

Este comportamiento puede explicarse por la menor capacidad del sistema para rechazar calor al ambiente a medida que aumenta la temperatura exterior, lo cual afecta directamente el equilibrio de absorción entre el refrigerante y la solución LiBr/H₂O. En particular, el incremento de la temperatura en el absorbedor reduce la diferencia de potencial térmico necesaria para una absorción eficiente, disminuyendo la cantidad de vapor absorbido y, en consecuencia, el calor liberado en este proceso. Esto implica una disminución en la efectividad del subciclo de absorción y un aumento de las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor.

Como resultado, el calor útil aportado por el absorbedor disminuye, lo que obliga al sistema a redistribuir la carga térmica hacia el subciclo de compresión de vapor. Esta redistribución interna del esfuerzo energético evidencia una transición en el comportamiento del sistema híbrido, donde el subciclo mecánico adquiere un papel cada vez más dominante bajo condiciones ambientales más exigentes.

Figura 9

Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura ambiente.



En la Figura 9 se observa que la temperatura del absorbedor (T_a) también presenta una tendencia decreciente, disminuyendo de 120,6 °C a 109,4 °C conforme aumenta la temperatura ambiente. Este resultado indica que el subciclo de absorción opera en condiciones progresivamente menos favorables desde el punto de vista térmico.

La disminución simultánea de T_a sugiere que el absorbedor pierde capacidad para liberar energía útil al sistema, lo cual afecta el acoplamiento térmico entre ambos subciclos. En

consecuencia, el sistema depende en mayor medida del trabajo del compresor para mantener la temperatura final de suministro. Este comportamiento pone en evidencia que el deterioro del rendimiento global no solo responde al aumento de la demanda energética del compresor, sino también a la menor contribución del subciclo de absorción.

Aunque el sistema híbrido mantiene su capacidad de operación dentro del rango analizado, su desempeño se ve penalizado bajo condiciones climáticas más cálidas. En consecuencia, la temperatura ambiente debe ser considerada como un parámetro crítico tanto en el diseño como en la evaluación energética de bombas de calor híbridas de alta temperatura.

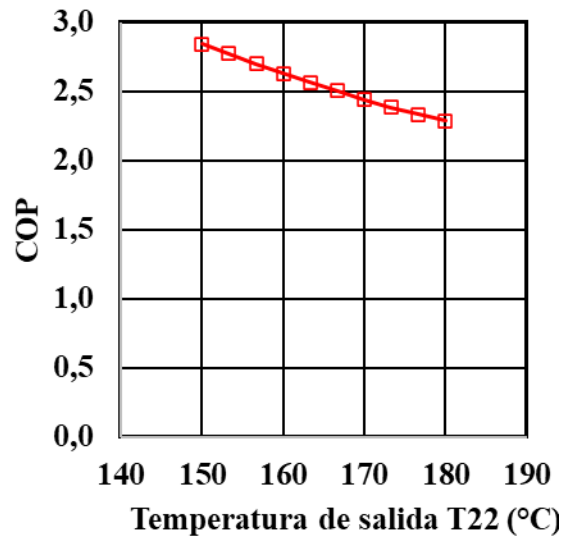
5.3.2 Análisis de sensibilidad respecto a la temperatura de suministro

Con el fin de evaluar la influencia del nivel térmico requerido en la salida del sistema, se analizó la variación de la temperatura de suministro (T_{22}) en el rango de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $180\text{ }^{\circ}\text{C}$, manteniendo constantes la temperatura de la fuente térmica en $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ y la temperatura ambiente en $25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Este análisis permite identificar cómo el incremento en la exigencia térmica del sistema afecta tanto el desempeño global como la distribución interna de los flujos energéticos entre el subciclo de absorción y el subciclo de compresión.

Figura 10

Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura de salida del sistema (T22).



Tal como se observa en la Figura 10, el coeficiente de desempeño (COP) presenta una tendencia decreciente a medida que aumenta la temperatura de suministro. En el rango analizado, el COP disminuye de 2,845 a 2,286, lo cual evidencia una reducción significativa en la eficiencia energética del sistema.

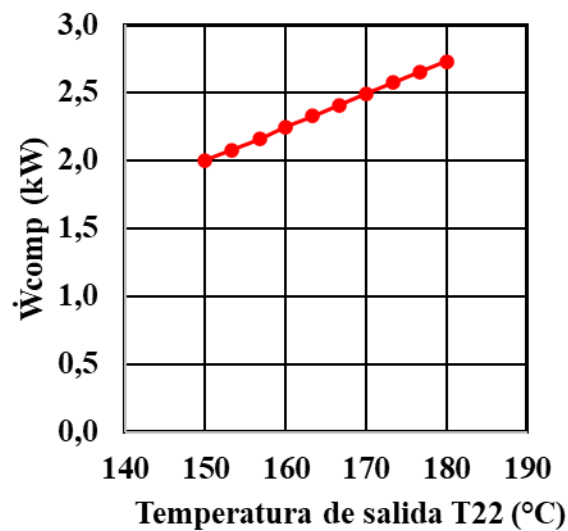
Este comportamiento está directamente relacionado con el incremento del salto térmico global requerido para elevar la temperatura del fluido hasta niveles más altos. A medida que aumenta la temperatura de salida, el sistema debe compensar una mayor diferencia térmica entre la fuente y el sumidero, lo que incrementa la relación de compresión y, en consecuencia, el trabajo específico requerido por el compresor. Desde el punto de vista termodinámico, este efecto se traduce en un aumento de las irreversibilidades del ciclo, particularmente en los procesos de compresión y transferencia de calor.

En términos energéticos, esto implica que una mayor fracción de la energía suministrada al sistema se destina a cubrir el trabajo mecánico, reduciendo la proporción de energía útil entregada como calor. Este comportamiento pone en evidencia un compromiso inherente en las bombas de calor de alta temperatura: a medida que se incrementa el nivel térmico de suministro, la eficiencia del sistema se ve penalizada.

Este resultado es consistente con lo reportado en la literatura para sistemas de alta temperatura, donde el desempeño energético disminuye al aumentar el nivel térmico requerido. En consecuencia, la selección de la temperatura de suministro debe realizarse considerando un balance entre las necesidades del proceso y la eficiencia energética del sistema, especialmente en aplicaciones industriales donde se demandan altos niveles térmicos.

Figura 11

Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura de salida del sistema.

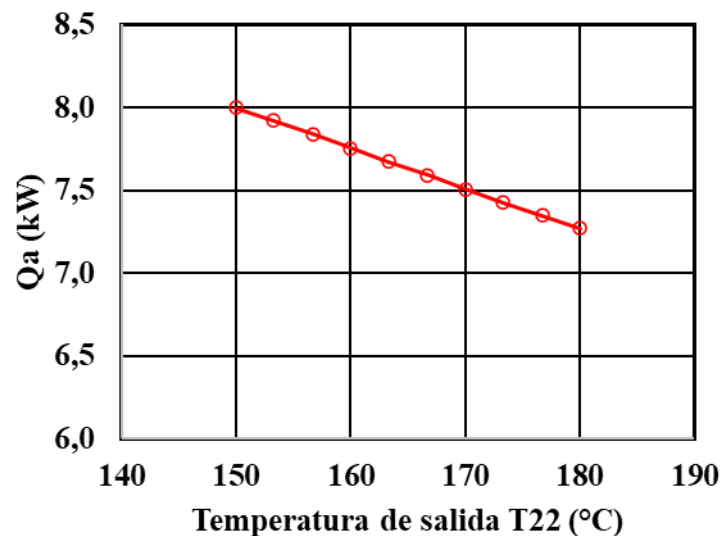


La Figura 11 muestra que el trabajo del compresor aumenta de 2,001 kW a 2,73 kW a medida que se incrementa la temperatura de suministro. Este resultado confirma que el principal impacto del aumento de T22 se refleja en el incremento del consumo energético del subciclo de compresión.

Este comportamiento se debe a que el sistema debe operar a una mayor relación de compresión para alcanzar el nivel térmico requerido, lo cual incrementa de manera significativa el trabajo mecánico necesario. De hecho, el aumento del trabajo del compresor es el factor dominante en la disminución del COP, ya que el sistema requiere mayor energía para entregar una carga térmica similar.

Figura 12

Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura de salida del sistema.



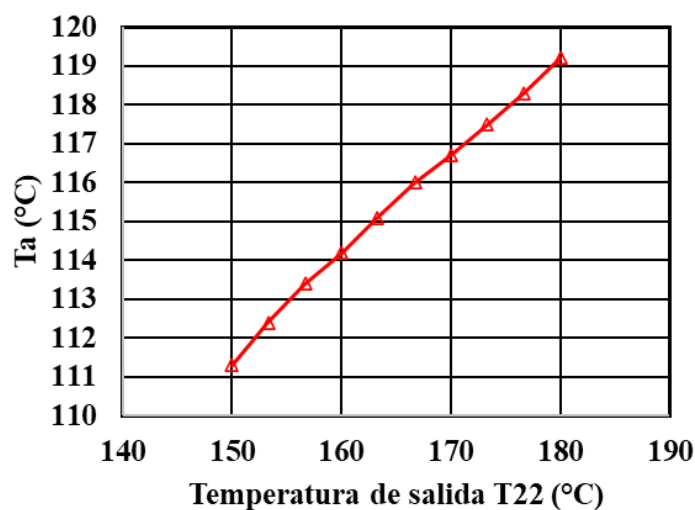
En la Figura 12 se observa que el calor en el absorbedor (Q_a) presenta una tendencia decreciente, disminuyendo de 7,999 kW a 7,27 kW conforme aumenta la temperatura de suministro.

Este comportamiento indica que el subciclo de absorción reduce progresivamente su contribución al levantamiento térmico del sistema. A medida que el sistema opera bajo condiciones más exigentes, el proceso de absorción pierde efectividad, ya que resulta menos eficiente para transferir energía útil a niveles térmicos elevados.

Como consecuencia, se evidencia una redistribución interna de la carga energética del sistema, en la cual el subciclo de compresión asume un papel cada vez más dominante en el cumplimiento de las condiciones de operación.

Figura 13

Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura de salida del sistema.



Tal como se muestra en la Figura 13, la temperatura del absorbedor (T_a) presenta una tendencia creciente, pasando de 111,3 °C a 119,2 °C a medida que aumenta la temperatura de suministro.

Este comportamiento está asociado al incremento en las condiciones de presión y temperatura del sistema, necesarias para mantener el equilibrio termodinámico entre el refrigerante y la solución absorbente. En otras palabras, el sistema debe operar a niveles térmicos más elevados para sostener el proceso de absorción bajo mayores exigencias de salida.

Sin embargo, este aumento de temperatura no se traduce en una mayor transferencia de calor útil, como lo evidencia la disminución de Q_a . Esto indica que el absorbedor opera en condiciones menos eficientes, reflejando una pérdida de efectividad del subciclo de absorción.

En conjunto, los resultados muestran que el incremento en la temperatura de suministro genera tres efectos principales sobre el sistema híbrido: una disminución del coeficiente de desempeño (COP), un aumento significativo en el trabajo del compresor y una reducción en la contribución del subciclo de absorción.

En consecuencia, la temperatura de suministro se consolida como una de las variables más críticas en el diseño y operación de bombas de calor híbridas de alta temperatura, ya que determina directamente el balance entre eficiencia energética y nivel térmico alcanzado.

5.3.3 Análisis de sensibilidad variando la temperatura ambiente y la temperatura de suministro

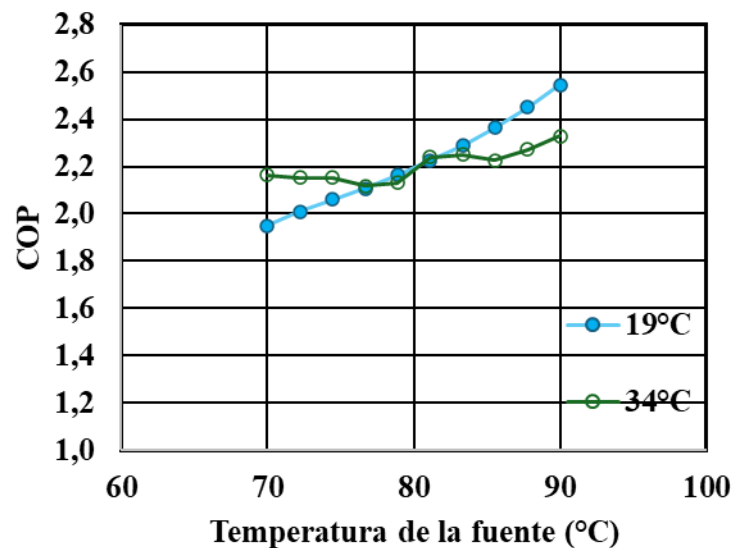
Con el propósito de evaluar el efecto combinado de las condiciones climáticas y la disponibilidad de calor residual sobre el desempeño de la bomba de calor híbrida, se realizó un análisis de sensibilidad considerando dos valores representativos de temperatura ambiente: 19 °C

y 34 °C, mientras que la temperatura de la fuente térmica se varió en el intervalo de 70 °C a 90 °C. En todos los casos se mantuvo constante la temperatura de salida del sistema en 180 °C.

Este análisis permite identificar no solo el efecto individual de cada variable, sino también la forma en que ambas interactúan para modificar la distribución de cargas térmicas entre el subciclo de absorción y el subciclo de compresión, así como el desempeño energético global del sistema.

Figura 14

Variación del coeficiente de desempeño (COP) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente.



Tal como se observa en la Figura 14, el coeficiente de desempeño (COP) presenta una tendencia creciente con el aumento de la temperatura de la fuente térmica en ambos escenarios de temperatura ambiente analizados. Este comportamiento confirma que una mayor temperatura

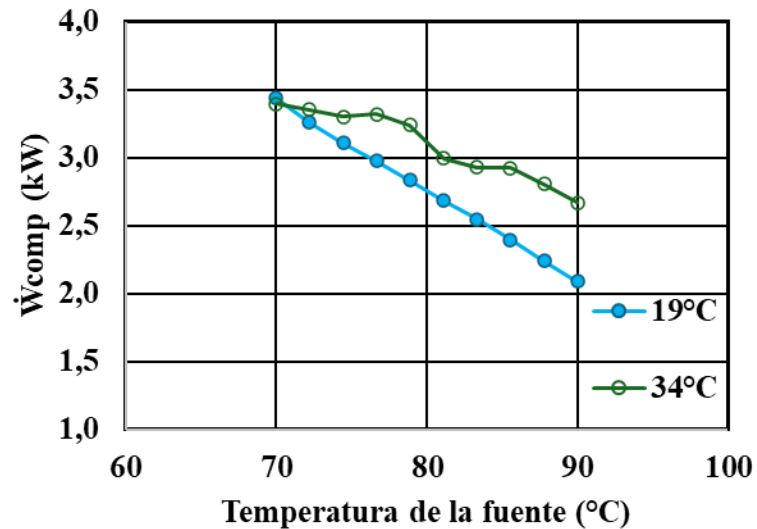
de la fuente favorece el desempeño del sistema, al reducir la exigencia térmica necesaria para alcanzar la temperatura de suministro establecida.

Asimismo, se aprecia que el sistema opera con valores de COP más elevados cuando la temperatura ambiente es de 19 °C, especialmente a medida que la temperatura de la fuente supera los valores intermedios del rango evaluado. En este caso, el incremento del COP es más pronunciado, alcanzando los mayores valores del análisis. Por el contrario, para 34 °C, aunque también se observa una mejora progresiva del desempeño con la temperatura de la fuente, los valores de COP permanecen sistemáticamente por debajo de los correspondientes a 19 °C.

Este resultado indica que condiciones ambientales más cálidas introducen una penalización energética en la operación del sistema. Desde el punto de vista termodinámico, ello puede asociarse con una mayor dificultad para rechazar calor al entorno, lo que limita parcialmente el beneficio derivado del aumento en la temperatura de la fuente térmica. En consecuencia, aunque una fuente más caliente mejora el desempeño en ambos casos, dicho efecto es más favorable bajo condiciones ambientales moderadas.

Figura 15

Variación del trabajo del compresor (\dot{W}_{comp}) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente.



La Figura 15 muestra que el trabajo del compresor disminuye a medida que aumenta la temperatura de la fuente térmica en ambos escenarios analizados. Este comportamiento es consistente con la tendencia observada en el COP y confirma que una fuente térmica de mayor nivel reduce la exigencia del subciclo de compresión.

Desde una perspectiva física, este resultado se explica porque, al incrementarse la temperatura de la fuente, el subciclo de absorción aporta una mayor fracción del levantamiento térmico total requerido por el sistema. En consecuencia, el compresor necesita suministrar una menor cantidad de trabajo mecánico para alcanzar la temperatura de entrega establecida.

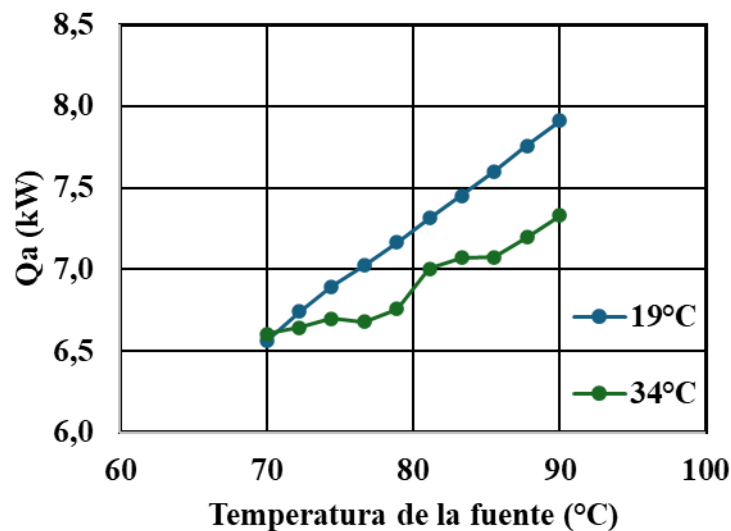
Adicionalmente, se observa una diferencia clara entre los dos escenarios de temperatura ambiente. Para 19 °C, la reducción del trabajo del compresor es más marcada en todo el intervalo

de temperaturas de la fuente, alcanzándose los valores más bajos al final del rango analizado. En cambio, para 34 °C, el trabajo del compresor se mantiene en niveles superiores, lo que evidencia una mayor dependencia del subciclo de compresión bajo condiciones ambientales más exigentes.

En términos globales, estos resultados indican que el aumento de la temperatura ambiente afecta negativamente la eficiencia del sistema, ya que incrementa la carga operativa del compresor incluso cuando se dispone de una fuente térmica relativamente alta.

Figura 16

Variación del calor en el absorbedor (Q_a) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente.



En la Figura 16 se observa que el calor liberado en el absorbedor (Q_a) presenta una tendencia creciente con el aumento de la temperatura de la fuente térmica en ambos niveles de temperatura ambiente. Este comportamiento evidencia que el subciclo de absorción incrementa

su contribución al desempeño global del sistema cuando dispone de una fuente de calor residual a mayor temperatura.

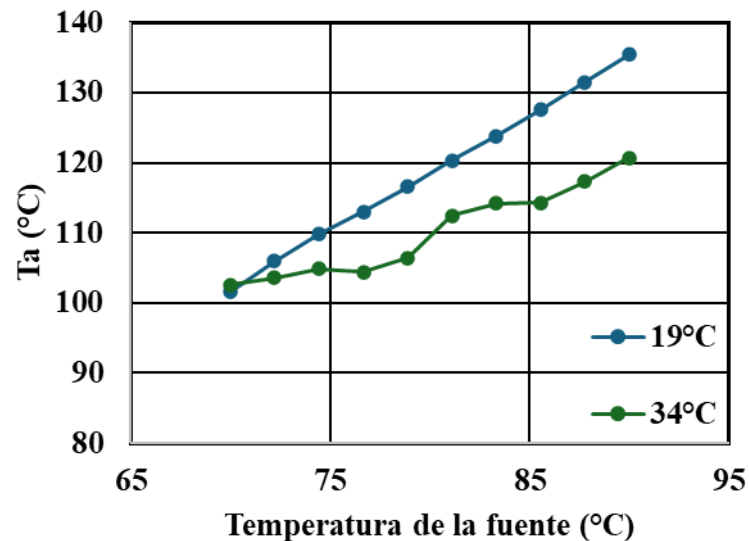
Para la condición de 19 °C, los valores de Q_a aumentan de manera sostenida a lo largo de todo el rango evaluado, alcanzando magnitudes superiores a las obtenidas para 34 °C. Esto sugiere que, bajo condiciones ambientales más moderadas, el absorbedor opera en un régimen más favorable, permitiendo una mayor recuperación y transferencia de energía térmica útil.

En el caso de 34 °C, aunque Q_a también se incrementa con la temperatura de la fuente, dicho aumento es más moderado y los valores permanecen por debajo de los del escenario de 19 °C. Este comportamiento indica una menor efectividad del subciclo de absorción en condiciones ambientales más cálidas, lo cual resulta consistente con la reducción del COP y el mayor requerimiento de trabajo del compresor observados previamente.

Por tanto, el análisis de Q_a confirma que la mejora del desempeño del sistema no depende únicamente de la temperatura de la fuente térmica, sino también de la capacidad del subciclo de absorción para aprovechar dicha energía bajo distintas condiciones ambientales.

Figura 17

Variación de la temperatura del absorbedor (T_a) en función de la temperatura de la fuente térmica para diferentes valores de temperatura ambiente.



Tal como se presenta en la Figura 17, la temperatura del absorbedor (T_a) aumenta con la temperatura de la fuente térmica en ambos casos evaluados. Este comportamiento es coherente con el incremento del nivel térmico interno del sistema y con la necesidad de preservar el equilibrio termodinámico entre el refrigerante y la solución absorbente a medida que se intensifica la operación.

Se observa además que, para una temperatura ambiente de 19 °C, la temperatura del absorbedor alcanza valores superiores a los obtenidos para 34 °C en prácticamente todo el rango de análisis. Esta tendencia guarda coherencia con los mayores valores de Q_a y COP registrados en dicho escenario, lo que sugiere una operación más favorable del subciclo de absorción.

Por el contrario, cuando la temperatura ambiente es de 34 °C, aunque T_a también aumenta con la temperatura de la fuente, sus valores son menores y su evolución resulta más

moderada. Esto indica que el absorbedor opera bajo condiciones menos favorables desde el punto de vista de la transferencia térmica, lo cual contribuye a explicar la menor eficiencia global del sistema en este escenario.

En conjunto, la evolución de T_a confirma que la temperatura ambiente influye de manera significativa en el comportamiento interno del subciclo de absorción y, por ende, en el desempeño general de la bomba de calor híbrida.

5.4 Consumo energético anual en la ciudad de Bucaramanga

Con el fin de estimar el comportamiento energético del sistema bajo condiciones reales de operación, se calculó el consumo energético anual de la bomba de calor híbrida a partir de la distribución de temperaturas ambiente registrada para la ciudad de Bucaramanga. Para ello, se utilizó la frecuencia anual de ocurrencia de cada valor de temperatura ambiente y la potencia del compresor obtenida en la simulación para cada una de dichas condiciones.

Figura 18

Distribución anual de horas de operación en función de la temperatura ambiente en la ciudad de Bucaramanga.

| T_amb | # Data | # hrs/year | % time |
|--------------|---------------|-------------------|---------------|
| 19 | 31 | 6.13 | 0.07% |
| 20 | 615 | 121.63 | 1.39% |
| 21 | 1898 | 375.38 | 4.29% |
| 22 | 4711 | 931.73 | 10.64% |
| 23 | 6800 | 1344.89 | 15.35% |
| 24 | 6487 | 1282.99 | 14.65% |
| 25 | 5458 | 1079.47 | 12.32% |
| 26 | 4359 | 862.12 | 9.84% |
| 27 | 3625 | 716.95 | 8.18% |
| 28 | 3363 | 665.13 | 7.59% |
| 29 | 3150 | 623.00 | 7.11% |
| 30 | 2234 | 441.84 | 5.04% |
| 31 | 1099 | 217.36 | 2.48% |
| 32 | 402 | 79.51 | 0.91% |
| 33 | 55 | 10.88 | 0.12% |
| 34 | 5 | 0.99 | 0.01% |
| Total | 44292 | 8760.0 | 100% |

Nota. Adaptado de *Technical and Environmental Evaluation of CO₂-based Booster Refrigeration Systems*, por Vergara-Teran, D., Aranda-Gil, G., y, Amaris, C. (2024).

La Figura 18 muestra la frecuencia de ocurrencia de cada temperatura ambiente a lo largo del año, expresada en número de horas. Esta información permitió ponderar el consumo energético del sistema de acuerdo con las condiciones climáticas reales del entorno.

Para cada valor de temperatura ambiente, se utilizó la potencia del compresor obtenida en la simulación y se multiplicó por el número de horas anuales en que dicha temperatura ocurre.

Posteriormente, se realizó la suma de todos estos valores con el fin de determinar el consumo energético total del sistema.

Tabla 7

Consumo energético anual de la bomba de calor híbrida en función de la temperatura ambiente.

| T_{amb} (°C) | \dot{W}_{Total} (kW) | #hrs/year | \dot{W}_{comp} (kWh) |
|----------------|------------------------|-----------|------------------------|
| 19 | 3,929 | 6,13 | 24,08477 |
| 20 | 3,985 | 121,63 | 484,69555 |
| 21 | 4,05 | 375,38 | 1520,289 |
| 22 | 4,127 | 931,73 | 3845,24971 |
| 23 | 4,203 | 1344,89 | 5652,57267 |
| 24 | 4,298 | 1282,99 | 5514,29102 |
| 25 | 4,277 | 1079,47 | 4616,89319 |
| 26 | 4,363 | 862,12 | 3761,42956 |
| 27 | 4,443 | 716,95 | 3185,40885 |
| 28 | 4,507 | 665,13 | 2997,74091 |
| 29 | 4,468 | 623 | 2783,564 |
| 30 | 4,561 | 441,84 | 2015,23224 |
| 31 | 4,637 | 217,36 | 1007,89832 |
| 32 | 4,756 | 79,51 | 378,14956 |
| 33 | 4,692 | 10,88 | 51,04896 |
| 34 | 4,618 | 0,99 | 4,57182 |

| | |
|--------------|------------|
| Total | 37843,1201 |
|--------------|------------|

Los resultados presentados en la Tabla 7 indican que el consumo energético anual de la bomba de calor híbrida es de 37,843.1201 kWh/año. Este valor corresponde principalmente al consumo eléctrico del compresor, el cual representa la principal demanda energética del sistema.

Para efectos comparativos, se consideró una caldera de gas convencional equivalente, capaz de suministrar la misma carga térmica útil de 10 kW requerida por el sistema propuesto. De acuerdo con referencias técnicas de eficiencia de calderas, una caldera no condensante presenta eficiencias térmicas típicas del orden de 85%, mientras que las condensantes pueden alcanzar valores entre 92% y 95%.

Bajo este criterio, una caldera de gas con eficiencia de 85% requeriría un consumo energético aproximado de 11.76 kW para entregar de manera continua los 10 kW útiles requeridos. Considerando operación continua a lo largo del año, esto representa un consumo anual de aproximadamente 103,018 kWh/año.

Al comparar ambos sistemas, se evidencia una diferencia significativa en el consumo energético. En particular, la bomba de calor híbrida consume únicamente el 36.7% de la energía requerida por la caldera convencional, lo que pone en evidencia su alta eficiencia energética.

En términos de ahorro, esto representa una reducción del consumo energético de aproximadamente 63.3% respecto al uso de una caldera de gas para la misma aplicación térmica.

Esta diferencia se explica porque, en la caldera de gas, la totalidad del calor útil proviene de la combustión del combustible, mientras que en la bomba de calor híbrida el consumo externo está asociado principalmente al trabajo del compresor y de los equipos auxiliares, siendo el resto de la energía térmica recuperada a partir de una fuente de calor residual.

En consecuencia, el sistema propuesto no solo reproduce adecuadamente el comportamiento termodinámico esperado, sino que también demuestra un alto potencial de ahorro energético, consolidándose como una alternativa altamente eficiente para aplicaciones de alta temperatura en la ciudad de Bucaramanga.

6. Conclusiones

La bomba de calor híbrida de alta temperatura presenta un desempeño energético favorable para la producción de agua caliente, con valores de coeficiente de rendimiento (COP) que evidencian su viabilidad técnica. El sistema demuestra capacidad para operar bajo condiciones climáticas variables, aunque su eficiencia depende significativamente de factores como la temperatura ambiente y la temperatura de suministro, lo que confirma su potencial como alternativa eficiente frente a tecnologías térmicas convencionales

Se identificaron las condiciones de operación del sistema de bomba de calor híbrida de alta temperatura, estableciendo como variables principales la temperatura ambiente (16–34 °C), la temperatura de la fuente térmica (70–90 °C) y la temperatura de suministro (150–180 °C). Estas condiciones fueron definidas a partir de datos climáticos de la ciudad de Bucaramanga y valores reportados en la literatura para aplicaciones industriales, permitiendo representar escenarios de operación realistas. La delimitación de estos rangos permitió analizar el comportamiento del sistema bajo condiciones coherentes con su posible implementación, evidenciando su capacidad para cubrir demandas térmicas elevadas en aplicaciones reales

Se desarrolló un modelo termodinámico del sistema híbrido absorción–compresión mediante el software EES, basado en balances de masa y energía y en la definición de condiciones operativas realistas. El modelo permitió describir de manera consistente el comportamiento de los subciclos de absorción y compresión, así como su acoplamiento térmico, evidenciando que la integración de ambos mecanismos permite distribuir el salto térmico total y reducir la carga energética del compresor en comparación con sistemas convencionales.

El proceso de validación mostró una buena concordancia con datos de la literatura, presentando errores relativos generalmente inferiores al 10% y con valores mínimos del orden de 1.4% en condiciones de alta temperatura. Estos resultados confirman la capacidad del modelo para reproducir adecuadamente el comportamiento termodinámico del sistema y respaldan su uso como herramienta de análisis.

El análisis de las variables operacionales permitió establecer que el coeficiente de desempeño (COP) está fuertemente influenciado por las condiciones térmicas del sistema. Se determinó que el incremento de la temperatura de la fuente térmica mejora el COP al reducir el salto térmico requerido, disminuyendo el trabajo del compresor. Por el contrario, el aumento de la temperatura ambiente dificulta el rechazo de calor, incrementa las presiones de operación y eleva el consumo energético, lo que reduce el COP. De igual manera, el incremento en la temperatura de suministro genera una disminución del desempeño debido al aumento en la relación de compresión y en la demanda energética del sistema. Estos resultados evidencian que el comportamiento del COP depende directamente del balance entre la carga térmica requerida y las condiciones de operación del entorno

Se estimó el consumo energético anual del sistema considerando las condiciones climáticas de Bucaramanga, obteniendo un valor aproximado de 37,843.12 kWh/año. Al comparar este resultado con una caldera de gas convencional equivalente, se determinó que la bomba de calor híbrida consume únicamente el 36.7% de la energía requerida por la caldera, lo que representa un ahorro energético aproximado del 63.3%. Este resultado evidencia de manera clara el alto potencial del sistema para mejorar la eficiencia energética en aplicaciones térmicas de alta temperatura.

Este trabajo puede servir como punto de partida para desarrollar estudios comparativos del desempeño de otras configuraciones de sistemas térmicos en condiciones climáticas similares a las de la ciudad de Bucaramanga. Entre las alternativas de interés se encuentran los sistemas en cascada, sistemas multi-eyector y sistemas paralelos con eyector, los cuales han mostrado un potencial significativo en aplicaciones de refrigeración y calefacción de alta eficiencia.

Se recomienda ampliar el análisis hacia el uso de diferentes fluidos de trabajo. Si bien en este estudio se emplea agua (R718) como refrigerante, resulta pertinente evaluar el desempeño de otros refrigerantes naturales, como el amoníaco (NH_3), que presentan propiedades termodinámicas favorables y un bajo impacto ambiental. Esta comparación permitiría identificar configuraciones óptimas en términos de eficiencia energética, seguridad operativa y sostenibilidad.

Referencias Bibliográficas

- Arpagaus, C., Bless, F., Uhlmann, M., Schiffmann, J., & Bertsch, S. S. (2018b). High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials. *Energy (Oxford, England)*, 152, 985–1010. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.03.166>
- ASHRAE. (2019). ASHRAE handbook—HVAC applications. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook>
- Banasiak, K., Palacz, M., Hafner, A., Buliński, Z., Smółka, J., Nowak, A. J., & Fic, A. (2014). A CFD-based investigation of the energy performance of two-phase R744 ejectors to recover the expansion work in refrigeration systems: An irreversibility analysis. *Revue internationale du froid [International Journal of Refrigeration]*, 40, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.002>
- Bansal, P. (2012). A review – Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. *Applied Thermal Engineering*, 41, 18–29. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006>
- Bellos, E., Lykas, P., Sammoutos, C., Kitsopoulou, A., Gonidaki, D., Vidalis, E., Rahbari, H. R., Arabkoohsar, A., & Tzivanidis, C. (2026). Transient investigation of solar-powered absorption heat transformers for process heat production in industries. *Renewable Energy*, 256(124316), 124316. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2025.124316>
- Beshr, M., Aute, V., Sharma, V., Abdelaziz, O., Fricke, B., & Radermacher, R. (2015). A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems

using low GWP refrigerants. *Revue Internationale Du Froid [International Journal of Refrigeration]*, 56, 154–164. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.025>

Caloryfrio, I. A. (2018, noviembre 9). Impacto de los refrigerantes en el medio ambiente: pasado, presente y futuro - caloryfrio.com. *Caloryfrio.com; Caloryfrio*.
<https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/impacto-refrigerantes-en-medio-ambiente.html>

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An engineering approach (8th ed.)*. McGraw-Hill.

Chua, K. J., Chou, S. K., & Yang, W. M. (2010). Advances in heat pump systems: A review. *Applied Energy*, 87(12), 3611–3624.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.014>

Elbel, S., & Hrnjak, P. (2008). Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *Revue Internationale Du Froid [International Journal of Refrigeration]*, 31(3), 411–422.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013>

Herold, K. E., Radermacher, R., & Klein, S. A. (2016). *Absorption chillers and heat pumps (2nd ed.)*. CRC Press.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer (7th ed.)*. John Wiley & Sons.

International Energy Agency (IEA). (2022). *The future of heat pumps*.
<https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>

Jouhara, H., Żabnieńska-Góra, A., Delpech, B., Olabi, V., El Samad, T., & Sayma, A. (2024). High-temperature heat pumps: Fundamentals, modelling approaches and

applications. *Energy (Oxford, England)*, 303(131882), 131882.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131882>

Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Butterworth-Heinemann.

Linton, J. W. (1990). Description and test results of a high temperature heat pump test facility. En *Heat Pumps* (pp. 455–465). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-040193-5.50055-9>

Lund, J. W., & Toth, A. N. (2021). Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review. *Geothermics*, 90(101915), 101915.
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>

Marsh, J. (2018). Data View 2D – Weather Data Visualization.
<https://drajmarsh.bitbucket.io/data-view2d.html>

Minea, V. (2010). Improvements of high-temperature drying heat pumps. *Revue Internationale Du Froid [International Journal of Refrigeration]*, 33(1), 180–195.
<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.010>

Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2014). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (8th ed.). John Wiley & Sons.

Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3), 394–398.
<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>

Saffari, M., Keogh, D., De Rosa, M., & Finn, D. P. (2023). Technical and economic assessment of a hybrid heat pump system as an energy retrofit measure in a residential building. *Energy and Buildings*, 295(113256), 113256.

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113256>

Sengupta, A., & Sankar Dasgupta, M. (2023). Energy and advanced exergoeconomic analysis of a novel ejector-based CO₂ refrigeration system and its optimization for supermarket application in warm climates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 44(102056), 102056. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.102056>

Sumeru, K., Nasution, H., & Ani, F. N. (2012). A review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(7), 4927–4937.

<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.058>

Wei, J., Wu, D., & Wang, R. Z. (2025). Double absorption-compression heat pump system for waste-heat recovery: conceptual design and thermodynamic assessment. *Energy Conversion and Management*, 345(120419), 120419. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2025.120419>

Wu, D., Wei, J., & Wang, R. Z. (2025). Performance investigation of a new hybrid high-temperature heat PUMP with natural water medium. *Energy (Oxford, England)*, 314(134339), 134339. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134339>

Wu, D., Hu, B., Wang, R. Z., Fan, H., & Wang, R. (2020). The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants. *Renewable Energy*, 154, 715–722. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.03.034>