

Estudio experimental de una bomba de calor de fuente de agua (WSHP): evaluación del refrigerante R32 como reemplazo directo del R410A

Experimental study of a water source heat pump (WSHP): evaluation of R32 refrigerant
as a direct replacement for R410A

Juan Manuel Belman Flores^{1*}, Vicente Pérez García¹, María Fernanda Meza Enríquez¹, Luiz Machado²

¹ Grupo IRSE, Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingenierías, Campus Irapuato Salamanca, Universidad de Guanajuato.

jfbelman@ugto.mx; v.perez@ugto.mx; mf.mezaenriquez@ugto.mx

² Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil.

luizm@demec.ufmg.br

*Autor de correspondencia

Resumen

Palabras clave:

Bajo-GWP; COP;
energía; R32; TEWI.

Se evaluó experimentalmente el comportamiento energético de una bomba de calor de fuente de agua, en modo calor, usando el R32 como sustituto directo del R410A. Para esto, se construyó un banco experimental simulando condiciones operativas del caudal y temperatura de la fuente de agua (mezcla agua-glicol), así como la condición del *set-point* (temperatura del espacio a climatizar). Con estas condiciones se amplía la información existente en la literatura, posicionando al R32 como una opción viable a corto y mediano plazo. Los resultados indicaron que el R32 mostró un mejor desempeño que el R410A, logrando incrementos del COP de hasta 40%. Para temperaturas del *set-point* de 31 °C y 28 °C, la bomba mostró ahorros energéticos del 37% usando el R32 en comparación con el R410A. Finalmente, se realizó un análisis TEWI, donde el R32 presentó una reducción del 84.2% en las emisiones indirectas debido al menor consumo energético.

Abstract

Keywords:

Low-GWP; COP;
energy; R32; TEWI.

The energy performance of a water-source heat pump in heating mode was experimentally evaluated using R32 as a direct replacement for R410A. For this purpose, an experimental bench was constructed to simulate the operating conditions of the water source (water-glycol mixture) flow rate and temperature, as well as the set-point condition (space-heating temperature). These conditions expand on the existing literature, positioning R32 as a viable option in the short- and medium-term. The results indicated that R32 outperformed R410A, achieving COP increases of up to 40%. For set-point temperatures of 31 °C and 28 °C, the pump achieved 37% energy savings with R32 compared to R410A. Finally, a TEWI analysis was performed, where R32 showed an 84.2% reduction in indirect emissions due to lower energy consumption.

Recibido: 26 de octubre de 2025

Aceptado: 04 de febrero de 2026

Publicado: 18 de marzo de 2026

Cómo citar: Belman, J. M.; Pérez, V.; Meza, M. F.; & Machado, L. (2026). Estudio experimental de una bomba de calor de fuente de agua (WSHP): evaluación del refrigerante R32 como reemplazo directo del R410A. *Acta Universitaria*, 36, e4900. doi: <https://doi.org/10.15174/au.2026.4900>

Introducción

Aproximadamente el 50% de la energía demandada en los hogares durante el año 2021 fue utilizada para la calefacción y el calentamiento de agua. Este consumo representó alrededor de 2450 Mton de emisiones directas de CO₂ al ambiente (International Energy Agency [IEA], 2022a). Ante este panorama, las bombas de calor se presentan como una tecnología alternativa para reemplazar a los sistemas convencionales de calefacción residencial y comercial, incluso en aplicaciones industriales. Las bombas de calor se han convertido en una tecnología clave en la transición hacia fuentes generadoras de calor sustentables y seguras. De hecho, en el año 2021, cerca del 10% de las necesidades globales de calefacción de espacios se cubrieron con bombas de calor (IEA, 2022b).

Las bombas de calor de fuente de agua (WSHP, por sus siglas en inglés) se han consolidado en los últimos años como una opción viable para producir energía térmica de manera eficiente y sustentable. Entre sus principales ventajas destacan la capacidad de producción de agua caliente a una temperatura relativamente constante, menores emisiones de CO₂ en comparación con los sistemas de climatización convencionales (Jung *et al.*, 2021), menor costo operativo y de mantenimiento, diseño flexible, entre otras. Gracias a estas características, las WSHP son una solución interesante y rentable para hacer frente a las emisiones de carbono asociadas a la calefacción y suministro de agua caliente en el sector residencial. Sin embargo, uno de los desafíos para estos sistemas es la disponibilidad de refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (GWP, por sus siglas en inglés) en el mercado de cada país.

Uno de los refrigerantes más utilizados y que actualmente se busca sustituir es el R410A, el cual es una mezcla de R32 y R125 a una razón en masa de 50/50. Este fluido de trabajo es ampliamente usado en el sector residencial e industrial, tanto en equipos de aire acondicionado estacionarios como en bombas de calor. El R410A ofrece una alta eficiencia en sistemas de refrigeración, pero su alto valor GWP de 2088 plantea la necesidad de buscar alternativas más eficientes e inocuas para el ambiente (Heredia-Aricapa *et al.*, 2020). México es uno de los países que ha adoptado la implementación de la Enmienda de Kigali; así, en su hoja de ruta se ha propuesto al R32 como sustituto del R410A a corto y mediano plazo (Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales [SEMARNAT], 2019), el cual es un hidrofluorocarbono puro con una destrucción de la capa de ozono nula y un GWP de 675.

Durante la última década, algunos estudios han evaluado el desempeño de las bombas de calor (WSHP) usando el R32 como fluido de trabajo, en comparación con el tradicional R410A. En este sentido, Barve & Cremaschi (2012) compararon experimentalmente el R410A y R32 en un equipo de 18.6 kW, cuyos datos obtenidos para el R32 mostraron un incremento en el coeficiente de desempeño (COP) del 10% al 17% para el funcionamiento en modo calor con respecto al refrigerante R410A. Los resultados también indicaron presiones y temperaturas de descarga más altas en comparación con las del R410A.

Por su parte, In *et al.* (2014) analizaron el desempeño de una bomba de calor de 4 kW de capacidad de calentamiento usando el R410A y R32. Los autores encontraron que la masa óptima de refrigerante requerida con R32 fue un 18% menor con respecto al R410A, mientras que la capacidad de calentamiento del R32 incrementó un 5% en comparación al R410A. También se observaron aumentos en la temperatura y en la presión de descarga usando el R32.

Aunado a lo anterior, Alabdulkarem *et al.* (2015) concluyeron que para aplicaciones en modo calor el R32 mostró una capacidad de calentamiento entre el 4% y 7.8% superior a la del R410A. Cho *et al.* (2016) demostraron que usando el R32 en un sistema de múltiples bombas de calor se alcanzaron incrementos del COP en 6.2%, 7.2% y 8.1%, en comparación con el R410A para temperaturas exteriores de 7 °C, -10 °C y -15 °C, respectivamente. Sun *et al.* (2019) evaluaron el uso de mezclas de CO₂/R32 en una bomba de calor. Los resultados indicaron un incremento máximo del COP del 23.3% en modo calor usando una fracción de masa del CO₂ de 0.6.

Lee *et al.* (2024) propusieron el uso de refrigerantes alternos como el R466A y R32 como reemplazo del R410A. Según estos experimentos, las cargas de refrigerante óptimas fueron 20.2% menor para el R32 y 6.3% mayor para el R466A, esto con respecto al R410A. El resultado para el R32 arrojó una capacidad de calentamiento 3% mayor y un COP 3% menor en comparación con el R410A. En el mismo sentido que el trabajo anterior, Yulianto *et al.* (2024) seleccionaron experimentalmente la carga óptima del R32 para un calentador de agua con bomba de calor de capacidad de 4 kW. Los autores encontraron que con una masa de 0.61 kg obtuvieron el máximo COP de 5.62.

Por otro lado, los principales usos de la energía en los hogares mexicanos se concentran en el calentamiento de agua y, en menor medida, en la climatización, este último depende de la zona geográfica. En México, el 43.5% de las viviendas usa algún tipo de calentador de agua, donde se contabiliza un total de 14.6 millones de equipos, de los cuales 11 millones son calentadores de agua usando gas. En contraste, solo el 6.3% de las viviendas cuenta con algún tipo de equipo de calefacción, lo que representa 2.6 millones de equipos en uso (Instituto Nacional de Estadística y Geografía [INEGI], 2018).

Las bombas de calor de fuente de agua son equipos no muy conocidos o poco utilizados en México. Sin embargo, en el territorio nacional se poseen climas moderados y relativamente estables que pueden contribuir a un mejor desempeño de las WSHP. Otro aspecto relevante es que México forma parte de los tratados internacionales, lo que compromete al país a disminuir sus emisiones de CO₂ y otros gases de efecto invernadero. Para cumplir estos compromisos, la integración de las WSHP en el rubro de la climatización y en el calentamiento de agua para uso residencial se vuelve más atractivo y necesario debido a que su impacto ambiental es mucho menor, comparado con los sistemas convencionales actualmente empleados para satisfacer esas necesidades.

Ante el panorama actual de las WSHP a nivel nacional, y con la finalidad de buscar refrigerantes con menor impacto ambiental, en este trabajo se propone la evaluación experimental del desempeño energético de una bomba de calor de fuente de agua empleando el R32 como sustituto directo del R410A. Con ello, se exploran aquellas condiciones operativas que permitan un mejor desempeño de la bomba funcionando en modo calor con el R32 frente al R410A. Así, se amplía la información operacional existente en la literatura, para lo cual se construyó un banco experimental donde se simulaban ciertas condiciones de operación mediante la variación de parámetros como el caudal volumétrico y la temperatura de la fuente (mezcla de agua-etilenglicol), así como la condición térmica (*set-point*) del espacio a climatizar. Esto último se realizó como un aspecto novedoso que brinda más información operacional de la bomba. Los principales resultados incluyen comparativas entre ambos refrigerantes en parámetros como el COP, la capacidad térmica y el consumo energético. Además, se realizó un análisis del impacto total equivalente de calentamiento atmosférico (TEWI, por sus siglas en inglés).

Materiales y métodos

Banco experimental

En este trabajo se destaca la construcción y el acoplamiento de un banco experimental conformado por una bomba de calor fabricada por la compañía DAIKIN, modelo WGCH030FRSGMP, con una capacidad nominal de 8.7 kW. La Figura 1 ilustra los componentes principales de dicha bomba de calor: un compresor tipo scroll, una válvula de cuatro vías responsable de direccionar el flujo del refrigerante según el modo de operación de la bomba, un intercambiador de calor de tubo y aletas que actúa como condensador cuando la WSHP funciona en modo calor, un intercambiador de calor de tubo en tubo que funciona como evaporador y una válvula de expansión termostática. También se observa el ventilador que suministra el flujo de aire hacia el espacio a climatizar.

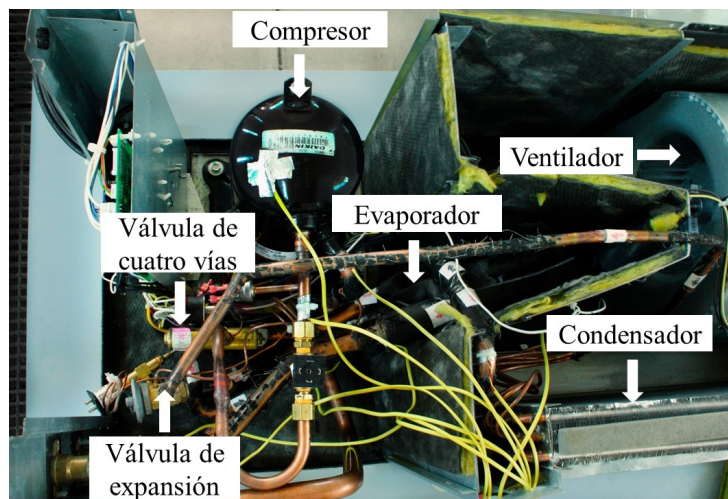


Figura 1. Componentes principales al interior de la WSHP.
Fuente: Elaboración propia.

La señal eléctrica que acciona la válvula de cuatro vías es enviada desde un termostato conectado a una tarjeta de control, en la cual se fija el modo de operación de la bomba (modo calor en este estudio) y la condición térmica a la que se requiere el aire. El banco experimental también está formado por un circuito secundario que simula la condición térmica de la fuente de agua (carga térmica) a la bomba. En este trabajo, la fuente de agua está simulada por una mezcla de agua-etilenglicol (70%-30% en volumen), cuya concentración permite alcanzar una temperatura de congelación más baja y una temperatura de ebullición más alta que cuando se utiliza únicamente agua.

Este circuito secundario es capaz de mantener la diferencia de temperatura entre el refrigerante y la mezcla. Para manipular la condición térmica del fluido secundario se emplea un conjunto de resistencias eléctricas de inmersión trifásicas ubicadas dentro de un depósito que contiene la mezcla, junto con un controlador PID y un termostato. El circuito de simulación de carga térmica también consta de un variador de frecuencia que controla la velocidad de una bomba de recirculación, con lo cual es posible variar el caudal volumétrico de la mezcla y registrar su valor a través de un caudalímetro tipo electromagnético. De esta manera se simula la condición de la WSHP en modo calor.

Instrumentación

El banco experimental está completamente instrumentado para evaluar el funcionamiento general de la WSHP. Con el propósito de monitorear las presiones de funcionamiento de la bomba, se instalaron dos transductores de presión, uno en la línea de succión y otro en la línea de descarga del compresor. Para la temperatura del refrigerante se usaron termopares tipo K, los cuales se instalaron a la entrada y salida de los componentes principales del ciclo de compresión de vapor. Los termopares se instalaron sobre la tubería usando cinta adhesiva dieléctrica. En cuanto a la medición del consumo de energía, esta se realizó mediante un analizador de energía Fluke 438-II. La Figura 2 representa un esquema mostrando la ubicación de los componentes y sensores (T indicando la temperatura y P la presión), así como la circulación del refrigerante y del flujo de aire en la WSHP operando en modo calor. En la Tabla 1 se indican los sensores e instrumentos utilizados y su respectiva incertidumbre.

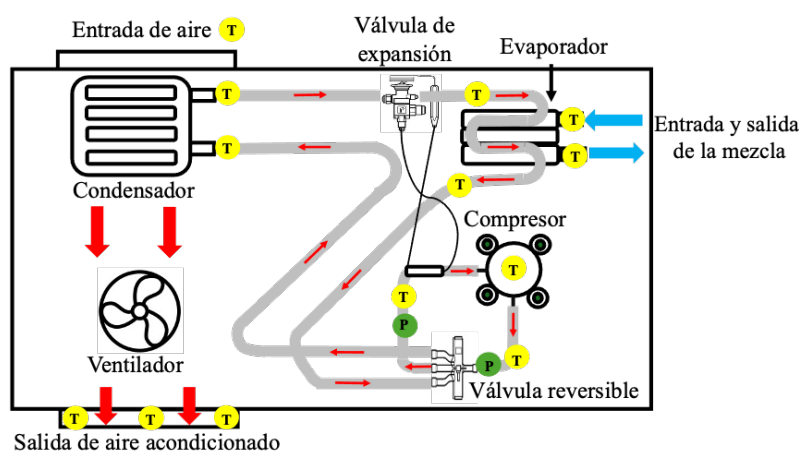


Figura 2. Ubicación de sensores de temperatura y presión en la bomba de calor.
Fuente: Elaboración propia.

Tabla 1. Parámetros medidos, sensores e incertidumbre.

Flujo volumétrico	Temperatura	Presión	Potencia
Medidor de flujo electromagnético (Burkert tipo 8045)	Termopares tipo K	Transductores de presión (Instrutek IT100)	Analizador de energía (Fluke 438-II)
$\pm 2\%$ del valor medido	0.05% del rango máximo	$< \pm 0.25\%$ del rango máximo	$\pm 1.5\%$

Fuente: Elaboración propia.

Los termopares y transductores de presión se conectaron a un sistema de adquisición de datos conformado por dos tarjetas National Instruments® y un chasis que controla la temporización, sincronización y transferencia de datos entre las tarjetas y la computadora. Para leer la señal de temperatura se utilizó la tarjeta NI-9213, mientras que para adquirir las señales de presión se usó la tarjeta NI-9219. Para visualizar los datos de presión y temperatura en tiempo real, se utilizó una interfaz desarrollada en LabVIEW, donde se gestionó el almacenamiento de datos para su posterior procesamiento. La frecuencia de muestreo del sistema de adquisición fue de 200 mHz, lo que significa que la interfaz almacenó los valores de temperatura y de presión cada cinco segundos. En la Figura 3 se muestra el banco experimental, su respectiva instrumentación y el sistema de adquisición de datos.

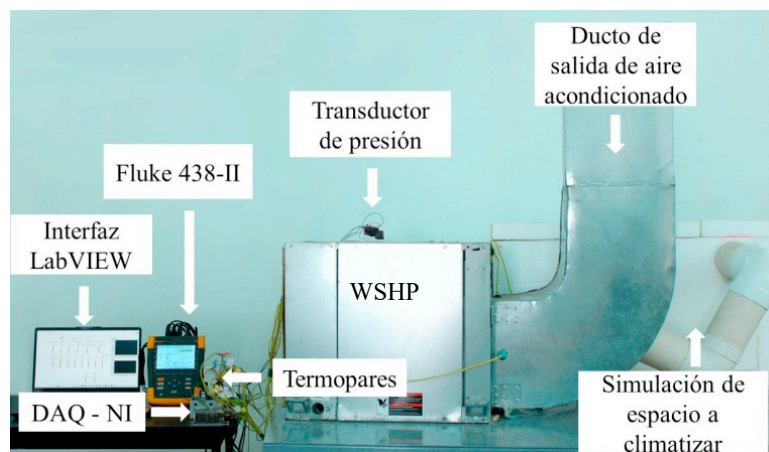


Figura 3. Banco experimental instrumentado.
Fuente: Elaboración propia.

Metodología de pruebas

La selección de los parámetros a manipular se justifica por el impacto que estos tienen sobre el desempeño energético de la bomba de calor. Por ejemplo, la capacidad térmica de la WSHP depende en gran medida de la temperatura de la fuente, que para este estudio es la mezcla agua-etilenglicol. Otro de los parámetros de interés y que influye en la efectividad de la transferencia de calor entre el refrigerante y la fuente de agua es la velocidad o el caudal volumétrico. Finalmente, se considera la temperatura del *set-point*, que representa la condición térmica requerida en el espacio a climatizar.

En la Tabla 2 se indica el rango de valores propuestos en este trabajo, para el cual se manipuló la bomba de calor durante las pruebas realizadas para ambos refrigerantes, R410A y R32. Se realizaron un total de 27 pruebas, cada prueba tuvo una duración aproximada de 20 minutos, periodo de tiempo donde se llega a una condición en que la presión de descarga no presentó variaciones significativas (variaciones por debajo del 2% de la media), lo cual indicó un estado cuasi estacionario del sistema.

Tabla 2. Condiciones de operación propuestas para el funcionamiento de la WSHP.

Variable	Valor
Velocidad de la bomba/Caudal volumétrico de la mezcla	2500 rpm / 0.437 l/s
	2000 rpm / 0.369 l/s
	1500 rpm / 0.233 l/s
Temperatura de entrada de la mezcla	24 °C / 28 °C / 31 °C
Temperatura del set-point	25 °C / 28 °C / 31 °C

Fuente: Elaboración propia.

Proceso de carga óptima de refrigerante

El reemplazo directo del refrigerante R410A por el R32 es uno de los objetivos principales de este estudio, por lo que se propone una metodología experimental para definir la carga óptima del refrigerante R32 con la cual debe operar la bomba de calor. Se comienza con una prueba de hermeticidad y de vacío con la finalidad de asegurar la ausencia de fugas en el sistema y para evitar la presencia de humedad y aire dentro del mismo. Las pruebas de vacío se ajustaron a las normas de la ASHRAE, que indica que para sistemas de refrigeración y aire acondicionado que emplean HFC se debe evacuar el sistema a 1000 micrones y mantener el nivel de vacío durante 30 minutos (ASHRAE, 2022). La carga del refrigerante se llevó a cabo mediante un juego de manómetros y válvulas, así como una báscula digital para asegurar la cantidad de carga introducida. La carga del refrigerante se realizó en fase líquida y con el sistema apagado. La Figura 4 representa el proceso de vacío y carga de refrigerante.

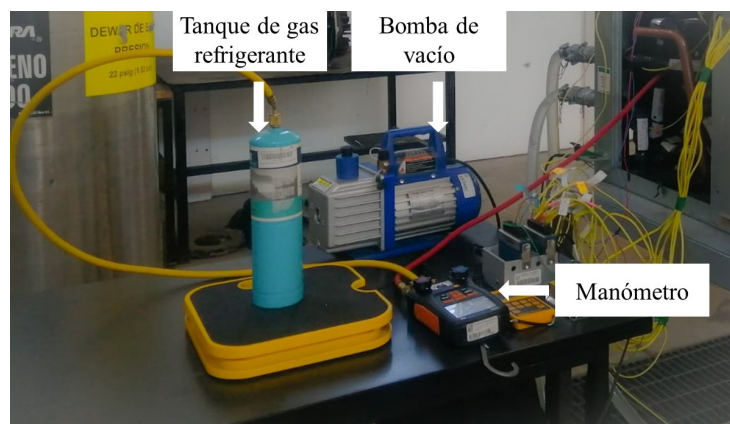


Figura 4. Ilustración del proceso de vacío y carga de refrigerante.
Fuente: Elaboración propia.

Propagación del error en el COP y en la capacidad térmica

La estimación del COP y la capacidad térmica son parámetros importantes para evaluar entre los refrigerantes R410A y R32, para lo cual se realizó un análisis de incertidumbre asociado con las mediciones llevadas a cabo. Se utilizó el *software* EES para calcular el porcentaje de error mediante la metodología que incluye el mismo *software* (Klein, 2011); así, el máximo error obtenido para el COP fue de $\pm 2.57\%$ y de $\pm 0.97\%$ para la capacidad térmica de la bomba. Este breve análisis refleja el margen de confiabilidad en las mediciones y resultados.

Resultados

Carga óptima del refrigerante R32

Una de las principales razones por las que se propone el refrigerante R32 como sustituto del R410A en la bomba de calor estudiada, es por su menor impacto ambiental, ya que el R32 tiene un GWP 68% más bajo en comparación con el R410A. Por lo tanto, en este estudio se plantea el reemplazo directo del R410A, es decir, sin realizar cambios en el diseño actual de la bomba de calor. Así, el refrigerante R32 se proyecta a corto y mediano plazo de acuerdo con la disponibilidad de refrigerantes con bajo GWP en México.

La WSHP opera con 1020 g de R410A, según las especificaciones del fabricante, mientras que para el R32 se realizaron varias pruebas para definir la carga óptima con respecto al mínimo consumo de energía de la bomba (Pardo-Cely *et al.*, 2024). Las variaciones de carga para el R32 se propusieron en intervalos de 100 g. Así, en la Figura 5 se muestra el consumo energético de la bomba respecto a la variación de carga de refrigerante. Cada punto indica un ensayo de la WSHP a una carga en específico, por lo que se presentan cinco ensayos para determinar la masa del R32 con la que se deberá operar la WSHP y comparar con el R410A. La curva corresponde a la aproximación de una regresión cuadrática, la cual es considerada para determinar la carga óptima correspondiente al mínimo consumo de energía (Belman-Flores *et al.*, 2017). Con base en lo anterior, la carga óptima del R32 se define en 720 g, valor que corresponde a un 30% menos que la carga del R410A. Este dato es un indicativo de la menor densidad de líquido del R32 (961 kg/m^3) en comparación con el R410A (1059 kg/m^3). El porcentaje de disminución obtenido en la carga de refrigerante R32 está dentro del rango de valores presentados en la literatura (Cho *et al.*, 2016; Mota-Babiloni *et al.*, 2017).

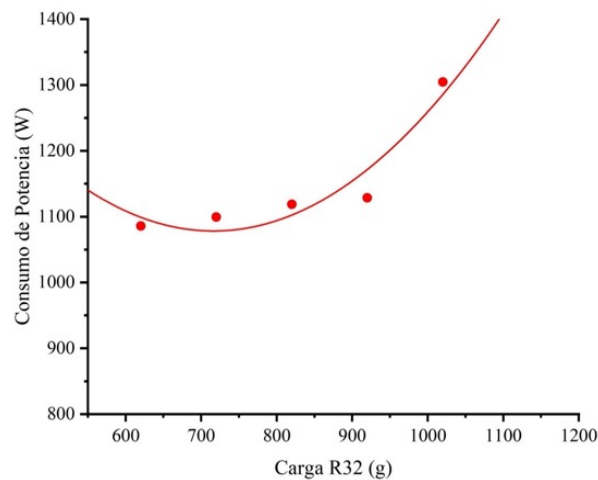


Figura 5. Consumo de energía de la WSHP usando el R32 vs. carga de refrigerante R32.
Fuente: Elaboración propia.

Efecto de las temperaturas de evaporación y de condensación sobre el desempeño energético

La Figura 6 muestra el comportamiento del COP para el R32 y R410A respecto a la variación de la temperatura de evaporación, esto para los tres caudales operacionales de la mezcla agua-etilenglicol (Tabla 2). En la figura se puede observar que la WSHP con el R32 opera a temperaturas de evaporación más elevadas que el R410A; también se observa que conforme aumenta la temperatura de evaporación el COP incrementa. Lo anterior es posible porque a una mayor temperatura de evaporación se consigue un menor trabajo del compresor, esto dentro de los límites operativos de la bomba. Para el caudal máximo de 0.437 l/s (Figura 6a), las condiciones operativas entre ambos refrigerantes son más notorios; por ejemplo, el R410A presenta temperaturas de evaporación entre -4°C y 2°C , mientras que el R32 opera entre 4°C y 8°C . En este caso, se puede confirmar que el R32 presenta mejores desempeños en comparación con el R410A, donde el máximo COP alcanzado para el R32 es de 5.4, mientras que para el R410A es de 4.1.

El mejor desempeño energético de la bomba para ambos refrigerantes se presenta para un caudal volumétrico de 0.369 l/s (Figura 6b), con respecto a los valores de COP máximos obtenidos en la condición de 0.437 l/s. La reducción en el caudal volumétrico mejora en un 10% el COP del R410A y en un 3% el COP del R32. De la Figura 6c se puede concluir que la condición del caudal a 0.233 l/s no se considera adecuada para la operación de la WSHP usando el refrigerante R32, ya que, en este caso, el COP del R410A es superior al del R32 para temperaturas de evaporación similares, demostrando así que la elección del caudal de la fuente de agua tiene un impacto significativo en el desempeño energético del sistema.

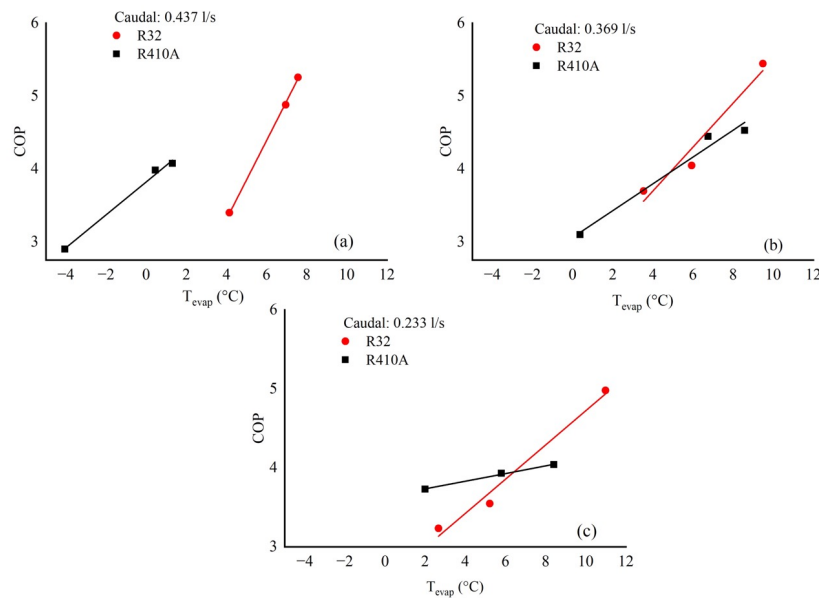


Figura 6. Efecto de la temperatura de evaporación sobre el COP a diferentes condiciones de caudal.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 7 se ilustra la variación de la temperatura de condensación y su efecto en el COP para diferentes caudales de la bomba de calor funcionando con R32 y R410A. Los comportamientos mostrados se deben al incremento en la temperatura de condensación, lo que provoca un aumento en el trabajo de compresión, originando así una disminución en el COP. También se resalta que, para las diferentes condiciones del caudal volumétrico, el R32 representa un mayor COP respecto al R410A. Por ejemplo, para el caudal de 0.437 l/s, el R32 muestra un incremento promedio del 40% en comparación con el R410A. De manera similar a lo mostrado en la Figura 6b, el comportamiento del COP para la condición del caudal de 0.369 l/s (Figura 7b) representa los mayores COP de la WSHP para ambos refrigerantes, siendo esta condición la más favorable para el R32. Para el caudal de 0.233 l/s (Figura 7c) se presenta una condición más estrecha en las condiciones de condensación para ambos fluidos. Finalmente, de acuerdo con los comportamientos observados, cualquier valor de caudal volumétrico dentro del rango de temperaturas analizado resulta adecuado para la operación de la bomba de calor usando el R32.

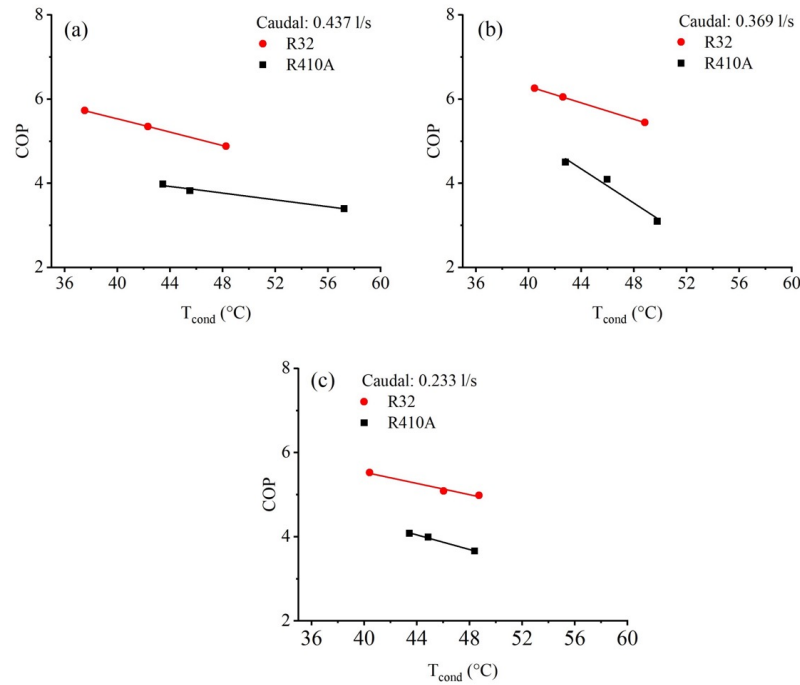


Figura 7. Efecto de la temperatura de condensación sobre el COP a diferentes condiciones de caudal.
Fuente: Elaboración propia.

Efecto de la diferencia de temperatura en la mezcla agua-etilenglicol

La Figura 8 representa el comportamiento de la capacidad térmica del evaporador en función de las diferencias de temperatura de la mezcla (entre la entrada y salida del evaporador) y los tres niveles de caudal evaluados. Esta variación representa una condición operativa de la fuente térmica. A partir de una inspección preliminar de la figura mencionada, se puede observar que una diferencia de temperatura alta provoca un aumento en la capacidad térmica del evaporador, lo cual repercute directamente en la capacidad térmica de la WSHP en el espacio a climatizar. Este comportamiento sugiere que el evaporador opera con elevadas razones de transferencia de calor, permitiendo que el compresor no demande más potencia de la necesaria, lo cual se puede observar en la Figura 6 con el incremento en el COP. Finalmente, para diferencias de temperatura más pequeñas, el R32 resulta ser mejor opción que el R410A (Figura 8a).

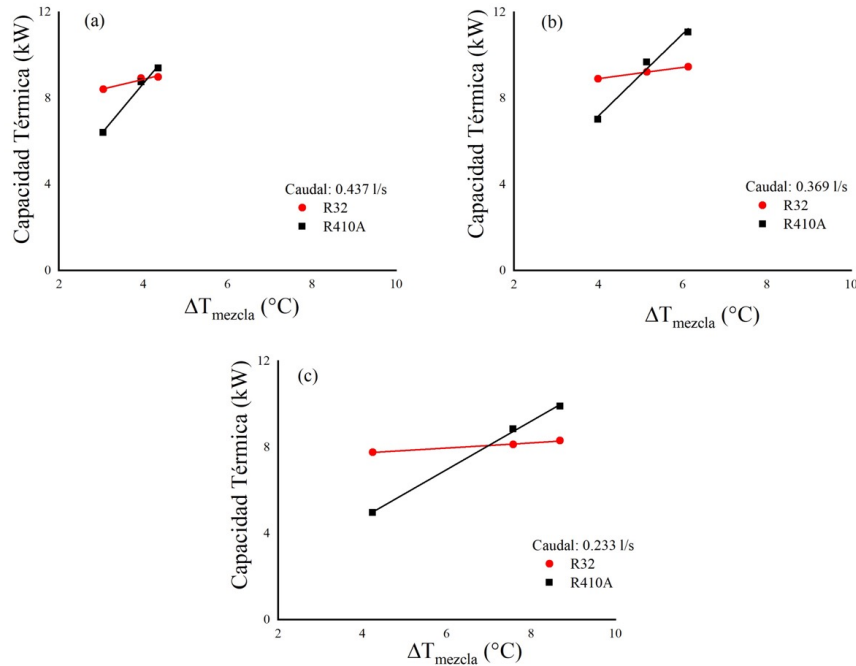


Figura 8. Efecto de la diferencia de temperatura de la mezcla en la capacidad térmica de la WSHP.
Fuente: Elaboración propia.

Consumo energético a diferentes temperaturas del *set-point*

En la Figura 9 se muestra el comportamiento del consumo energético de la bomba de calor para diferentes valores definidos del *set-point* (Tabla 2); para estos comportamientos se considera el caudal máximo de mezcla agua-etilenglicol de 0.437 l/s (Nótese que para estas pruebas se considera un mismo intervalo de tiempo de funcionamiento de la bomba.) Se puede observar que para un *set-point* de 25 °C (Figura 9c) no existe una diferencia significativa en el consumo energético. Sin embargo, a medida que se incrementa la temperatura del *set-point*, la WSHP operando con el R32 empieza a mostrar una reducción en el consumo de energía de hasta un 37% para un *set-point* de 31 °C con respecto al R410A. Lo anterior obedece a que el flujo másico del refrigerante es menor en el caso del R32. Así, las condiciones del espacio a 31 °C y 28 °C representan un ahorro de energía para el R32, mientras que a 25 °C ambos refrigerantes se comportan de manera similar en términos de desempeño energético.

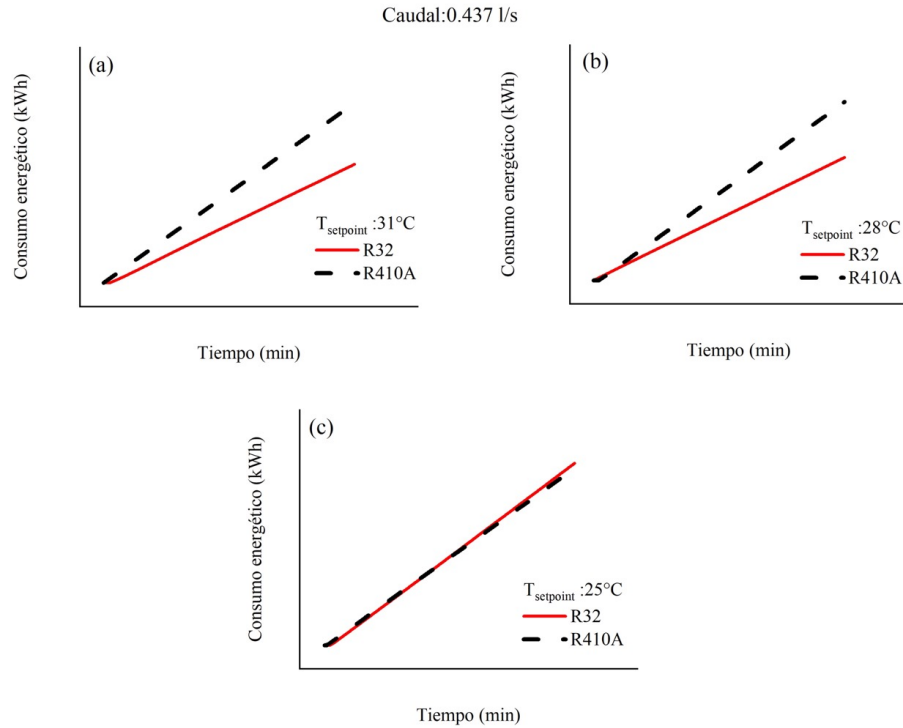


Figura 9. Consumo energético para diferentes condiciones térmicas del espacio a climatizar.
Fuente: Elaboración propia.

Análisis TEWI

El impacto total equivalente de calentamiento (TEWI, por sus siglas en inglés) es un análisis de los impactos ambientales asociados con la liberación de gases de efecto invernadero de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Este parámetro cuantifica las emisiones directas asociadas a las fugas de refrigerante y las emisiones indirectas debido a la energía utilizada en la operación del sistema. Este parámetro se puede estimar usando la ecuación 1.

$$TEWI = GWP \cdot L \cdot n + (GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha)) + n \cdot EC \cdot \beta \quad (1)$$

Los primeros dos términos de la ecuación corresponden a las emisiones directas, mientras que el tercero corresponde a las emisiones indirectas. En la Tabla 3 se indican los valores que se consideraron para la estimación del TEWI (Belman-Flores *et al.*, 2022; Byrne *et al.*, 2009; Empresa de Pesquisa Energética, 2023). El factor de emisión indirecta, β , representa un valor de 0.423 para el caso de México y 0.078 para Brasil.

Tabla 3. Parámetros para el análisis TEWI.

Parámetro	R410A	R32
<i>GWP</i>	2088	675
<i>L (kg por año)</i>	0.0306	0.0219
<i>n (años)</i>	20	20
<i>m (kg)</i>	1.02	0.73
α	75%	75%
<i>EC (kW/año)</i>	1192.31	188.28

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 10 muestra el resultado del análisis TEWI realizado para ambos refrigerantes. Mediante una inspección rápida se puede observar que, para el caso de México, ambos refrigerantes representan mayor cantidad de emisiones totales respecto a Brasil. Esto era de esperarse por la mayor diversidad de fuentes de energía alternas y la menor dependencia de combustibles fósiles que en México. En la figura también se observa que las emisiones directas usando el R32 son menores que para el R410A, lo que representa un 76.86% de reducción.

Para el caso de México, la sustitución del R410A por el R32 representa una reducción importante en las emisiones indirectas, lo cual se atribuye al menor consumo de energía de la WSHP usando el R32, representando una reducción del 84.2%.

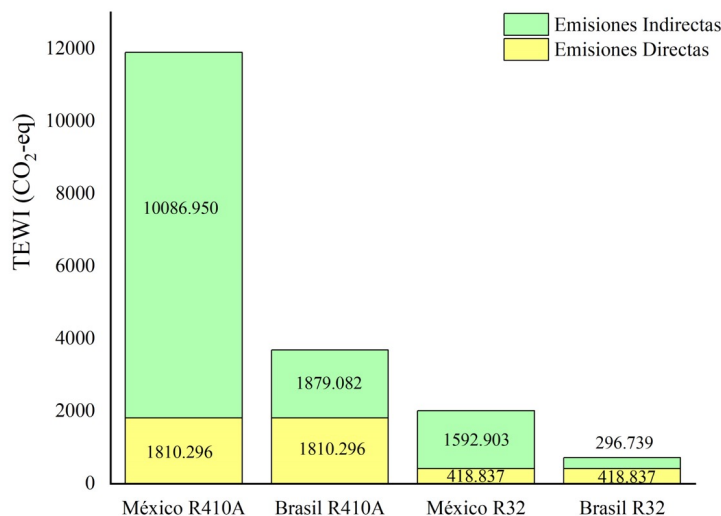


Figura 10. Análisis TEWI para ambos refrigerantes comparando el caso de México vs. Brasil.

Fuente: Elaboración propia.

En concordancia con lo anteriormente expuesto, se puede concluir que el refrigerante R32 representa una opción viable como fluido de trabajo en reemplazo directo del R410A, desde el punto de vista energético y el ambiental. En México se podría usar a corto y mediano plazo en aplicaciones de WSHP para la calefacción y agua caliente.

Conclusiones

En este trabajo se evaluó el comportamiento del refrigerante de bajo GWP R32 como reemplazo directo del R410A en una bomba de calor de fuente de agua. Para lo anterior, se usó un banco experimental con el cual se simularon condiciones operativas mediante el control de la temperatura y el caudal volumétrico de la fuente de agua (mezcla agua-etilenglicol); además, se definieron condiciones térmicas para el espacio a climatizar. A continuación, se presentan los principales resultados de este trabajo experimental.

- La carga óptima del refrigerante R32 fue un 30% menor que la del R410A acorde al planteamiento del mínimo consumo energético de la bomba de calor.
- Para temperaturas de evaporación entre 4 °C y 10 °C, la bomba de calor presentó los mejores COP usando el R32. Durante la variación de la temperatura de condensación también se observaron los mejores desempeños de la bomba, obteniendo incrementos de hasta el 40% usando el R32 en comparación con el R410A.
- El R32 presentó un menor consumo energético frente al R410A, lo que ofrece una mejora significativa en la eficiencia energética de la WSHP. Esta ventaja energética no solo promueve la sostenibilidad, sino que también brinda a los usuarios un funcionamiento más rentable y eficaz en los sistemas de climatización, consolidando al R32 como una opción viable a corto y mediano plazo.
- El análisis TEWI indicó que el R32, en México, representa una disminución de las emisiones totales del 83%, lo cual refuerza la viabilidad del R32 como una alternativa favorable en bombas de calor en comparación con el R410A, promoviendo la adopción de tecnologías más amigables con el medio ambiente en la industria de la climatización.

Agradecimientos

Se agradece a la Universidad de Guanajuato y al Departamento de Ingeniería Mecánica por el apoyo brindado para la realización de este trabajo. Asimismo, se reconoce el apoyo del SECIHTI otorgado a María José Quintanilla mediante la convocatoria "Becas Nacionales".

Conflicto de interés

Los autores declaran no tener conflicto de interés en el presente trabajo.

Referencias

- Alabdulkarem, A., Eldeeb, R., Hwang, Y., Aute, V., & Radermacher, R. (2015). Testing, simulation and soft-optimization of R410A low-GWP alternatives in heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 60, 106-117. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.08.001>
- ASHRAE. (2022). *ANSI/ASHRAE Addendum e to ANSI/ASHRAE. Standard 15-2019. Safety Standard for Refrigeration Systems*. https://www.ashrae.org/file%20library/technical%20resources/standards%20and%20guidelines/standards%20addenda/15_2019_e_20220127.pdf
- Barve, A., & Cremaschi, L. (2012). Drop-in performance of low GWP refrigerants in a heat pump system for residential applications. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2197. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1211>

- Belman-Flores, J. M., Heredia-Aricapa, Y., Pardo-Cely, D., Rodríguez-Valderrama, D. A., De Alba-Rosano, M., & Silva-Romero, J. C. (2022). Experimental evaluation of R513A as a low GWP refrigerant to replace R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 142, 148-155. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.06.019>
- Belman-Flores, J. M., Rodríguez-Muñoz, A. P., Gutiérrez, C., & Mota-Babiloni, A. (2017). Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, 81, 1-11. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.05.003>
- Byrne, P., Miriel, J., & Lenat, Y. (2009). Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO₂ as a working fluid. *International Journal of Refrigeration*, 32(7), 1711-1723. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.05.008>
- Cho, I. Y., Seo, H., Kim, D., & Kim, Y. (2016). Performance comparison between R410A and R32 multi-heat pumps with a sub-cooler vapor injection in the heating and cooling modes. *Energy*, 112, 179-187. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.069>
- Empresa de Pesquisa Energética. (2023). *Brazilian energy balance 2023*. <https://www.epe.gov.br/en/publications/publications/brazilian-energy-balance>
- Heredia-Aricapa, Y., Belman-Flores, J. M., Mota-Babiloni, A., Serrano-Arellano, J., & García-Pabón, J. J. (2020). Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A. *International Journal of Refrigeration*, 111, 113-123. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.012>
- In, S., Cho, K., Lim, B., Kim, H., & Youn, B. (2014). Performance test of residential heat pump after partial optimization using low GWP refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 72(2), 315-322. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.040>
- Instituto Nacional de Estadística y Geografía (INEGI). (2018). *Encuesta Nacional sobre Consumo de Energéticos en Viviendas Particulares 2018*. <https://www.inegi.org.mx/programas/encevi/2018/>
- International Energy Agency (IEA). (2022a). *Heating*. <https://www.iea.org/energy-system/buildings/heating>
- International Energy Agency (IEA). (2022b). *The future of heat pumps*. <https://www.iea.org/reports/the-future-of-heat-pumps>
- Jung, Y., Kim, J., Kim, H., Nam, Y., Cho, H., & Lee, H. (2021). Comprehensive multi-criteria evaluation of water source heat pump systems in terms of building type, water source, and water intake distance. *Energy and Buildings*, 236, 110765. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110765>
- Klein, S. A. (2011). *Engineering Equation Solver, Version 9.944, F-Chart Software*.
- Lee, M., Lee, S., Chung, J. Y., Kwon, S., & Kim, Y. (2024). Energy and environmental performances of heat pumps using R32 and R466A as alternatives to R410A. *Applied Thermal Engineering*, 256, 124140. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124140>
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Makhnatch, P., & Molés, F. (2017). Refrigerant R32 as lower GWP working fluid in residential air conditioning systems in Europe and the USA. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 80, 1031-1042. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.216>
- Pardo-Cely, D., Belman-Flores, J. M., Gallegos-Muñoz, A., & Rodríguez-Valderrama, D. A. (2024). Effect of refrigerant charge variation on the energy and thermal performance of a domestic refrigerator. *Journal of Thermal Engineering*, 10(6), 1453-1464. <https://doi.org/10.14744/thermal.0000886>
- Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT). (2019). *Roadmap to Implement the Kigali Amendment in Mexico*. https://dsiappsdev.semarnat.gob.mx/datos/portal/publicaciones/2019/Roadmap_EK_English_May_2019.pdf
- Sun, Z., Cui, Q., Wang, Q., Ning, J., Guo, J., Dai, B., Liu, Y., & Xu, Y. (2019). Experimental study on CO₂/R32 blends in a water-to-water heat pump system. *Applied Thermal Engineering*, 162, 114303. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114303>
- Yulianto, M., Giannetti, N., Miyaoka, Y., Ge, Z., Tsuchino, T., Urakawa, M., Taira, S., Jeong, J., & Saito, K. (2024). Effect of refrigerant charge on the performance and environmental footprint of R32 heat pump water heater. *AIP Conference Proceedings*, 2836, 100002. <https://doi.org/10.1063/5.0207267>