

# Análisis exergético del R290 como sustituto del R410A en un acondicionador de aire variable operando con diferentes cargas de refrigerante

Juan Zapata-Mina<sup>1</sup>, Alvaro Restrepo<sup>2</sup>, Angel Andrés Andrade<sup>3</sup>

Grupo de investigación en Gestión Energética (GENERGÉTICA), Facultad Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia. [juan.zapata1@utp.edu.co](mailto:juan.zapata1@utp.edu.co)<sup>1</sup>, [arestrep@utp.edu.co](mailto:arestrep@utp.edu.co)<sup>2</sup>, [aaandrade@utp.edu.co](mailto:aaandrade@utp.edu.co)<sup>3</sup>

## Resumen

Este estudio evalúa experimentalmente el R290 como sustituto del R410A en un equipo acondicionador de aire variable operando con diferentes cargas de refrigerante a partir de un análisis de exergía. El trabajo experimental se realizó siguiendo el método del calorímetro balanceado según la norma ISO-5151, en un equipo acondicionador de aire tipo mini-split de 18000 Btu/h. Durante los ensayos se cuantificó la capacidad de enfriamiento, el consumo de energía, las presiones y temperaturas del equipo, operando con 7 cargas de R410A y 5 cargas de R290. Entre los resultados principales se encontró que el compresor presenta mayor exergía destruida por la carga de refrigerante, debido principalmente al incremento del calor en el equipo. Por otro lado, al comparar los refrigerantes se observó menor destrucción de exergía y mayor eficiencia exergética operando con R290. Sin embargo, la capacidad de enfriamiento se disminuye significativamente en el R290 en comparación con R410A.

**Palabras clave:** Acondicionador de aire, exergía, R290, R410A.

## Abstract

This study experimentally evaluates R290 as a substitute for R410A in a variable air conditioner operating with different refrigerant charges based on an exergy analysis. The experimental work was carried out following the balanced calorimeter method according to ISO-5151, in an 18000 Btu/h mini-split air conditioner. During the tests, the cooling capacity, energy consumption, pressures and temperatures of the equipment were quantified, operating with 7 charges of R410A and 5 charges of R290. Among the main results it was found that the compressor has more exergy destroyed by the refrigerant charge, due to the increase of heat in the equipment. On the other hand, when comparing refrigerants, less exergy destruction and higher exergy efficiency was observed operating with R290. However, the cooling capacity is significantly reduced in R290 compared to R410A.

**Keywords:** Air conditioner; exergy; R290, R410A.

## 1. Introducción

En las últimas décadas, diferentes estudios han demostrado que las sustancias utilizadas en el sector de la calefacción, refrigeración y acondicionamiento de aire son uno de los principales agentes que contribuyen con el cambio climático[1]. Esto ha provocado que diferentes países propongan acuerdos para reemplazar estas sustancias definidas como refrigerantes, por compuestos y mezclas más amigables con el planeta [2]. En 1997 se realizó una propuesta global denominada el Protocolo de Kioto, la cual estableció la eliminación de los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) para el año 2030 y de los hidrofluorocarbonos (HFC)

para el año 2040 [3]. Sin embargo, algunos fabricantes no están alineados con la eliminación de los refrigerantes HFC, debido a su eficiencia en los procesos de enfriamiento y bajo costo de producción [4]. Algunos refrigerantes del tipo HFC como el R32 están siendo ampliamente utilizados ya que proporcionan un potencial de calentamiento global (GWP por sus siglas en inglés) significativamente bajo en comparación con los HCFC y HFC convencionales, permitiendo cumplir con los requisitos de emisiones para el 2030 [5]. No obstante, en la actualidad se siguen utilizando HFC como el R410A, el R134A, el R407 entre otros, debido a la lenta adaptación de refrigerantes alternativos en algunos países. Por otro

lado, algunos estudios han evaluado la integración de hidrocarburos (HC) como el propano (R290), como una alternativa para la utilización de refrigerantes ambientalmente sostenibles ya que proporcionan coeficientes de transferencia de calor más altos, permiten operar con áreas de transferencia de calor más pequeñas y tienen bajo GWP en comparación con los HFC [6]. Es importante definir los parámetros de operación de los refrigerantes alternativos, ya que, variables como el diámetro de las tuberías, el área de transferencia de calor, el consumo de energía y la carga de refrigerante, afectan significativamente el desempeño de los equipos, provocando conclusiones premeditadas y posibles desviaciones en la evaluación de un refrigerante [7]–[9].

Tradicionalmente, los sistemas de refrigeración y HVAC han determinado su eficiencia energética mediante la eficiencia de primera ley de la termodinámica, por lo cual algunas métricas de desempeño como el COP y la EER no permiten estimar la evolución real de las tecnologías en términos de la eficiencia de segunda ley [10]. Algunos autores han planteado metodologías que intentan explicar de manera más específica el comportamiento de un equipo, incluyendo no solo un análisis de energía, sino también análisis económicos, principios de transferencia de calor, entre otros [11]. No obstante, estas metodologías no cuantifican las irreversibilidades que se presentan en el sistema, las cuales pueden representar un valor significativo en la vida útil de los equipos y sus componentes, especialmente cuando se pretenden estimar los cambios en el desempeño debido a la utilización de un refrigerante [12].

El análisis de exergía permite cuantificar tanto la cantidad como la calidad de la energía presente en un sistema termodinámico, además permite identificar las irreversibilidades de los equipos por separado y en conjunto [13]. Dincer y Rosen sugieren que realizar la evaluación de los equipos de calefacción, refrigeración y acondicionamiento de aire a partir de un análisis de exergía, es relevante desde un punto de vista aplicativo para condiciones reales de operación, ya que, permite identificar las diferencias energéticas entre dos fuentes de calor idénticas en dos climas operativos. Debido a que los análisis de exergía tienen en cuenta las variaciones regionales, estacionales, diarias y horarias a la hora de evaluar la calidad de la energía, lo que supone una importante ventaja sobre los métodos energéticos [14]. Por lo tanto, el análisis de exergía es una metodología de gran utilidad para evaluar el efecto del cambio de un refrigerante en un equipo de acondicionamiento de aire. No obstante, este es un análisis muy general, que debe ir acompañado de indicadores clave para observar el desempeño energético y sustentable del sistema.

En la literatura se encuentran diferentes estudios experimentales y teóricos que han evaluado el

desempeño de los HC comparados con los del tipo HFC para diversas aplicaciones HVAC a partir del análisis de energía y exergía [15]. Kashif Nawaz et al, [16] realizó un estudio en el que propone el reemplazo de R134a por R600a y R290. Entre los principales resultados encontraron que el R600a posee un bajo rendimiento debido a su baja capacidad volumétrica lo que puede ser resuelto aumentando el tamaño del compresor. Sin embargo, para el caso del R290 los resultados fueron favorables, ya que obtuvo un rendimiento similar al R134a con menor carga de refrigerante.

Choudhari y Sapali [17] realizaron un estudio experimental en un sistema de refrigeración comercial operando con R290 y R22. A partir de los resultados, los autores determinaron que, el R290 proporciona una temperatura de descarga más baja lo que mejora la vida útil del compresor. Además, el flujo másico de R290 es inferior en un 50% al del R22, lo que significa que requiere menor carga de refrigerante para su operación. Finalmente, concluyeron que el R290 puede ser mejor sustituto para el R22, ya que, el COP entre las dos alternativas coinciden estrechamente, sin realizar modificaciones significativas en el equipo.

Este estudio presenta la evaluación experimental del refrigerante R290 como sustituto del refrigerante R410A en un equipo acondicionador de aire tipo variable operando con diferentes cargas de refrigerante a partir de un análisis de exergía. La contribución de este estudio es realizar una evaluación de desempeño de un acondicionador de aire a medida que se varía la carga másica de los refrigerantes. Para estimar el desempeño, se utiliza tanto la eficiencia de primera ley EER, como la eficiencia de segunda ley de la termodinámica y los conceptos de exergía destruida en el equipo en cada uno de sus componentes. A partir de este análisis, se priorizan las oportunidades de mejora en cada componente de acuerdo con su impacto potencial. Estos hallazgos son de especial interés para el desarrollo de políticas que aceleren la transformación del mercado hacia el uso de productos de alta eficiencia y alcanzar los objetivos trazados por humanidad en pro de la disminución de emisiones de dióxido de carbono y la mitigación de los efectos del calentamiento global.

## 2. Métodos y materiales

### 2.1. Configuración experimental

Los ensayos experimentales se llevaron a cabo en un equipo acondicionador de aire tipo Mini-Split Inverter con capacidad de enfriamiento declarada igual a 5.2 kW equivalentes a 18000 Btu/h, el cual opera con refrigerante R410A. El equipo se evaluó con R410A con una carga de refrigerante de 1010 g (- 17%), 1110 g (- 9%), 1210 g (nominal), 1310 g (+9%), 1210 g,

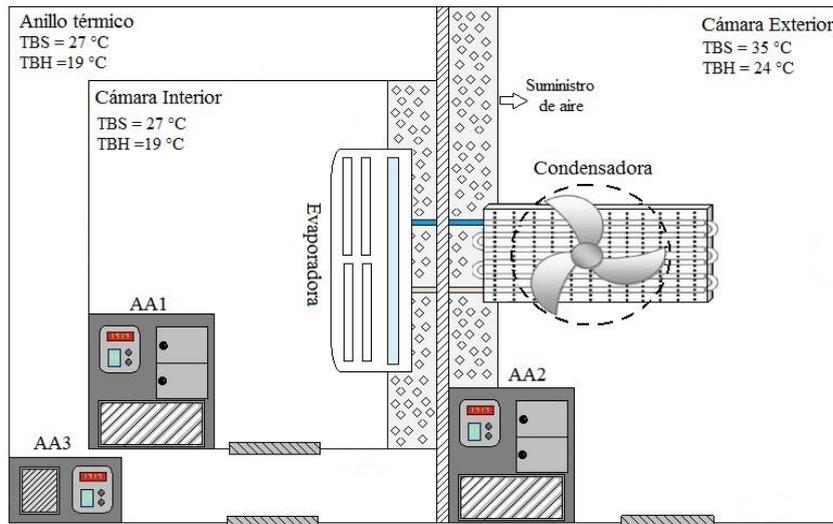


Figura 1. Esquema experimental de la cámara calorimétrica.

1410 g (+17%) y 1510 g (+25%). Posteriormente, se realizó el cambio de refrigerante a R290 y se evaluó con una carga de 400 g (-29%), 500 g (11%), 550 g (nominal), 650 g (+16%), y 780 g (+39%). La carga nominal de R290 para el equipo evaluado, se determinó a partir de la ecuación (1) [5].

$$m_{nominal} = \frac{2}{3}\rho_{cond}V_{cond} + \frac{1}{3}\rho_{evap}V_{evap} \quad (1)$$

donde,  $\rho_{cond}$  es la densidad del refrigerante en el condensador ( $\rho_{cond} = 452.55 \text{ kg/m}^3$ ),  $V_{cond}$  es el volumen del condensador ( $V_{cond} = 1.3344 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ),  $\rho_{evap}$  es la densidad del refrigerante en el evaporador ( $\rho_{evap} = 511.27 \text{ kg/m}^3$ ), y  $V_{evap}$  es el volumen del evaporador ( $V_{evap} = 0.9339 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ).

Los ensayos se realizaron en el Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire -LPEA de la Universidad Tecnológica de Pereira, el cual cuenta con una cámara calorimétrica del tipo balance ambiental, la cual se encuentra acreditada nacional e internacionalmente para la realización de ensayos de capacidad de enfriamiento según los requisitos establecidos en la norma ISO 5151.

La cámara está compuesta por un recinto interior, un anillo térmico y un recinto exterior, que cuentan con equipos de alta precisión para controlar las condiciones de temperatura y humedad en el espacio. En la Figura 1 se presenta un esquema de la configuración experimental utilizada. Durante los ensayos se cuantificó el consumo de energía del equipo y se determinó la capacidad de enfriamiento a partir de la ecuación (2).

$$\Phi_{tci} = \sum P_{ic} + (h_{w1} - h_{w2})W_r + \Phi_{lp} + \Phi_{lr} \quad (2)$$

donde,  $\Phi_{tci}$  es la capacidad de enfriamiento total [W],  $\sum P_{ic}$  es la suma de todos los suministros de potencia en la cámara interior [W],  $h_{w1}$  es la entalpía del agua o vapor suministrada para mantener la humedad de la cámara interior [kJ/kg],  $h_{w2}$  es la entalpía del condensado que abandona la cámara interior [kJ/kg],  $W_r$  es el flujo másico de agua suministrada a la cámara por el sistema de humidificación del equipo AA1 [g/s],  $\Phi_{lp}$  son las pérdidas de calor a través del tabique de separación [W],  $\Phi_{lr}$  son las pérdidas de calor a través de las paredes de la cámara interior, sin considerar el tabique de separación [W].

El equipo bajo ensayo fue modificado en la línea de alta presión para adaptar un tubo de cobre extendido con válvula de acceso, con el fin de medir la presión de alta, como se muestra en la Figura 2.



Figura 2. Adaptación de válvula presión de alta [18].

Las variables asociadas a los refrigerantes se midieron durante los ensayos con un Manómetro digital marca Fieldpiece modelo SMAN360, el cual permite medir presión en la línea de baja, presión en la línea de alta, y el delta de temperatura tanto de sobrecalentamiento como subenfriamiento.

El componente experimental de este trabajo incluyó la realización de un total de 12 ensayos para la determinación de la capacidad de enfriamiento, potencia de consumo y relación de eficiencia energética. Se realizaron 7200 mediciones por cada ensayo, para un total de 86400 datos analizados y procesados. La validez estadística de la información se estableció a partir de un análisis de varianza tipo ANOVA, estableciendo los límites de control +/- 3 veces la desviación estándar. En todos los casos, la incertidumbre expandida asociada a la capacidad de enfriamiento fue inferior al 5% con un factor de cobertura  $k=2$  para una confiabilidad de los resultados del 95%, estimada según la guía ISO/TS 16491. Bajo estas condiciones, los autores garantizan repetibilidad y reproducibilidad de la información para investigaciones cuya finalidad sea reproducir estos resultados.

## 2.2. Modelo termodinámico

Para realizar el análisis de exergía se considera un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple. El ciclo se compone de un evaporador, un compresor, un condensador y un sistema de expansión (usualmente una válvula de expansión o tubo capilar) como se muestra en la Figura 3.

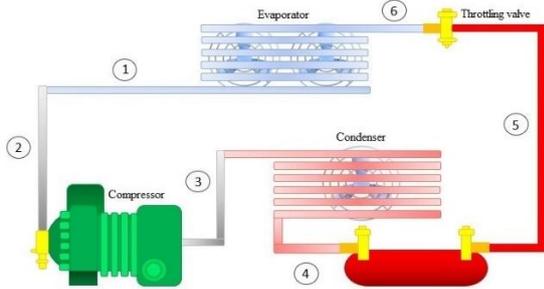


Figura 3. Diagrama esquemático del ciclo de compresión de vapor.

La energía externa (energía eléctrica) se suministra al compresor, el calor se añade al sistema en el evaporador, mientras que el rechazo de calor del sistema se produce en el condensador y válvula de expansión expande el fluido de forma adiabática. Por otro lado, se desprecian los cambios de exergía potencial y cinética. Esta aproximación al modelo termodinámico desprecia la exergía química, ya que, algunos autores consideran que en el proceso de enfriamiento por compresión de vapor no se presentan

procesos de conversión de energía significativos asociados principalmente a reacciones químicas [14].

El estado de referencia utilizado para presión y temperatura es  $P_0 = 101.325$  kPa y  $T_0 = 298.15$  K respectivamente. Se considera que las condiciones de estado estacionario se mantienen en todos los componentes y los flujos por ganancias o pérdidas de calor hacia el sistema son despreciables. El balance general de masa, energía y exergía, para cada uno de los equipos se presentan en las ecuaciones (3), (4) y (5) respectivamente.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3)$$

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out} \quad (4)$$

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_D \quad (5)$$

donde,  $\dot{E}x_{in}$  son los flujos de exergía que ingresan al equipo [kW],  $\dot{E}x_{out}$  son los flujos de exergía que salen del equipo [kW] y  $\dot{E}x_D$  es el flujo de exergía destruida presente en el equipo [kW] (irreversibilidades).

La exergía física específica para cada estado  $e_i$  [kJ/kg] se determina a partir de la ecuación (6) [19].

$$e_i = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) \quad (6)$$

donde,  $i$  representa el estado evaluado y 0 representa el estado de referencia, así  $h_i$  es la entalpía para cada estado evaluado [kJ/kg],  $h_0$  es la entalpía del estado de referencia [kJ/kg],  $s_i$  es la entropía para cada estado de evaluado [kJ/kg-K] y  $s_0$  es la entropía del estado de referencia [kJ/kg-K].

El flujo de exergía destruida del compresor  $\dot{E}x_{D,com}$  [kW] se determina a partir de la ecuación (7).

$$\dot{E}x_{D,com} = \dot{W}_{com} + \dot{m}_{ref}(e_2 - e_3) \quad (7)$$

donde,  $\dot{W}_{com}$  es la potencia consumida por el compresor [kW], la cual se cuantificó en los ensayos,  $\dot{m}_{ref}$  es el flujo masico del refrigerante [kg/s], que se determino a partir del balance de energía del compresor, como se muestra en la ecuación (8).

$$\dot{W}_{com} = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_2) \quad (8)$$

donde,  $h_3$  y  $h_2$  son las entalpias de salida y entrada del compresor [kJ/kg] respectivamente.

El flujo de exergía destruida del condensador  $\dot{E}x_{D,cond}$  [kW] se determina a partir de la ecuación (9).

$$\dot{E}x_{D,cond} = \dot{m}_{ref}(e_3 - e_4) - \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_{v,cond}}\right) \quad (9)$$

donde,  $T_{v,cond}$  es la temperatura de la frontera del condensador [K],  $\dot{Q}_{cond}$  es el flujo de calor del condensador [kW], el cual se determina a partir del balance de energía del condensador como se muestra en la ecuación (10).

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_4) \quad (10)$$

donde,  $h_3$  y  $h_4$  son las entalpías de entrada y salida del condensador [kJ/kg] respectivamente.

El flujo de exergía destruida de la válvula de expansión  $\dot{E}x_{D,exp}$  [kW] se determina a partir de la ecuación (11).

$$\dot{E}x_{D,exp} = \dot{m}_{ref}(e_5 - e_6) \quad (11)$$

El flujo de exergía destruida del evaporador  $\dot{E}x_{D,evp}$  [kW], se determina a partir de la ecuación (12).

$$\dot{E}x_{D,evp} = \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{v,evap}}\right) + \dot{m}_{ref}(e_6 - e_1) \quad (12)$$

donde,  $T_{v,evap}$  es la temperatura de la frontera del evaporador [K],  $\dot{Q}_{evap}$  es el flujo de calor del evaporador el cual se cuantifica a partir de los ensayos realizados ( $\dot{Q}_{evap} = \Phi_{tci}$ ).

La relación de eficiencia energética EER se determina a partir de la ecuación (13) [20].

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{com}} \quad (13)$$

La eficiencia de segunda ley  $\eta_{ex}$  [%] se determina a partir de la ecuación (14) [6].

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{v,evap}}\right)}{\dot{W}_{com}} \quad (14)$$

### 3. Resultados

En esta sección se presenta el análisis comparativo de del equipo operando con los refrigerantes R410A y R290 en las cargas de refrigerante descritas en la sección anterior. En la Figura 4 se presenta el flujo de exergía destruida del equipo operando con el refrigerante R410A (izquierda) y el refrigerante R290 (derecha).

Como se aprecia en la Figura 4, en ambos casos el principal componente que contribuye con la destrucción de exergía es el compresor. Sin embargo, para el caso del refrigerante R410A (lado derecho de la Figura 4), la destrucción de exergía representa solo el 55% del valor total en comparación con el refrigerante R290 el cual presenta un valor del 72% (lado izquierdo). Esto se debe principalmente al cambio del fluido de trabajo, ya que, las temperaturas de los alrededores permanecieron constantes de acuerdo a la condición de ensayo T1 definida en la norma ISO 5151; en la cual el recinto interior en el que se ubicó la unidad evaporadora permaneció a 27 °C y el recinto exterior donde se ubicó la unidad condensadora se programó para mantener a 35 °C, con variaciones máximas permitidas de +/- 0.3 K.

Para los dos casos de estudio el equipo ensayo fue el mismo, por lo cual las superficies de intercambio de calor tanto del evaporador como el condensador, el dispositivo de expansión y el compresor, se asumen que su geometría y comportamiento lógico de control permanecen constantes. Esta diferencia en la exergía destruida aproximadamente del 17% por exceso para el caso de estudio del R290 también puede ser explicada debido a que el compresor fue diseñado para trabajar

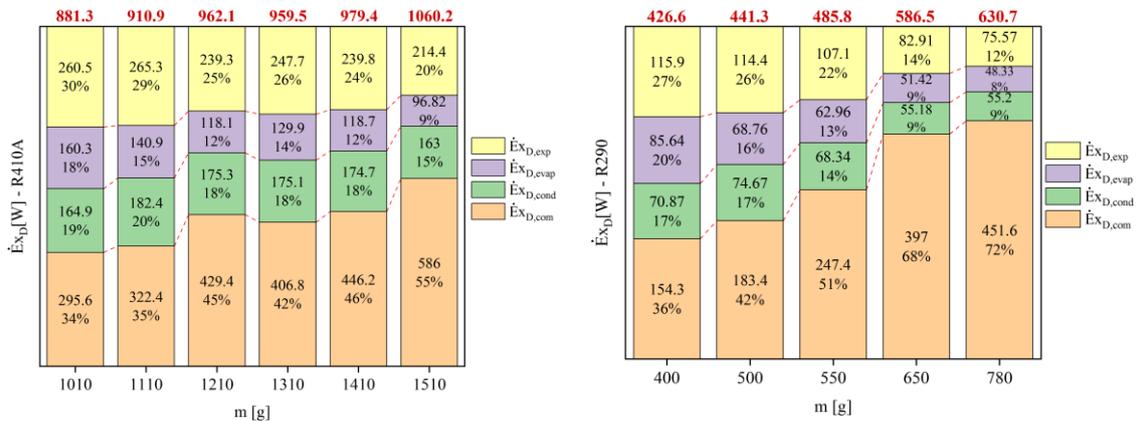


Figura 4. Flujo de exergía destruida del equipo operando con R410A, izquierda operando con R410a, derecha operando con R290.

con presiones de operación del refrigerante R410A y bajo las condiciones ensayadas probablemente se encuentran lejanas del punto de mejor operación para el refrigerante R290.

Es importante resaltar que los mayores esfuerzos que deben ser invertidos para obtener una mejora significativa en la eficiencia real de un equipo acondicionador de aire, deben estar enfocados en procesos de mejora del compresor. Mejorar el compresor afectará significativamente el ahorro de exergía en el acondicionador de aire incluso si no se mejoran los equipos de intercambio de calor como la evaporadora y condensadora. Algunas opciones de mejora en el compresor pueden incluir nuevos diseños en las geometrías, mejora en las propiedades de nuevos fluidos lubricantes, entre otras.

Según los resultados que se presentan en la Figura 4, a medida que aumenta el calor latente de vaporización del fluido refrigerante, aumenta significativamente la destrucción de exergía en el compresor.

operación en la EER se alcanzó cuando la carga de refrigerante fue de 500 gramos, este valor es claramente inferior al del R410 debido a que el refrigerante R290 posee un mayor calor latente de vaporización, por lo cual, al impulsar una menor cantidad de fluido refrigerante, menor será el consumo de energía del compresor, lo que aumenta su desempeño energético de primera ley. No obstante, una mejora en la eficiencia energética debido a la disminución del consumo de energía trae como consecuencia una menor capacidad de refrigeración del equipo ensayado (para este caso el resultado obtenido fue 2.3 kW equivalente a 9000 Btu/h), lo que resulta en una condición desfavorable para propósitos prácticos en términos del funcionamiento real y comercialización del equipo.

Según los resultados presentados en la Figura 5, un proceso de mejora en el desempeño de un acondicionador de aire debería estar enfocado en una metodología de optimización la cual maximice la eficiencia energética EER y a su vez minimice la carga de refrigerante, lo cual directamente contribuye con un

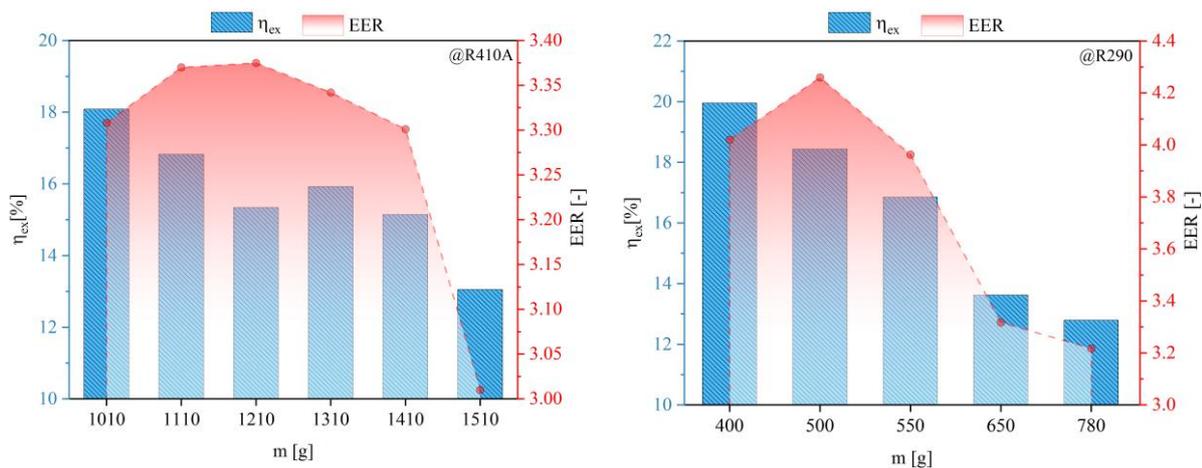


Figura 5. Eficiencia exergética y EER del equipo operando con R410A, izquierda operando con R410a, derecha operando con R290.

La Figura 5 muestra los resultados obtenidos de la eficiencia exergética y la relación de eficiencia energética EER del equipo operando con R410A (izquierda) y operando con R290 (derecha). En ambos casos, es evidente que la eficiencia exergética disminuye a medida que la cantidad másica de refrigerante aumenta. Este comportamiento es especialmente problemático, debido a que una baja carga de refrigerante afecta directamente la capacidad de enfriamiento de un acondicionador de aire. Como puede observarse en la Figura 5, para el caso del R410A el punto de mejor operación se alcanzó cuando la carga de refrigerante fue aproximadamente 1210 gramos, valor que coincide con la información declarada por el fabricante especialmente para ese modelo. Para el caso del R290, el punto de mejor

aumento significativo en la eficiencia exergética del equipo. Esta condición de mejora prioriza una menor cantidad de uso de la sustancia lo cual conlleva a disminución de costos de funcionamiento, instalación, mantenimiento y traería beneficios en la mitigación del calentamiento global, esto acompañado de buenas prácticas en la instalación de los equipos para evitar fugas de refrigerante y para su disposición final.

La Figura 6 presenta un esquema comparativo del flujo de exergía destruida en los componentes operando a carga nominal. Se observa que el componente que menos contribuye con la destrucción de exergía es el evaporador. Estos hallazgos corroboran los modelos propuestos en la literatura por Morosuk & Tsatsaronis [21], en los que se concluye que la destrucción de

exergía dentro del evaporador es relativamente pequeña en comparación con la destrucción de exergía dentro de otros componentes. Por lo tanto, la priorización de los procesos de mejora de un acondicionador de aire no necesariamente consideraría mejorar la eficiencia del evaporador.

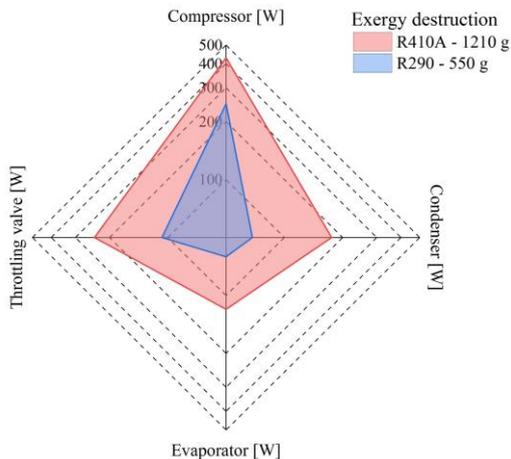


Figura 6. Comparativa del flujo de exergía destruida en los componentes operando a carga nominal.

Por otra parte, un aumento en el desempeño del acondicionador de aire debería considerar también procesos de mejora en el condensador. Esto se puede lograr mediante el uso de materiales con mejores coeficientes de transferencia de calor, una mayor área de intercambio, mejores sistemas de control, mejoras en el proceso de manufactura, entre otros. Sin embargo, todas estas acciones de mejora traen como consecuencia un mayor costo del equipo, por lo cual se espera que con el tiempo el costo de producción disminuya a nivel mundial y aumente la adopción de estas nuevas tecnologías. La selección de un refrigerante alternativo apropiado para un sistema de aire acondicionado implica una compensación entre las características de transferencia de calor, la eficiencia del compresor, la inflamabilidad y el costo.

En este sentido, algunos países tienen sus propias reglamentaciones que priorizan la utilización de refrigerantes de baja huella de carbono y estimulan la adopción en el mercado disminuyendo los niveles de las clasificaciones de eficiencia energética para promover estas nuevas tecnologías. Usualmente estas políticas públicas están definidas en los reglamentos de etiquetado, los cuales deben ser periódicamente revisados para incluir tecnologías más eficientes a medida que estos desarrollos por parte de las empresas avanzan.

Los reglamentos normativos de la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC) para refrigerantes levemente inflamables (A2L) e inflamables (A3) están bajo revisión y se espera que haya nuevos estándares disponibles en los próximos años. Actualmente, varios

reglamentos que cubren el uso de refrigerantes inflamables, la limitación de la carga y el uso de equipos relacionados, están disponibles en las normas IEC 60335-2-40, ISO 5149, EN 378-1, ASHRAE Standard 34, entre otras. Para sistemas acondicionadores de aire que utilizan refrigerantes inflamables que van a ser instalados en espacios cerrados existe un límite máximo de carga equivalente a 1500 g (A3). Se espera que la adopción del refrigerante R290 aumente en el futuro cercano y junto con los refrigerantes de baja huella de carbono y mezclas como el R-32, el R-452B y el R-1234yf, supongan más del 80% del uso en el mercado global.

#### 4. Conclusiones

Este estudio presentó la evaluación experimental del refrigerante R290 como sustituto del R410A en un equipo acondicionador de aire del tipo variable operando con diferentes cargas de refrigerante. Los análisis realizados corresponden con balances de exergía y la determinación de las características de desempeño asociadas con la relación de eficiencia energética EER.

Durante los ensayos se midió la capacidad de enfriamiento, el consumo de energía, las presiones de operación del refrigerante y las temperaturas del equipo en diferentes puntos de los componentes. El estudio permite concluir que el compresor presenta un mayor valor de exergía destruida debido principalmente al cambio del refrigerante y las variaciones en la carga másica.

Por otro lado, al comparar los refrigerantes se observó menor destrucción de exergía y mayor eficiencia exergética operando con R290. Sin embargo, la capacidad de enfriamiento se disminuye significativamente en el R290 en comparación con R410A, lo que resulta en una condición desfavorable para propósitos prácticos en términos del funcionamiento real y comercialización del equipo. Estos resultados pueden ser de gran interés para desarrollar políticas que aceleren la transformación del mercado hacia el uso de productos de alta eficiencia y alcanzar los objetivos trazados por la disminución de emisiones de dióxido de carbono y la mitigación de los efectos del calentamiento global.

Finalmente, para futuras investigaciones, se recomienda estudiar el comportamiento exergético del R-32, ya que, comercialmente se encuentran varias alternativas disponibles en el mercado.

#### 5. Agradecimientos

Agradecimientos al Laboratorio de Ensayos para Equipos Acondicionadores de Aire LPEA asociado a la Vicerrectoría de Investigación, Innovación y Extensión

de la Universidad Tecnológica de Pereira por la financiación del proyecto con código 8-22-2.

## 6. Referencias

- [1] R. Ciconkov, "Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions," *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 441–448, Feb. 2018.
- [2] P. Makhnatch, A. Mota-Babiloni, A. López-Belchí, and R. Khodabandeh, "R450A and R513A as lower GWP mixtures for high ambient temperature countries: Experimental comparison with R134a," *Energy*, vol. 166, pp. 223–235, Jan. 2019.
- [3] S. O. Andersen, "The implications to the Montreal Protocol of the inclusion of HFCs and PFCs in the Kyoto Protocol," UNEP, Nairobi, Kenya, 1999.
- [4] Y. Heredia-Aricapa, J. M. Belman-Flores, A. Mota-Babiloni, J. Serrano-Arellano, and J. J. García-Pabón, "Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A," *Int. J. Refrig.*, vol. 111, pp. 113–123, 2020.
- [5] Q. Tian *et al.*, "An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners," *Int. J. Refrig.*, vol. 57, pp. 216–228, 2015.
- [6] P. Mishra, S. Soni, and G. Maheshwari, "Exergetic performance analysis of low GWP refrigerants as an alternative to R410A in split air conditioner," *Mater. Today Proc.*, Mar. 2022.
- [7] V. La Rocca and G. Panno, "Experimental performance evaluation of a vapour compression refrigerating plant when replacing R22 with alternative refrigerants," *Appl. Energy*, vol. 88, no. 8, pp. 2809–2815, Aug. 2011.
- [8] Z. Yang, A. Ghahramani, and B. Becerik-Gerber, "Building occupancy diversity and HVAC (heating, ventilation, and air conditioning) system energy efficiency," *Energy*, vol. 109, pp. 641–649, 2016.
- [9] Z. Yang and B. Becerik-Gerber, "Assessing the impacts of real-time occupancy state transitions on building heating/cooling loads," *Energy Build.*, vol. 135, pp. 201–211, 2017.
- [10] W. Y. Park, N. Shah, K. Shiraishi, and E. Vine, "Improving energy performance metrics to maximize the benefits of disruptive technologies," *Energy Res. Soc. Sci.*, vol. 89, no. June, p. 102678, 2022.
- [11] T. A. Jacob, N. Shah, and W. Y. Park, "Evaluation of hybrid evaporative-vapor compression air conditioners for different global climates," *Energy Convers. Manag.*, vol. 249, no. October, p. 114841, 2021.
- [12] J. U. Ahamed, R. Saidur, and H. H. Masjuki, "A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 3, pp. 1593–1600, 2011.
- [13] T. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*. Malabar, Florida, 1995.
- [14] I. Dincer and M. A. Rosen, *Exergy analysis of heating, refrigerating and air conditioning: methods and applications*. Elsevier, 2015.
- [15] E. Halimic, D. Ross, B. Agnew, A. Anderson, and I. Potts, "A comparison of the operating performance of alternative refrigerants," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, no. 12, pp. 1441–1451, Aug. 2003.
- [16] K. Nawaz, B. Shen, A. Elatar, V. Baxter, and O. Abdelaziz, "R290 (propane) and R600a (isobutane) as natural refrigerants for residential heat pump water heaters," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 127, pp. 870–883, Dec. 2017.
- [17] C. S. Choudhari and S. N. Sapali, "Performance Investigation of Natural Refrigerant R290 as a Substitute to R22 in Refrigeration Systems," *Energy Procedia*, vol. 109, pp. 346–352, Mar. 2017.
- [18] A. F. Yepes Mesa, "Estudio sobre la implementación del refrigerante R290 como sustituto del R410A en un equipo acondicionador de aire," Universidad Tecnológica de Pereira, 2020.
- [19] J. Szargut, D. Morris, and F. Steward, *Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes*. New York, USA, 1988.
- [20] ISO, *ISO 5151 Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance*. 2017, p. 74.
- [21] T. Morosuk and G. Tsatsaronis, "Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids," *Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2248–2258, Dec. 2009.