

## EVALUACIÓN DE RENDIMIENTO ESTACIONAL DE BOMBAS DE CALOR SALMUERA – AGUA DE REFRIGERANTES CON BAJO GWP COMO ALTERNATIVA DE R410A

José M. Santos\*, Ignacio Ortega, Fernando Cerdeira y Jaime Sieres

Grupo de Investigación ‘Chemical Environmental and Thermal Engineering’ (ChETE),  
Escuela de Ingeniería Industrial, Universidad de Vigo.  
Campus Lagoas-Marcosende. c/ Maxwell 9, 36310 Vigo  
e-mail: josanna@uvigo.gal

**Resumen:** *Actualmente, el uso de energías renovables se considera primordial para disminuir la contaminación ambiental y reducir el calentamiento global, y centrado en la reducción progresiva de sustancias que lo provocan. En concreto, en bombas de calor y equipos de aire acondicionado pequeños, con potencias inferiores a 12 kW, en la prohibición del uso de gases fluorados cuyo potencial de calentamiento atmosférico (GWP) no sea de al menos 150 a partir de 2027.*

*El empleo de refrigerantes alternativos con valores inferiores de GWP se ha convertido en tema de interés generalizado de investigación para el desarrollo continuo de bombas de calor de compresión de vapor, utilizadas cada vez más ampliamente como opción prometedora para reemplazar el equipo basado en combustibles fósiles utilizados para aplicaciones de calefacción, y clave para reemplazar el uso extenso de refrigerantes con valores de GWP altos que se encuentran actualmente en el mercado, como el R410A.*

*En este trabajo, se analiza el comportamiento de algunos de estos refrigerantes alternativos con un menor GWP que el R410A a sustituir en una bomba de calor salmuera-agua. Sus rendimientos relativos en términos de coeficiente estacional de rendimiento (SCOP), capacidad de calefacción y otras son similares, caso del R454B y R452B. Minusvalorando aquéllos determinados en caso de R454C.*

**Palabras clave:** Refrigeración, bomba de calor, GWP, SCOP, reemplazo HFC.

## 1. INTRODUCCIÓN

La reducción del consumo energético de los edificios residenciales y el uso de energías renovables para la calefacción son objetivos claros de las políticas energéticas europeas.

La tecnología de bomba de calor está reconocida como uno de los principales sustitutos posibles de las calderas de combustibles fósiles y, por su mayor eficiencia energética y su uso de energías renovables, puede ser clave para reducir el consumo de energía primaria y limitar el impacto ambiental de las emisiones de gases de efecto invernadero. El refrigerante más común empleado en bombas de calor domésticas en la última década ha sido el R410A. El uso de este refrigerante HFC con un potencial de calentamiento global (GWP) de 1924 [1] se verá, probablemente, limitado progresivamente para cumplir con las futuras modificaciones de normativas internacionales, como el Reglamento F-Gas UE nº 573/2024. Una posibilidad es reemplazar el R410A por refrigerantes alternativos de menor GWP, como mezclas de refrigerantes HFO.

Así, numerosas publicaciones han presentado mezclas de reemplazo de R410A, en la mayoría de los casos, estas investigaciones consideraron al R32 como un componente importante en las mezclas [2, 3, 4]

En este trabajo se ha realizado una comparación teórica entre diferentes refrigerantes de bajo GWP disponibles, como el R452B, el R454B y el R454C. Se ha desarrollado un modelo de bomba de calor residencial para evaluar la eficiencia energética estacional, el consumo de energía y otros parámetros en condiciones climáticas típicas de la temporada de calefacción europea.

## 2. METODOLOGÍA

El propósito de este estudio es comparar el comportamiento del coeficiente de rendimiento estacional (SCOP) de varios refrigerantes alternativos de bajo GWP en una bomba de calor geotérmica (salmuera-agua) reversible para aplicaciones de calefacción que funciona con R410A.

Se preparó un modelo de simulación en el software *Engineering Equation Solver* [5], para predecir el desempeño del sistema bajo diferentes condiciones operativas y con diferentes refrigerantes, según especificaciones en la norma UNE-EN 14825 [6].

La Figura 1 muestra esquemáticamente el sistema simulado simple de bomba de calor por compresión de vapor, en el modo de operación de calefacción, con los componentes principales (compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador). El modelo representa un ciclo de compresión de vapor de una bomba de calor salmuera-agua utilizado para calefacción doméstica.

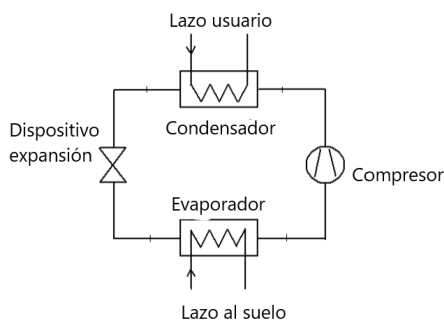


Figura 1. Esquema simple de una bomba de calor en modo calefacción.

El R410A o un refrigerante de bajo GWP será el fluido primario en el ciclo termodinámico, y los fluidos secundarios, agua en el condensador y salmuera (mezcla de agua y propilenglicol con una concentración fija del 25% en volumen) en el evaporador.

El refrigerante más común empleado en las bombas de calor domésticas es el R410A. Para su sustitución, los refrigerantes sustitutos, mezclas HFO, deben obtener el mejor compromiso en términos de capacidad de calefacción, eficiencia energética, coeficiente de rendimiento estacional (SCOP) o temperatura de descarga, entre otros parámetros.

Teniendo en cuenta estos factores, se han elegido los refrigerantes R452B, R454B y R454C como posibles sustitutos interesantes del R410A. Éstos han sido considerados soluciones de transición caracterizadas por valores de GWP intermedios [4]. Sin embargo, el futuro de estas alternativas no está claro, ya que desde la UE se han propuesto regulaciones más estrictas que prohibirán equipos que contengan gases fluorados con un GWP de 150 o más [7].

La Tabla 1 recopila algunas características básicas de estos refrigerantes según el standard ASHRAE [1]

Tabla 1. Características para los refrigerantes en estudio R410A, R452B, R454B y R454C.

	<b>R410A</b>	<b>R452B</b>	<b>R454B</b>	<b>R454C</b>
Composición química (% en masa)	R32 / R125 (50 / 50)	R32 / R125 / R1234yf (67 / 7 / 26)	R32 / R1234yf (68.9 / 31.1)	R32 / R1234yf (21.5 / 78.5)
PCA (AR5)	1924	697	465	148
Clasificación en seguridad	A1	A2L	A2L	A2L
$T_{crit}$ (°C)	70.3	79.7	77.1	82.4
$P_{crit}$ (bar)	47.7	55	50.41	38.6
$T_{glide}$ (K)	0.1	1.3	1.5	6

El modelo tiene en cuenta diferentes condiciones de funcionamiento de la bomba de calor, del lado del usuario (agua), y en el circuito geotérmico (salmuera), para el modo de calefacción, siguiendo aquellas recopiladas en la norma EN 14825 [6]. La Tabla 2 recopila, para el clima de referencia medio (A) y bajo funcionamiento a baja temperatura, las condiciones de diseño ( $T_{diseño}$ ), los ratios de carga parcial ( $pl(T_j) = \dot{Q}_{cal}(T_j) / \dot{Q}_{diseño}$ ) para los puntos (E, A, B, C, D) y sus temperaturas ( $T_j$ ), junto con las temperaturas de entrada ( $T_{ent}$ ) y salida ( $T_{sal}$ ) para el agua y salmuera, respectivamente. Otros climas de referencia, más cálido (W) y más frío (C), junto con otros modos de funcionamiento (intermedia, media y alta temperatura) se recopilan en la norma EN 14825 y no han sido objeto de este estudio, quedando pendiente para más adelante.

Tabla 2. Temperatura de diseño, ratios de carga parcial, temperaturas de entrada y salida, en intercambiador interno y externo, en aplicaciones de baja temperatura, considerando un clima de referencia medio

Condición	Temp. referencia clima medio (A)	Carga parcial	Intercambiador exterior (salmuera)	Intercambiador interior (agua)
	$T_j$ (°C)	$pl(T_j)$ (%)	$T_{ent} / T_{sal}$ (°C)	$T_{ent} / T_{sal}$ (°C)
<b>E (diseño)</b>	-10	100	0 / -3	30 / 35
<b>A</b>	-7	88	0 / -3	29 / 34
<b>B</b>	+2	54	0 / -3	25 / 30
<b>C</b>	+7	35	0 / -3	22 / 27
<b>D</b>	+12	15	0 / -3	19 / 24

Además, se han tenido en cuenta algunas consideraciones para simplificar los cálculos:

- + La bomba de calor funciona en estado estacionario
- + Sin caídas de presión en las tuberías
- + La transferencia de calor en las tuberías de refrigerante es insignificante
- + La transferencia de calor con el entorno en los diferentes componentes (compresor, intercambiador de calor y válvula de expansión) es insignificante
- + Perfecta distribución en intercambiadores de calor.
- + La eficiencia isoentrópica del compresor es constante ( $\eta_{isoc} = 60\%$ )
- + El grado de subenfriamiento (GS) a la salida del condensador y el grado de sobrecalentamiento (GR) a la salida del evaporador se dan como parámetros de entrada (0 K, +2 K, +5 K, +7 K, +10 K)
- + La transferencia de calor en los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) se simplifica utilizando como dato de entrada el salto mínimo de temperatura entre el refrigerante (CAT) y los fluidos secundarios y asumiendo una configuración de contraflujo. Se plantean saltos térmicos (DT) en intercambiadores como parámetro de entrada (0 K, +2 K, +5 K)

+ Régimen de funcionamiento del compresor ( $\dot{N}_{comp}$ ) variable, entre  $\dot{N}_{max}$  y  $\dot{N}_{min}$

Bajo estas condiciones e introduciendo únicamente los datos de temperatura externa del agua y de la salmuera en el modo de aplicación de calefacción se evaluaron varios parámetros del ciclo termodinámico, como el coeficiente de rendimiento (COP), la potencia absorbida del compresor ( $\dot{W}_{comp}$ ), la potencia calorífica de calefacción ( $\dot{Q}_{BC}$ ), la temperatura de descarga ( $T_{dis}$ ), y demás parámetros que caracterizan el funcionamiento de la bomba de calor agua-salmuera. El valor del SCOP ha sido calculado en base a los valores del COP determinado bajo esos puntos siguiendo lo que la norma EN 14825 especifica [6]

Los resultados deben considerarse como una aproximación al rendimiento real de un sistema de bomba de calor. Algunas suposiciones como los valores constantes de eficiencia isentrópica, CAT en los intercambiadores de calor o grados de subenfriamiento y sobrecalentamiento dependen de las condiciones de operación o del refrigerante considerado.

### 3. RESULTADOS

Se han planteado dos modos de evaluación del sistema. Un primer modo considera que, con cada refrigerante, la condición de ensayo E (plena carga) coincide con la temperatura de diseño del clima medio (A). Así, la carga de calefacción de diseño con cada refrigerante coincide con la potencia calorífica máxima, con el compresor a máxima velocidad ( $\dot{N}_{max}$ ), que puede proporcionar la bomba de calor con cada refrigerante. Por tanto,  $\dot{Q}_{diseño}$  es diferente con cada refrigerante.

En el segundo modo de evaluación, el refrigerante R410A se toma como refrigerante de referencia. La carga de diseño es igual a la potencia calorífica máxima que puede proporcionar la bomba de calor con el refrigerante R410A ( $\dot{Q}_{diseño} = \dot{Q}_{BC, \dot{N}_{max}, R410A}$ ). Esta carga de diseño se considera la misma para el resto de refrigerantes, y en principio no coincidirá con la potencia máxima que puede proporcionar la bomba de calor con cada uno de ellos.

#### 3.1. Evaluación bajo condiciones de diseño del refrigerante alternativo

Para esta evaluación la condición de diseño se corresponde con un funcionamiento de la bomba de calor a plena carga,  $pl=100\%$  (condición E), con el compresor a máxima velocidad ( $\dot{N}_{max}$ ) para cada refrigerante. Así, se obtiene la carga de diseño ( $\dot{Q}_{diseño}$ ) que se considera igual a la potencia suministrada por el compresor a máxima velocidad ( $\dot{N}_{max}$ ). Para el resto de condiciones (A, B, C, D) o cargas parciales, la carga de calefacción ( $\dot{Q}_{cal}(T_j) = pl(T_j) \cdot \dot{Q}_{diseño}$ ) y el coeficiente  $COP = \dot{Q}_{BC}/\dot{W}_{comp}$  quedarán calculadas según el propio funcionamiento de la bomba de calor. En este análisis, en regímenes bajos ( $pl=15\%$ , condición D) el funcionamiento puede presentar  $\dot{N}_{comp} < \dot{N}_{min}$ , lo que implica que la bomba de calor no puede trabajar por debajo de la mínima velocidad, y que la potencia suministrada por la bomba de calor,  $\dot{Q}_{BC}$ , “exceda” la carga de calefacción ( $\dot{Q}_{BC, \dot{N}_{min}} < \dot{Q}_{cal}(T_j)$ ) y, por consiguiente, la bomba de calor deba arrancar y parar, lo que penaliza su funcionamiento. Para esta condición obliga a corregir el  $COP_{BC}$ , a través del cálculo del  $COP_{bin} = COP_{BC} \cdot CR / (Cd \cdot CR + (1 - Cd))$ , a partir del ratio de potencias,  $CR = pl \cdot \dot{Q}_{diseño} / \dot{Q}_{BC}$ , y un coeficiente de degradación (Cd), que se considera  $Cd = 0.9$ .

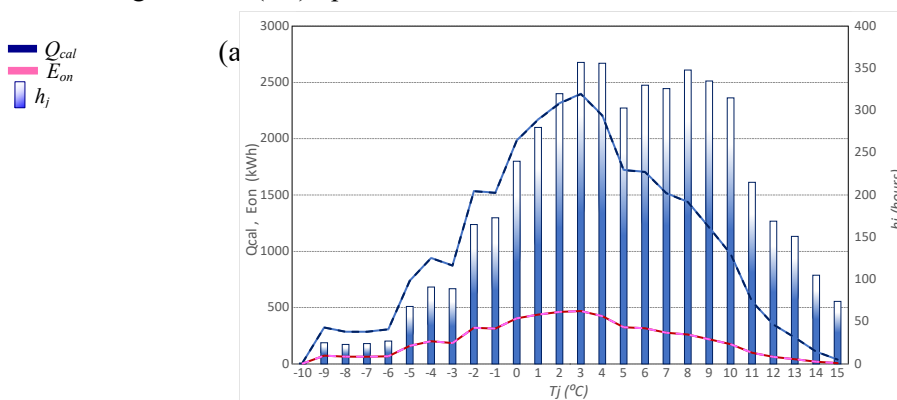


Figura 2. Demanda de calefacción función de la temperatura exterior. (a) Evaluación para los refrigerantes implicados en el estudio, y (b) comparativa para el R410A (línea continua) y el R452B (línea discontinua) de la demanda de calefacción y la energía consumida en función de las temperaturas exteriores.

La figura 2a muestra la demanda de calefacción a ser neutralizada por la bomba de calor en las diferentes temperaturas ( $T_j$ ). Con los refrigerantes R452B y R454B la demanda de calefacción que la bomba de calor podría suplir es prácticamente la misma que con R410A, mientras que con R454C es considerablemente inferior lo que repercutirá en el valor del SCOP. En la figura 2b se representa, junto con la demanda de calefacción, el consumo de la bomba de calor en función de la temperatura exterior para el R410A (siendo los resultados muy similares para R452B o R454B).

El valor obtenido del SCOP, en el “caso idealizado”, para el R410A es 5.183. En caso de emplear los refrigerantes alternativos (R454B, R452B y R454C), este valor resulta, 5.109, 5.102 y 4.325, respectivamente. Lo que resulta, en el caso del R454B y R452B, son muy similares al original (R410A) bajo las condiciones marcadas. Mientras que disminuye acusadamente en el caso del R454C. La tendencia en los valores del SCOP se mantiene para los casos estudiados, siendo similar para el R454B y R452B, y con bastante disparidad, a la baja, en torno de un 15% para el R454C.

### 3.2. Evaluación manteniendo las condiciones de diseño iniciales bajo R410A

Ahora, la condición E (plena carga), para todos los refrigerantes, se considera que la carga de diseño coincide con la potencia calorífica que proporciona el sistema con R410A con el compresor a máxima velocidad ( $\dot{Q}_{diseño} = \dot{Q}_{BC \dot{N}_{max,R410A}}$ ). Así, la demanda de calefacción se determinará a través de

$$\dot{Q}_{cal}(T_j) = pl(T_j) \cdot \dot{Q}_{diseño} = pl(T_j) \cdot \dot{Q}_{BC \dot{N}_{max,R410A}} \quad (1)$$

Si con un refrigerante determinado, bajo algún condición, se produce que  $\dot{Q}_{cal}(T_j) > \dot{Q}_{BC \dot{N}_{max,ref}}$ , significará que la bomba de calor con dicho refrigerante no es capaz de satisfacer la carga de calefacción necesaria y necesitará de un sistema de aporte energético adicional capaz de completar la potencia de calefacción demandada. Además, igual que en el caso anterior, a cargas parciales bajas la potencia de la bomba de calor podría exceder la potencia de calefacción, lo que, nuevamente, debe tenerse en cuenta el ratio de potencias (CR) y llevar a cabo la corrección sobre el  $COP_{BC}$ .

La figura 3a muestra la carga de calefacción ( $\dot{Q}_{cal}$ ) y la potencia calorífica suministrada por la bomba de calor ( $\dot{Q}_{BC}$ ) en función de la temperatura exterior. Los resultados son para R410A aunque prácticamente coinciden con los de R452B y R454B. Señalar que para la condición D, la bomba de calor produce en exceso, lo que obliga a periodos de arranque y parada para ajustarse a la carga de calefacción. La figura 3b muestra la divergencia entre la carga de calefacción para la condición E y A, para el R454C, mientras la temperatura es negativa y un ajuste más acertado para las otras condiciones (B, C y D).

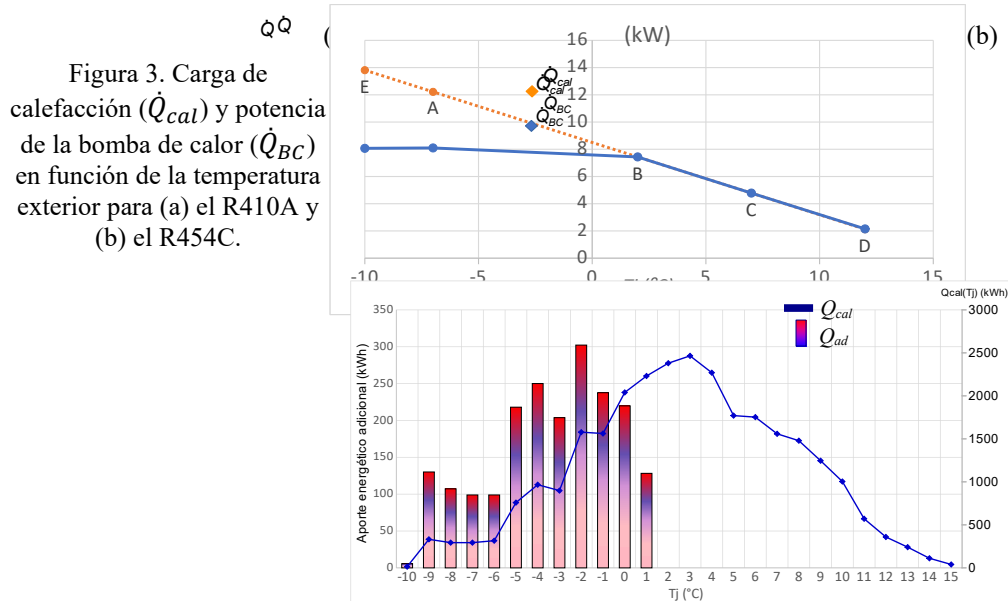


Figura 3. Carga de calefacción ( $\dot{Q}_{cal}$ ) y potencia de la bomba de calor ( $\dot{Q}_{BC}$ ) en función de la temperatura exterior para (a) el R410A y (b) el R454C.

Figura 4. Aporte energético adicional ( $Q_{ad}$ ) y demanda de calefacción ( $Q_{cal}$ ) en el caso del R454C

En la figura 4 puede observarse la necesidad del aporte energético adicional (caso del R454C), sólo para el caso de temperaturas negativas, puesto que la bomba de calor no es capaz de satisfacer la carga de calefacción ( $Q_{cal}(T_j)$ ).

El valor obtenido del SCOP, en el “caso idealizado”, para el R410A es 5.183. Bajo las mismas condiciones para los refrigerantes sustitutos, R454B, R452B y R454C son, 5.095, 5.087 y 3.535, respectivamente. Se mantiene la tendencia de que para el R454B y R452B este valor es similar, a la baja, con relación al R410A. En el caso del R454C, para este modo de evaluación y en las condiciones estudiadas disminuye drásticamente. La tendencia en los valores del SCOP se mantiene para los casos estudiados, siendo similar para el R454B y con un ligero descenso del 1.8% para el R452B. En el caso del R454C, puesto que necesita de un aporte suplementario, la penalización sobre el SCOP es mayor, con una disminución en torno de un 27% .

#### 4. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado un análisis del comportamiento de los refrigerantes alternativos R454B, R452B y R454C con un menor GWP que el R410A a sustituir en una bomba de calor salmuera-agua. La evaluación se realizó en términos de coeficiente estacional SCOP según especificaciones en la norma UNE-EN 14825 [6].

Dos estudios se llevaron a cabo donde puede concluirse que los refrigerantes alternativos R452B y R454B pueden sustituir directamente al R410A en una bomba de calor salmuera-agua sin cambio apreciable en el valor del SCOP. En cambio para el R454C queda penalizado al necesitar un aporte energético adicional y minusvalorando en un 27% el SCOP.

#### AGRADECIMIENTOS

Este trabajo es parte del proyecto TED2021-129982B-I00 financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por la Unión Europea “NextGenerationEU”/PRTR.

#### REFERENCIAS

- [1] ANSI/ASHRAE Standard 34–2019, Designation and Safety Classification of Refrigerants (2019)
- [2] Shen B., Li Z., Gluesenkamp K.R. . Experimental study of R452B and R454B as drop-in replacement for R410A in split heat pumps having tube-fin and microchannel heat exchangers. Applied Thermal Engineering, 2022, 204
- [3] Panato V.H., Marcucci Pico D.F., Bandarra Filho, E.P. . Experimental evaluation of R32, R452B and R454B as alternative refrigerants for R410A in a refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 2022, 135, 221-230
- [4] Sieres J, Ortega I, Cerdeira F, Álvarez E. . Drop-in performance of the low-GWP alternative refrigerants R452B and R454B in an R410A liquid-to-water heat pump. Applied Thermal Engineering, 2021, 182
- [5] Klein, S.A., 2022. EES – Engineering Equation Solver, Version 11.467, (2022-11-03). F-Chart Software, <https://fchartsoftware.com>
- [6] European Committee for Standardization, Standard EN 14825: 2018. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance. Brussels, Belgium, 2018.
- [7] European Union, 2024. Regulation (EU) 2024/573 on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014