



*Rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la
producción de agua caliente sanitaria*

*Performance of heat pumps working with various refrigerants for the production of
domestic hot water*

*Desempenho de bombas de calor a trabalhar com vários refrigerantes para a produção
de água quente sanitária*

Daniela Vásconez-Núñez^I

daniela@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-1898-9529>

Jhonatan Suárez-Espinosa^{II}

jonathan@gmail.com

<https://orcid.org/0009-0004-0062-7150>

Fernando Tello-Oquendo^{III}

fernando.tello@esPOCH.edu.ec

<https://orcid.org/0000-0002-2551-9648>

Correspondencia: fernando.tello@esPOCH.edu.ec

Ciencias Técnicas y Aplicadas.

Artículo de Investigación.

***Recibido:** 29 de enero de 2023 ***Aceptado:** 21 de febrero de 2023 * **Publicado:** 28 de marzo de 2023

- I. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería Industrial, Grupo GIDENM, Riobamba, Ecuador.
- II. Yanaoil Technologies, Francisco de Orellana, Ecuador.
- III. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Facultad de Mecánica, Carrera de Ingeniería Automotriz, Grupo GIDENM, Riobamba, Ecuador.

Resumen

El objetivo de este trabajo es comparar el rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Los refrigerantes considerados fueron R-134a, R-290, R-410A, R-407C, R-513A, R-1234yf, R-454C, R-32. Primeramente, se calculó la demanda de ACS de agua caliente para una vivienda de 5 personas, posteriormente se estimó la potencia requerida en el condensador de la bomba de calor considerando una acumulación del 30%. Luego de determinar el volumen del tanque de acumulación de ACS, se dimensionaron los componentes de la bomba de calor y se seleccionó el modelo de compresor para cada refrigerante. Finalmente, estimó el rendimiento medio estacional para cada refrigerante bajo condiciones climatológicas de la ciudad de Riobamba, utilizando polinomios AHRI para determinar los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor bajo diferentes condiciones de operación. Los resultados, muestran que, considerando modelos comerciales de compresores para bombas de calor y bajo condiciones nominales de funcionamiento ($T_e=2.5^{\circ}\text{C}$, $T_c=65^{\circ}\text{C}$), con el refrigerante R-290 se consigue un mayor COP y su SPF es el mejor de todos los refrigerantes analizados, siendo aproximadamente un 21% mejor que con el R-32.

Palabras Claves: Agua caliente sanitaria (ACS); Bombas de calor; Refrigerantes; Rendimiento medio estacional (SPF).

Abstract

The objective of this work is to compare the performance of heat pumps working with various refrigerants for the production of domestic hot water (ACS). The refrigerants considered were R-134a, R-290, R-410A, R-407C, R-513A, R-1234yf, R-454C, R-32. Firstly, the demand for hot water ACS for a house with 5 people was calculated, then the power required in the heat pump condenser was estimated considering an accumulation of 30%. After determining the volume of the DHW accumulation tank, the components of the heat pump were sized and the compressor model was selected for each refrigerant. Finally, it estimated the seasonal mean performance for each refrigerant under climatic conditions of the city of Riobamba, using AHRI polynomials to determine the operating parameters of the heat pump under different operating conditions. The results show that, considering commercial models of compressors for heat pumps and under nominal operating conditions ($T_e=2.5^{\circ}\text{C}$, $T_c=65^{\circ}\text{C}$), with the R-290 refrigerant a higher COP is

achieved and its SPF is the best of all. all refrigerants tested, being approximately 21% better than R-32.

Keywords: Sanitary hot water (ACS); heat pumps; refrigerants; Seasonal Mean Yield (SPF).

Resumo

O objetivo deste trabalho é comparar o desempenho de bombas de calor que funcionam com vários refrigerantes para a produção de água quente sanitária (ACS). Os refrigerantes considerados foram R-134a, R-290, R-410A, R-407C, R-513A, R-1234yf, R-454C, R-32. Primeiramente calculou-se a demanda de ACS de água quente para uma casa com 5 pessoas, depois estimou-se a potência necessária no condensador da bomba de calor considerando um acúmulo de 30%. Após a determinação do volume do tanque de acúmulo de AQS, dimensionaram-se os componentes da bomba de calor e selecionou-se o modelo de compressor para cada refrigerante. Por fim, estimou-se o desempenho médio sazonal de cada refrigerante nas condições climáticas da cidade de Riobamba, utilizando polinômios AHRI para determinar os parâmetros de operação da bomba de calor em diferentes condições de operação. Os resultados mostram que, considerando modelos comerciais de compressores para bombas de calor e em condições nominais de operação ($T_e=2,5^{\circ}\text{C}$, $T_c=65^{\circ}\text{C}$), com o refrigerante R-290 consegue-se um COP mais alto e seu FPS é o melhor de todos. refrigerantes testados, sendo aproximadamente 21% melhor que o R-32.

Palavras-chave: Água quente sanitária (ACS); bombas de calor; refrigerantes; Rendimiento Médio Sazonal (SPF).

Introducción

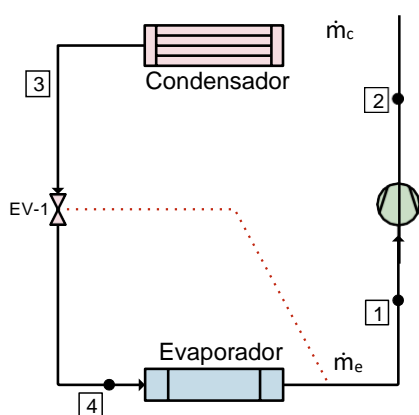
En Ecuador, el 13,9 % del total de la demanda de energía pertenece al sector residencial, de los cuales el consumo del gas licuado de petróleo representa el 52,9%, la electricidad representa el 37,9%, leña 9,2% y el gas natural el 0.1%, según el Balance Energético Nacional del 2021 [1]. En la Unión Europea el sector residencial representa alrededor del 40% del consumo global de energía final y el 30% de las emisiones directas de CO₂ [2].

La producción de agua caliente sanitaria (ACS) es un componente crucial del consumo energético residencial en el Ecuador, sobre todo en climas fríos, donde la demanda de energía para calentar ACS va en aumento, así como su efecto en el calentamiento global y el cambio climático producto

de las emisiones de gases de efecto invernadero. En este contexto, la bomba de calor se ha convertido en una de las alternativas para reducir el consumo de energía para producir ACS, debido a su alta eficiencia energética y su capacidad de producir calor. Esta tecnología aprovecha la energía térmica del aire o agua exterior para calentar agua, lo que resulta en un ahorro significativo de energía y reducción de costos en comparación con los sistemas de calentamiento de agua tradicionales.

La Figura 1 muestra el esquema del ciclo de compresión de vapor de la bomba de calor y el diagrama presión entalpía. En la figura se ilustra los cuatro procesos básicos del ciclo termodinámico de la bomba de calor. En el evaporador el refrigerante absorbe calor del aire exterior (proceso 4-1), consecuentemente, el refrigerante se evapora. Posteriormente, el vapor de refrigerante es comprimido en el compresor (proceso 1-2) desde la presión del evaporador (P_1) hasta la presión del condensador (P_2), en este proceso la bomba de calor consume energía eléctrica para accionar el compresor. Seguidamente el vapor recalentado se condensa en el condensador (proceso 2-3) liberando calor hacia el agua que se pretende calentar. Finalmente, el refrigerante condensado entra en la válvula de expansión (proceso 3-4), en donde baja su presión y temperatura hasta el punto P4 a la entrada del evaporador, cerrando el ciclo termodinámico.

a)



b)

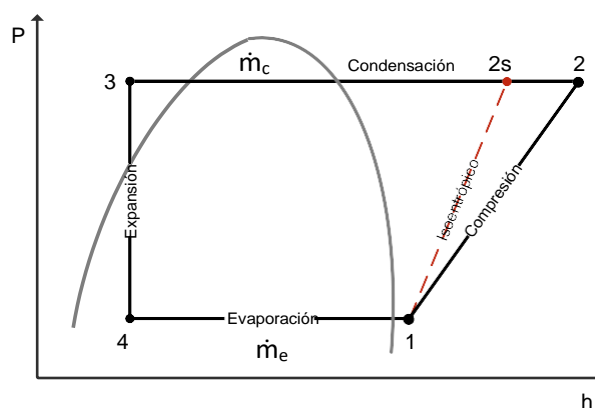


Fig. 1: a) Esquema del ciclo de compresión vapor de la bomba de calor. b) Diagrama P-h del ciclo de compresión de la bomba de calor. [3]

La ventaja energética de la bomba de calor radica en que la energía que es capaz de liberar en el condensador (Q_C) es mayor a la energía consumida por el compresor (E), a diferencia de un sistema de calentamiento en base a resistencias eléctricas cuya energía liberada para calentar el agua es menor a la consumida.

Diversos estudios se han realizado en donde evalúan el uso de la bomba de calor para producir ACS o calefacción en edificios como una alternativa al uso de la electricidad. Dutz et al. [4] realizó una evaluación del rendimiento de una bomba de calor aire-agua que trabaja con R-134a, conectada a un acumulador térmico, mediante la modelación del sistema utilizando Modelica. Los autores concluyeron que el depósito de agua juega un papel importante en el rendimiento del sistema, ya que es muy sensible a las condiciones de funcionamiento, como el caudal de extracción, la capacidad de funcionamiento de la bomba de calor o las pérdidas térmicas, que provocan una mezcla y destrucción de la estratificación térmica y una reducción de la energía disponible para el usuario final. Sarabia-Escriba et al. [5], compararon el comportamiento de diferentes sistemas de agua caliente sanitaria más representativos que utilizan en viviendas en Europa. El estudio evaluó el consumo energético, las emisiones de CO₂ equivalentes y el coste de cada sistema durante un periodo de vida de 15 años. El sistema de bomba de calor con fotovoltaica, considerando el autoconsumo, muestra el menor impacto ambiental en todas las zonas, pero no es una inversión atractiva en las zonas más frías debido a los precios más bajos del gas natural. Los sistemas solares térmicos tienen unos costes de adquisición y mantenimiento elevados que no compensan su ahorro energético. Tello-Oquendo et al. [3] realizaron una comparación del rendimiento de una bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa y una bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa con inyección de vapor, para producción de agua caliente sanitaria. Los autores concluyeron que la bomba de calor doble etapa presenta mayor coeficiente de desempeño (COP) para bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de salida de agua. Además, el COP es mayor en 17.57% y 8.82% para temperaturas de salida de agua de 40 °C y 65 °C, respectivamente, evaporando a 0 °C, trabajando con el refrigerante R-407C.

Por otro lado, Masip X. et al. [6] realizaron una modelación georreferenciada y evaluación de potenciales comunidades energéticas de agua caliente sanitaria basadas en bombas de calor y

fotovoltaicas en 150 edificios residenciales de una ciudad mediterránea. Los resultados de su estudio indican que los ahorros económicos y de emisiones agregados del agua caliente sanitaria en el distrito pueden alcanzar hasta el 85% y el 73%, respectivamente, en el caso de las bombas de calor, y del 22% y el 23%, respectivamente, con los sistemas fotovoltaicos. Wang, S. et al. [7] propusieron un sistema de calentamiento de agua con bomba de calor aerotérmica de condensación en paralelo para el suministro de agua caliente sanitaria, con el fin de mejorar la eficiencia energética; consideraron a la ciudad de Tomando Changsha (China) como ejemplo para su análisis, en función del COP y el consumo energético del sistema en cada mes. El COP medio en verano aumenta de 5,42 a 6,44, acercándose al 19,00%; el COP medio en invierno aumenta de 4,05 a 5,45, acercándose al 34,68%. Mateu-Royo et al. [8] analizaron teóricamente el rendimiento energético y la huella de carbono de la hidrofluoroolefina HFO-1234ze(E) y la mezcla R-515B como refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global (GWP) para reemplazar el hidrofluorocarbono HFC-134a en diferentes aplicaciones de bombas de calor. El HFO-1234ze(E) y R-515B dan como resultado una capacidad calorífica 25% inferior a la del HFC-134a, debido a una disminución del calor latente de vaporización y de la densidad de succión. La diferencia de capacidad de calefacción entre el HFO-1234ze(E) y el R-515B se mantiene por debajo del 2 %. El COP de los refrigerantes alternativos de bajo GWP es comparable al del HFC-134a en las condiciones propuestas. El análisis medioambiental ilustra que el HFO-1234ze(E) y el R-515B pueden reducir hasta un 18 % y un 15 %, respectivamente, las emisiones de CO₂ equivalentes en comparación con el HFC-134a en aplicaciones de calefacción de espacios a baja temperatura. Además, esta reducción llega al 78% en comparación con una caldera de gas natural, considerada como la tecnología de calefacción convencional en aplicaciones de temperatura moderadamente alta (agua caliente sanitaria, procesos industriales y radiadores). Aunque el HFO-1234ze(E) y el R-515B presentan un desempeño energético y ambiental comparable, el último refrigerante tiene una ventaja con respecto a los requisitos de seguridad de la instalación como refrigerante no inflamable (A1).

El presente artículo aborda en análisis del rendimiento la bomba de calor para la producción de agua caliente sanitaria, considerando varios refrigerantes. En primer lugar, se determina la demanda de agua caliente sanitaria para una vivienda de 5 personas en la ciudad de Riobamba,

luego se calcula la demanda energética y la potencia del condensador, utilizando un sistema de acumulación del 30% de capacidad. Posteriormente, se dimensionan de los componentes de la bomba de calor utilizando el programa Frío, luego se seleccionaron los modelos de compresores para cada refrigerante. Finalmente, se realiza el cálculo del rendimiento medio estacional tomando en cuenta las condiciones climatológicas de la ciudad de Riobamba.

Metodología

El análisis de la bomba de calor para la producción de agua caliente sanitaria con varios refrigerantes se realizó en función del rendimiento medio estacional (SPF). El dimensionamiento de la bomba de calor se realizó en función de la demanda de ACS, para lo cual se utilizó la metodología propuesta por la Guía técnica de agua caliente sanitaria del Instituto para la diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) [9]. Se consideró una vivienda tipo para 5 personas que utilizan 2 lavamanos, 2 duchas, 1 lavavajillas doméstico, 1 lavadora doméstica y 1 lavadero.

Cálculo de la demanda de ACS

La demanda de ACS se determina con la ecuación 1, en función del número de personas que habitan en la vivienda multiplicado por el consumo diario de ACS por día y persona.

$$Demanda\ ACS = \text{personas} \times \text{consumo diario} \frac{l}{\text{día} \cdot \text{persona}} \quad (1)$$

Potencia de la bomba de calor

La potencia de la bomba de calor se determinó para un sistema de acumulación al 30%, mediante la ecuación 2.

$$P_{BOMBA} = [Q_{punta} \cdot (T_{ACS} - T_{AFCH}) - V_{Acum} \cdot (T_{acum} - T_{AFCH}) \cdot F_{Acum}] \cdot \frac{1.16}{\eta_{ACS}} \quad (2)$$

donde,

Q_{punta} : Caudal punta se asume el 50% de consumo diario de ACS.

T_{ACS} : Temperatura de ACS la cual es 60°C

T_{AFCH} : Temperatura (°C) de red del agua, de acuerdo con el mes y localización (Tabla 4-2).

V_{Acum} : Volumen de depósito → 30% del Q_{punta}

T_{Acum} : Temperatura de acumulación 60°C

F_{Acum} : factor de uso del volumen depende de las dimensiones del tanque de acumulación, para encontrar el factor se utiliza la ecuación (3) [9].

$$F_{uso} = 0,63 + 0,14 \cdot \frac{H}{D} \quad (3)$$

Donde H y D son las dimensiones del tanque de acumulación altura y diámetro, respectivamente.

Dimensionamiento de la bomba de calor

Se utilizó el programa FRÍO para el dimensionamiento de la bomba de calor con varios refrigerantes seleccionados. Los datos de entrada en el programa son: Tipo de refrigerante, Temperatura de evaporación ($T_{evap}=T_{agua \text{ de red}}-10 \text{ K}$), Temperatura de condensación ($T_{cond}=T_{ACS}+10 \text{ K}$), Sub-enfriamiento y re-calentamiento (10 °C) y la Potencia de la bomba de calor. Se realiza una simulación para cada refrigerante, y se obtienen como datos de salida: Potencia del evaporador, Capacidad calorífica del compresor, Caudal real de compresor y COP de la bomba de calor.

En el estudio se consideraron varios refrigerantes para calcular el rendimiento de la bomba de calor. Se analizaron mezclas zeotrópicas como el R-410A y el R-407C, mezclas azeotrópicas como el R-513A, refrigerantes naturales como el R-290, hidrofluorocarbonos (HFC) puros como el R-32 y el R-134a, y nuevos refrigerantes hidrofluoroolefinas (HFO) como el R-1234yf y el R-454C.

Estimación del mapa de prestaciones de la bomba de calor

Con los datos obtenidos en el programa FRÍO (capacidad de calorífica y caudal del compresor), se utilizó el software Select 8 de Emerson para determinar el mapa de prestaciones de cada compresor

para los refrigerantes en análisis. Los mapas de funcionamiento de cada compresor fueron obtenidos a través del software Select 8, en función de la Capacidad calorífica. (Q_c) , Potencia del compresor. (E_c) , Capacidad frigorífica. (Q_e) , Flujo másico. (\dot{m}) , COP y Eficiencia del compresor. (η) .

Para estimar la capacidad de refrigeración y la eficiencia de la bomba de calor en un amplio rango de condiciones de operación, se utilizaron los polinomios ARHI. De acuerdo con la norma española UNE-EN 12900 [10] se debe generar polinomios de acuerdo con la siguiente expresión (4):

$$X = C_1 + C_2xS + C_3xD + C_4xS^2 + C_5X(SxD) + C_6xD^2 + C_7xS^3 + C_8x(DxS^2) + C_9x(SxD^2) + C_{10}xD^3 \quad (4)$$

Donde:

X: es la potencia absorbida, el caudal, la potencia frigorífica

S: es la temperatura de evaporación a la entrada del compresor

D: es la temperatura de condensación a la salida del compresor

C: es un coeficiente

Los coeficientes generados en los polinomios AHRI ($C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9, C_{10}$), se determinan por regresión polinomial a partir de los mapas de funcionamiento del compresor obtenidos del catálogo del fabricante (Select 8).

Cálculo del rendimiento medio estacional (SPF)

El SPF (Seasonal Performance Factor, por sus siglas en inglés) es un índice que indica la eficiencia energética de una bomba de calor. Es una medida de la cantidad de calor que una bomba de calor puede producir en relación con la energía eléctrica que consume durante un período de tiempo determinado, generalmente una temporada completa de calefacción o refrigeración. El SPF es importante porque indica cuánto ahorro de energía puede lograr una bomba de calor en comparación con otros sistemas de calefacción o refrigeración. Cuanto mayor sea el SPF, mayor

Rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la producción de agua caliente sanitaria
será la eficiencia energética de la bomba de calor, lo que se traduce en un menor consumo de

energía. Para determinar el SPF, se utiliza la metodología de las Bin hours. Para calcular el SPF se utiliza la ecuación (5) [11]:

$$SPF = \frac{\sum_{T.in}^{T.ex} Q_c x \# \text{ Horas /año}}{\sum_{T.in}^{T.ex} E' x \# \text{ Horas/año}} \quad (5)$$

Las bin hours se refieren al número de horas en un año que la temperatura exterior está dentro de ciertos rangos de temperatura, conocidos como "bins". Estas bins se definen en incrementos de 3 a 5 grados Celsius, comenzando en 0°C y terminando en 24°C. Al tomar en cuenta las bin hours, se puede seleccionar una bomba de calor con un SPF adecuado para las condiciones climáticas de una región específica, lo que resulta en un uso más eficiente de la energía y ahorro de costos energéticos. Para satisfacer la necesidad energética consumida al año en una instalación de calentamiento durante 8760 horas al año trabajando a su capacidad máxima.

Mediante los polinomios ARHI se calculan los coeficientes para la capacidad calorífica (\dot{Q}_c) y potencia del compresor (E'). Se calcula la energía térmica y energía eléctrica anuales multiplicando por las horas encontradas mediante la metodología Bin Hours.

Resultados

En la Tabla 1, se presentan los resultados de la demanda de ACS y la potencia calorífica requerida por la bomba de calor con un sistema de acumulación del 30%, para una vivienda tipo de la región sierra de Ecuador, en donde viven 5 personas.

La demanda de ACS se determinó utilizando la ecuación (1), considerando un consumo diario de 28 l/persona. La potencia calorífica requerida por la bomba de calor con un sistema de acumulación del 30% se determinó mediante la ecuación (2), para un $Q_{\text{punta}}=70$ l/día, un depósito acumulador de 80 litros de 480 mm de diámetro y 749 mm de altura de acero inoxidable 304 [12].

Tabla 1 Parámetros para el dimensionamiento de la bomba de calor

Parámetros	Valor
Demanda de ACS	140 l/d
Potencia térmica para acumulación al 30%	3,80 kW

Dimensionamiento de la bomba de calor

Se utilizó el programa Frío para analizar el rendimiento de la bomba de calor en función de varios refrigerantes que se están utilizando en sistemas de ACS. Los refrigerantes para realizar este estudio fueron: R-134a, R-290, R-410A, R-407C, R-513A, R-1234yf, R-454C, R-32. Los parámetros para el análisis son: potencia del evaporador, compresor, caudal real del compresor y COP.

Los datos de entrada para el programa frío son: Temperatura de evaporación=2,86 °C, Temperatura de condensación=65 °C, Potencia del condensador de 3,8 kW, el subenfriamiento y recalentamiento de 10 K. La Figura 2 muestra la interfaz del programa Frío para el cálculo de los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor con el refrigerante R-134a.

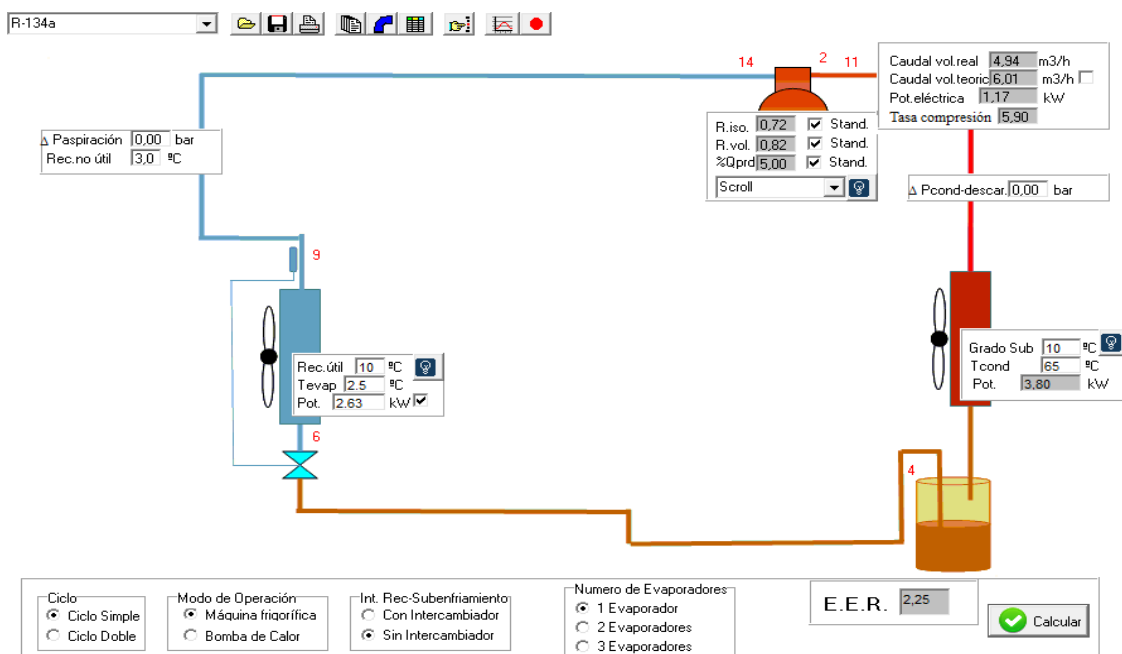


Fig. 2. Cálculo de los parámetros de la bomba de calor con el programa Frío.[13]

La Tabla 2 muestra los resultados de potencia del evaporador, potencia del compresor, caudal real del compresor y COP obtenidos al realizar las simulaciones con cada uno de los refrigerantes en estudio. Se observa una diferencia en el caudal del compresor que requiere cada refrigerante, esto se debe a las diferencias en la capacidad térmica de los refrigerantes, mientras menor capacidad calorífica tenga el refrigerante, mayor caudal se requiere para la misma potencia en el condensador.

Tabla 2 Resultados de los parámetros para la selección del compresor con varios refrigerantes

REFRIGERANTES	Potencia del evaporador (kW)	Potencia del condensador (kW)	Potencia del compresor (kW)	Caudal real del compresor (m ³ /h)	COP
R-134a	2,63	3,80	1,17	4,94	3,25
R-290	2,56	3,80	1,24	3,63	3,06
R-410A	2,50	3,80	1,31	2,13	2,90
R-407C	2,52	3,80	1,29	3,36	2,94
R-513A	2,56	3,80	1,23	4,62	3,01
R-1234yf	2,55	3,80	1,24	5,28	3,06
R-454C	2,44	3,80	1,37	3,68	2,77
R-32	2,55	3,80	1,28	1,89	3,97

Una vez determinado los parámetros de estudio de la bomba de calor, se procede a seleccionar el compresor el software Select 8, del cual se extrae el mapa de funcionamiento para cada tipo de refrigerante. La Figura 2 muestra la interfaz del programa Frío para el cálculo de los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor con el refrigerante R-134a.

Rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la producción de agua caliente sanitaria

The screenshot shows the Select 8 software interface. The 'Requirement / Selection' tab is active, showing a requirement of 75.00 kW. The 'Operating Conditions' tab shows evaporating temperature at 2.50 °C, suction superheat at 10.00 K, condensing temperature at 65.00 °C, and subcooling at 10.00 K. The 'System Diagram' shows a refrigeration cycle with a condenser at 18.89 bar and 65.00 °C, and an evaporator at 3.20 bar and 2.50 °C. The 'Selection' tab is active, showing a table of compressor models for R134a at 230 V / 1~.

Compressor	Motor Nominal Voltage/Phase	Cooling Capacity kW	Power kW	COP	Current A	Suction Mass Flow g/s	Displacement m ³ /h	Heating Capacity kW
ZH12K4E-PFZ	230 V / 1~	2.34	1.16	2.00	5.18	18.15	4.68	3.44
ZH15K4E-PFJ	230 V / 1~	2.88	1.48	1.94	7.10	22.40	5.76	4.29
ZH21K4E-PFJ	230 V / 1~	4.08	1.96	2.09	9.42	31.70	8.04	5.94
ZH26K4E-PFJ	230 V / 1~	5.09	2.54	2.00	12.84	39.50	10.00	7.51
ZH30K4E-PFJ	230 V / 1~	5.94	2.89	2.05	14.25	46.10	11.70	8.69
ZH38K4E-PFZ	230 V / 1~	7.37	3.61	2.04	18.07	57.20	14.40	10.80

Fig. 3. Selección del modelo de compresor en el programa Select 8. [14]

En la Tabla 3, se muestra el modelo del compresor para cada refrigerante que cumple con el caudal y la potencia del condensador establecidas anteriormente.

Tabla 3 Resultados del modelo del compresor para cada refrigerante y sus parámetros de selección

Refrigerante	Modelo de compresor	Caudal volumétrico (m ³ /h)	Potencia del compresor (kW)	Capacidad calórica (kW)	COP	Flujo másico (g/s)	Eficiencia %
R-134a	ZH15K4E-PFJ	5,76	1,94	4,29	2,89	22,40	58,46
R-290	ZH04KCU-PFZN	5,76	1,86	5,71	3,08	16,25	65,52
R-410A	ZH04K1P-PFZ	3,36	2,11	5,46	2,58	25,20	56,44
R-407C	ZH12K4E-PFZ	4,68	1,78	4,92	2,76	23,00	57,61
R-513A	YH04K1E-TFMN	5,76	1,53	4,35	2,84	26,10	59,56
R-1234yf	YH04K1E-TFMN	5,76	1,43	3,98	2,78	27,20	58,92
R-454C	YH04K1E-TFMN	5,76	2,04	5,69	2,79	31,30	60,66
R-32	-	1,89	1,04	3,06	2,96	7,05	70,00

La mayor potencia del compresor se verifica con el refrigerante R-410A y el menor consumo con el R-32. Además, cabe señalar que el caudal volumétrico de la mayoría de los compresores seleccionados es de 5,76 m³/h, sin embargo, el caudal correspondiente al R-32 es de 1,89 m³/h, lo que implica que, para este refrigerante, el tamaño del compresor es menor.

Por otro lado, en condiciones nominales de funcionamiento ($T_e=2.5^{\circ}\text{C}$, $T_c=65^{\circ}\text{C}$) y considerando modelos comerciales de compresores para bombas de calor, con el refrigerante R-290 se consigue el mayor COP, seguido del R-32, R-134a, y R-513A.

Polinomios AHRI para cada refrigerante

La regresión polinomial se utiliza para encontrar los coeficientes utilizando los datos del mapa de rendimiento y se realiza en el software EXCEL para garantizar que los resultados sean precisos. La Tabla 4 muestra los coeficientes de los polinomios AHRI para cada modelo de compresor.

Tabla 4. Coeficientes de los polinomios AHRI para cada modelo de compresor.

Refrigerante	Modelo	Coefficientes	Q_c	E	COP	\dot{m}	Q_E	η_c
R-134a	ZH15K4E-PFJ	C1	4,807551	0,381398	10,4849	20,046525	4,5486	0,07295
		C2	0,187542	-0,00913	0,394679	0,736586	0,180738	- 0,016924
		C3	0,007035	0,018301	-0,221231	0,075264	- 0,018546	0,024
		C4	0,002486	-0,0003	0,005255	0,010129	0,002801	- 0,000361
		C5	-0,001155	0,000387	-0,008818	0,001618	- 0,000769	0,000648
		C6	-0,000584	- 0,000161	0,002094	-0,001516	- 0,000242	- 0,000331
		C7	0,000017	- 0,000003	0,00003	0,00007	0,000016	- 0,000002
		C8	-0,00001	0,000004	-0,000069	0,000018	- 0,000013	0,000004
		C9	0,000003	- 0,000002	0,000058	-0,000006	- 0,000003	- 0,000004

Rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la producción de agua caliente sanitaria

		C10	0,000004	0,000002	-0,000008	0,000006	0,000001	0,000001
R-290	ZH04KCU-PFZN	C1	7,656642	0,553189	11,595902	11,738451	6,910863	0,06747
		C2	0,251043	0,013877	0,254326	0,503261	0,233183	- 0,031322
		C3	-0,059448	0,016451	-0,258273	0,290621	- 0,061065	0,028648
		C4	0,00345	0,000326	0,001578	0,008334	0,003056	- 0,000691
		C5	-0,001914	- 0,000416	-0,003966	0,001336	-0,00139	0,001029
		C6	0,000613	- 0,000014	0,002696	-0,006858	0,00035	- 0,000427
		C7	0,000019	0,000005	-0,000005	0,000027	0,000016	- 0,000003
		C8	-0,000025	- 0,000006	-0,000013	-0,000067	- 0,000017	0,000009
		C9	0,000004	0,000005	0,000016	-0,000032	- 0,000002	- 0,000007
		C10	-0,000004	0,000001	-0,000012	0,000005	- 0,000003	0,000002
R-410A	ZH04K1P-PFZ	C1	6,598927	0,415623	14,919315	24,94202	6,961731	0,20255
		C2	0,231492	- 0,012208	0,582267	0,963669	0,250661	- 0,017598
		C3	-0,011545	0,015854	-0,445461	0,073734	- 0,078006	0,027379
		C4	0,003188	-0,00025	0,00846	0,013272	0,00334	- 0,000499
		C5	-0,001362	0,000253	-0,015911	-0,001785	-0,00213	0,0008
		C6	-0,000435	0,000097	0,005803	-0,002969	0,00057	-0,00054
		C7	0,000016	- 0,000001	0,00004	0,00009	0,00002	- 0,000002
		C8	-0,000021	0,000001	-0,000137	-0,000017	-0,00002	0,000008
		C9	-0,000003	0,000001	0,000121	-0,000001	0,000003	- 0,000007
		C10	0,000004	0,000001	-0,000029	0,000022	- 0,000004	0,000003

R-407C	ZH12K4E- PFZ	C1	5,97658	0,368716	11,828555	-12,15278	5,442334	-	0,009933
		C2	0,220452	-	0,377328	0,018971	0,220842	-	0,027984
		C3	-0,01385	0,021452	-0,255649	2,510609	-	0,022533	0,036196
		C4	0,003299	-	0,00448	0,005666	0,00342	-	-0,00062
		C5	-0,000965	0,000189	-0,007769	0,041062	-	0,001104	0,001077
		C6	-0,000326	-	0,002315	-0,057674	-0,00033	-	0,000603
		C7	0,000017	-	0,000017	0,000019	0,000017	-	0,000003
		C8	-0,000019	0,000001	-0,00006	0,00013	-0,00002	0,000008	-
		C9	-0,000005	0	0,000046	-0,000481	-	-	0,000008
		C10	0,000003	0,000004	-0,000009	0,00042	0,000001	0,000003	-
R-513A	YH04K1E- TFMN	C1	5,983392	-0,49614	13,187918	25,655435	5,206596	-	0,036209
		C2	0,194316	-	0,341206	0,998853	0,216224	-	0,031831
		C3	-0,045255	0,080822	-0,330906	0,012159	-	0,029671	0,039094
		C4	0,003389	-	0,004082	0,015482	0,003583	-	0,000664
		C5	-0,000021	0,00027	-0,005599	-0,00161	-	0,001376	0,001231
		C6	0,000363	-	0,004027	-0,000536	-	-	0,000668
		C7	0,000016	0,000001	0,000007	0,000096	0,000021	-	0,000003
		C8	-0,000022	0,000004	-0,000051	-0,000061	-	0,000025	0,000009

Rendimiento de bombas de calor trabajando con varios refrigerantes para la producción de agua caliente sanitaria

		C9	-0,000021	-	0,000021	-0,000008	-	-
		C10	-0,000002	0,000015	-0,000022	-0,000001	0,000001	0,000003
R-1234yf	YH04K1E-TFMN	C1	5,359116	0,464815	10,314585	26,31122	4,937515	0,035143
		C2	0,188662	0,004928	0,247875	0,90319	0,185903	-
		C3	-0,023076	0,012681	-0,20438	0,004139	-	0,027731
		C4	0,002799	0,000025	0,001982	0,011918	0,002745	-
		C5	-0,000986	0,000061	-0,00417	-0,000119	-	0,000855
		C6	-0,000131	-	0,001731	-0,000342	-	-
		C7	0,000015	0,000001	0,000004	0,000067	0,000015	-
		C8	-0,000016	0,000001	-0,00002	-0,00001	-	0,000006
		C9	-0,000003	0,000001	0,000019	-0,000004	-	-
		C10	0,000001	0,000001	-0,000006	-0,000001	0,000001	0,000002
R-454C	YH04K1E-TFMN	C1	10,295851	0,529525	14,058506	44,210361	6,328999	0,067513
		C2	0,357694	0,00604	0,373944	1,496609	0,278453	-
		C3	-0,188862	0,021525	-0,397958	-0,732487	-0,00353	0,029456
		C4	0,004269	-	0,003153	0,016374	0,004333	-
		C5	-0,005128	-	-0,008477	-0,015496	-	0,000928
		C6	0,002788	-0,00015	0,005145	0,012978	-	-
		C7	0,00001	0,000001	-0,000003	0,000029	0,000022	-
		C8	-0,000036	0,000001	-0,000043	-0,000065	-	0,000007

		C9	0,000031	0,000003	0,000056	0,000128	0,000006	- 0,000007
		C10	-0,000016	0,000003	-0,000026	-0,000082	0,000006	0,000002
R-32		C1	4,179962	- 0,111434	11,77213	13,634091	4,339294	- 0,055916
		C2	0,099275	- 0,045008	0,371017	0,528886	0,142714	-0,07536
		C3	0,020778	0,049326	-0,358931	-0,122560	- 0,030059	0,029846
		C4	0,000543	- 0,001403	0,00691	0,008532	0,00187	- 0,001109
		C5	0,001415	0,002132	-0,011339	-0,004641	- 0,000649	0,002791
		C6	-0,000696	- 0,000686	0,005365	0,000953	0,000044	- 0,000427
		C7	-0,000002	- 0,000012	0,000052	0,000067	0,00001	0,000002
		C8	0,000014	0,000025	-0,000119	-0,000053	- 0,000009	0,000029
		C9	-0,000017	- 0,000016	0,000094	0,000026	- 0,000002	- 0,000026
		C10	0,000003	0,000004	-0,00003	-0,000005	- 0,000001	0,000002

Rendimiento medio estacional (SPF) de la bomba de calor operando bajo el clima de la ciudad de Riobamba

El cálculo de las horas promedio se determinó en función de las Bin Hours de la ciudad de Riobamba en intervalos de 3 grados Celsius. La Figura 4 muestra la distribución horaria de las temperaturas en cada mes en la ciudad de Riobamba durante un año. La temperatura promedio anual es de 12,86 °C con una humedad relativa de 44,2 %.

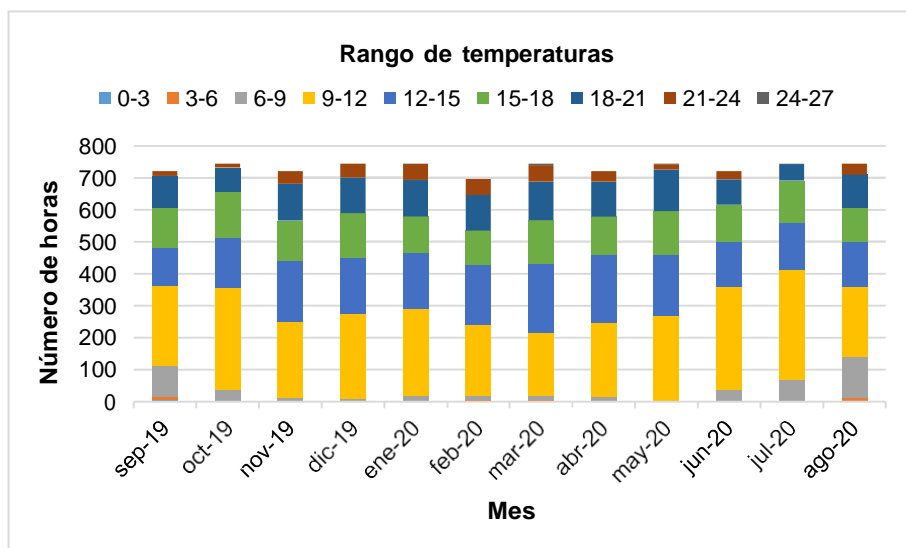


Fig. 4. Distribución horaria de las temperaturas en cada mes en la ciudad de Riobamba

La Tabla 5 presenta los resultados de las Bin Hours, en donde se puede observar que las temperaturas más comunes a lo largo del año son de 9 a 18 °C. Debido a que la temperatura ambiente de Riobamba no tiene cambios significativos de temperatura a lo largo del año, se consideran intervalos de temperatura de 3 grados Celsius.

Tabla 5. Bin Hours en la ciudad de Riobamba en intervalos de 3 grados Celsius.

Temperatura Ambiente °C	0	3	6	9	12	15	18	21	24
Horas Totales	5	44	440	3136	2065	1497	1217	372	8

1. *Consumo de potencia eléctrica y potencia térmica anual*

Se determinó la energía térmica anual (kWh) y la energía eléctrica anual (kWh) para cada uno de los refrigerantes a una temperatura de condensación constante de 65°C y una temperatura de evaporación que varía de 0 a 24 °C y un subenfriamiento de 10 K, los resultados se presentan en las Tablas 6 y 7, respectivamente. El refrigerante que presenta un mayor consumo de energía

térmica anual es el R-290 a una temperatura exterior de 9 °C y el refrigerante con un menor consumo es el R-32 a la misma temperatura.

Tabla 6. Energía térmica anual para varios refrigerantes

		R-134a	R-290	R-410A	R-407C	R-135A	R-1234yf	R-454C	R-32
T _e Exterior (°C)	Horas / año	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía térmica. Anual (kWh)	Energía térmica. anual (kWh)	Energía térmica. anual (kWh)	Energía térmica. anual (kWh)	Energía térmica. anual (kWh)	Energía térmica. anual (kWh)
0	5	19,48	26,42	25,55	22,61	20,13	17,90	27,03	17,07
3	44	188,69	252,19	242,74	217,87	191,71	173,02	259,11	166,54
6	440	2075,28	2734,58	2622,37	2384,99	2079,25	1900,04	2819,88	1840,18
9	3136	16254,87	21128,55	20199,09	18602,28	16102,17	14867,19	21847,89	14440,86
12	2065	11752,72	15078,58	14378,04	13399,11	11536,53	10742,76	15620,41	10433,79
15	1497	9346,57	11843,80	11268,83	10619,21	9108,36	8540,66	12280,09	8265,93
18	1217	8327,31	10429,26	9904,26	9431,23	8069,12	7608,52	10812,70	7329,46
21	372	2786,66	3451,76	3272,59	3146,81	2688,47	2546,26	3575,20	2434,36
24	8	65,54	80,34	76,06	73,80	73,80	59,89	83,06	59,89

La Tabla 7 muestra que a una temperatura exterior de 12°C tienen un mayor consumo de energía eléctrica anual. El refrigerante que mayor consumo de energía eléctrica anual a esta temperatura es el R-410A con 4550.76 kWh y el de menor consumo R-1234yf con 2991.17 kWh. La bomba de calor trabajando con el refrigerante R-410A consume un 40 % más de energía eléctrica que con el R-1234yf.

Tabla 7. Energía eléctrica anual para varios refrigerantes

T _e Exterior (°C)	Horas	R-134a	R-291	R-410A	R-407C	R-135A	R-1234yf	R-454C	R-32
		Energía eléctrica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. Anual (kWh)	Energía eléctrica. anual (kWh)	Energía eléctrica. anual (kWh)	Energía eléctrica. anual (kWh)	Energía eléctrica. anual (kWh)	Energía eléctrica. anual (kWh)
0	5	7.2	9.19	10.65	9.07	7.88	6.38	10.59	6.47
3	44	64.34	81.9	94.79	81.17	69.31	57.93	95.13	60.48
6	440	652.67	829.19	956.77	824.75	693.63	597.77	970.84	640.7
9	3136	4712.58	5983.8	6871.06	5966.83	4953.82	4398.2	7062.22	4822.82
12	2065	3138.68	3991.54	4550.76	3984.14	3273.17	2991.17	4747.17	3340.76
15	1497	2297.13	2933.95	3312.13	2925.59	2384.44	2240.71	3513.86	2534.13
18	1217	1881.34	2421.49	2698.24	2406.41	1950.93	1883.33	2917.57	2147.21
21	372	577.95	752.65	824.89	743.36	601.14	595.51	911.12	679.68
24	8	12.46	16.49	17.71	16.14	13.05	13.26	20.03	15.04

Con los datos de energía térmica anual y energía eléctrica anual se calcula el SPF de la bomba de calor utilizando la ecuación (14). Los resultados del SPF para cada refrigerante se ilustran en la Figura 5.

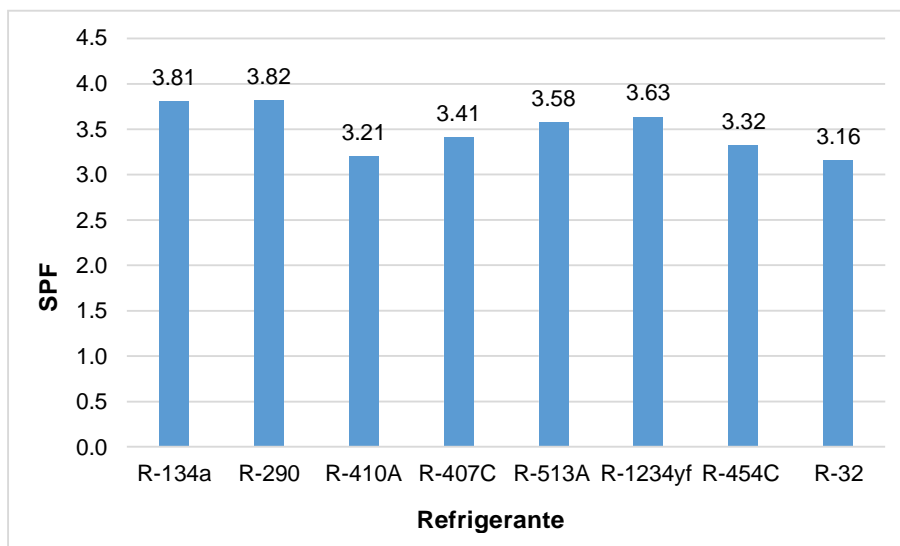


Fig. 5. Rendimiento medio estacional de la bomba de calor para varios refrigerantes

Según la Figura 5, la bomba de calor que utiliza un refrigerante R-290 presenta un mayor SPF (3,82), este refrigerante es de origen natural, no tiene ningún impacto sobre el calentamiento global o el agotamiento de la capa de ozono. Un SPF similar se obtiene con el refrigerante R-134a (3,81). Por otro lado, el refrigerante con el SPF más bajo es el R-32 (3,16), este refrigerante es un HFC puro, con nulo agotamiento de la capa de ozono y bajo potencial de calentamiento atmosférico (675). Con el R-32 se obtiene aproximadamente un 21% menor SPF que con el R-290.

Conclusiones

- La demanda de ACS para una vivienda de 5 personas en la ciudad de Riobamba es de 140 l/día, la demanda de potencia térmica, considerando una acumulación del 30% de ACS es de 3.8 kW.
- Para una potencia del condensador de 3.8 kW, de todos los refrigerantes analizados, la bomba de calor con el refrigerante R-410A requiere un compresor de mayor tamaño (4,94 m³/h), mientras que con el refrigerante R-32 requiere un compresor de menor tamaño (1,89 m³/h). En estas condiciones (Te=2.5°C, Tc=65°C) con el refrigerante R-32 se obtiene el mayor COP (3.97), seguido del R-134a, R-290 y R1234yf.
- Considerando modelos comerciales de compresores para bombas de calor y bajo condiciones nominales de funcionamiento (Te=2.5°C, Tc=65°C), con el refrigerante R-290 se consigue un mayor COP (3.08).
- Tomando en cuenta la climatología de la ciudad de Riobamba, con refrigerante R-290 se obtiene un mayor SPF de la bomba de calor, que constituye aproximadamente un 21% mejor SPF que con el R-32.
- La bomba de calor es una tecnología eficiente para la producción de ACS en climas como el de la ciudad de Riobamba.

Referencia

1. IIGE, “Balance Energético Nacional 2021,” Minist. Energía y Minas, p. 181, 2022.
2. E. S. Pinto, T. Gronier, E. Franquet, and L. M. Serra, “Opportunities and economic assessment for a third-party delivering electricity, heat and cold to residential buildings,” Energy, vol. 272, 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127019.

3. F. M. Tello-oquendo, B. A. López-Romero, D. C. Vásquez-Núñez, and G. E. Miño-cascante, “Rendimiento de bombas de calor con ciclo de compresión de simple etapa y ciclo de compresión de doble etapa con inyección de vapor para producción de agua caliente sanitaria,” *Inf. tecnológica*, vol. 33, no. 1, pp. 215–224, 2022, doi: 10.4067/s0718-07642022000100215.
4. K. R. Deutz et al., “Modeling and Experimental Study of a Heat Pump Water Heater Cycle,” *Int. Compress. Eng. Refrig. Air Cond. High Perform. Build. Conf.*, pp. 1–10, 2016.
5. S. Sarabia-Escriba, Emilio-José; Soto-Francés, Víctor-Manuel ; Pinazo-Ojer, José-Manuel; Acha, “Economic and environmental analysis of domestic hot water systems for single-family homes,” *Energy Build.*, vol. 286, 2023.
6. X. Masip, E. Fuser-palop, C. Prades-gil, J. D. Viana-fons, and J. Payá, “Case study of electric and DHW energy communities in a Mediterranean district,” vol. 178, no. March, 2023, doi: 10.1016/j.rser.2023.113234.
7. S. Wang et al., “Performance analysis on parallel condensing air-source heat pump water heater system,” *Energy Reports*, vol. 8, pp. 398–414, 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.01.212.
8. C. Mateu-Royo, A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, and Á. Barragán-Cervera, “Comparative analysis of HFO-1234ze(E) and R-515B as low GWP alternatives to HFC-134a in moderately high temperature heat pumps,” *Int. J. Refrig.*, vol. 124, pp. 197–206, Apr. 2021, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2020.12.023.
9. IDAE, *Guia Técnica. Agua caliente sanitaria central*. 2010.
10. CEN and COMITÉ EUROPEO DE NORMALIZACIÓN, “UNE-EN 12900,” 2014.
11. E. N. Peris, “Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el colegio mayor galileo galilei,” p. 125, 2016.
12. Lapesa, “Calidad contrastada y máxima capacidad en acumulación CALEFACCIÓN REFRIGERACIÓN.” p. 10, 2022.
13. “Calcula con Atecyr - FRIO.” <http://www.calculaconatecyr.com/bpfrio.php> (accessed Mar. 02, 2023).
14. “Software Copeland Select | Emerson ES.” <https://climate.emerson.com/es-es/tools-resources/copeland-select-software> (accessed Mar. 02, 2023).

© 2023 por los autores. Este artículo es de acceso abierto y distribuido según los términos y condiciones de la licencia Creative Commons Atribución-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional (CC BY-NC-SA 4.0) (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>).