

Análisis Dinámico De Rendimiento De Un Calentador De Agua Con Bomba De Calor Solar De Expansión Directa Para Diferentes Relaciones De área Evaporador/Condensador.

Luis E. Parada - Guzmán¹, Santiago Valencia - Cañola², Cesar A. Isaza - Roldán³, David A. Duarte – Hernández⁴, Carolina Mira - Hernández⁵, Carlos A. Bustamante Chaverra⁶

¹ Semillero de Investigación en Refrigeración y Climatización, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

luis.parada@upb.edu.co

² Grupo de Investigación Energía Termodinámica, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

santiago.valenciac@upb.edu.co

³ Grupo de Investigación Energía Termodinámica, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

cesar.isaza@upb.edu.co

⁴ Semillero de Investigación en Refrigeración y Climatización, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

david.duarte@upb.edu.co

⁵ Grupo de Investigación Energía Termodinámica, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

carolina.mira@upb.edu.co

⁶ Grupo de Investigación Energía Termodinámica, Facultad de Ingeniería, UPB, Colombia. Email:

carlos.bustamante@upb.edu.co

Resumen

El calentamiento global es un fenómeno causado por la emisión de gases de efecto invernadero, en su mayoría causados por la generación de electricidad, calefacción, industria manufacturera y de transporte; por lo tanto, se hace necesario un uso eficiente de los recursos energéticos. En este artículo se propone el análisis dinámico de la relación área evaporador / condensador de un sistema calentador de agua con bomba de calor solar de expansión directa en condiciones ambientales en la ciudad de Medellín, Colombia. El sistema utiliza el refrigerante R1234YF como fluido de trabajo, que transfiere calor en un condensador sumergido en un tanque de acumulación de agua y en un colector termodinámico que actúa como evaporador. Para el análisis, se lleva a cabo la resolución de un modelo dinámico del sistema a partir de una aproximación numérica utilizando Python 3.7 y la librería Coolprop para el cálculo de las propiedades termodinámicas del refrigerante.

Palabras clave: energía solar; calentador de agua; R1234YF; análisis geométrico, análisis de sensibilidad.

Abstract

Global warming is a phenomenon caused by the emission of greenhouse gases, which are mostly caused by the generation of electricity, heating, manufacturing and transport industry; therefore, it becomes necessary to efficiently use energy resources. In this article, the dynamic analysis of the evaporator/condenser area ratio of a direct expansion solar heat pump water heater system is proposed under environmental conditions in the city of Medellín, Colombia. The system uses the refrigerant R1234YF as the working fluid, which exchanges heat in the condenser submerged in the water accumulation tank and the thermodynamic collector that acts as an evaporator. For the analysis, the resolution of a dynamic model of the system is carried out from a numerical approximation using Python 3.7 with the Coolprop library, which allows the calculation of the properties of the refrigerant.

Keywords: solar energy; water heater; R1234YF; geometry analysis, sensibility analysis.

Nomenclatura

COP = Coeficiente de rendimiento

\dot{W}_c = Trabajo del compresor

\dot{Q} = Flujo de calor

\dot{m}_r = Flujo másico del refrigerante

ΔT_{lm} = Temperatura media logarítmica

U_{Lt} = Coeficiente de pérdidas de temperatura del tanque

A_t = Área superficial del tanque

T = Temperatura

V = Volumen

P = Presión

A = Área

W = Ancho

m = Masa

D = Diámetro externo del tubo del evaporador

U = Coeficiente global de transferencia de calor

v = Volumen específico

h = Coeficiente de convección

AR = Relación de áreas

I_T = Radiación solar

F = Eficiencia de aleta

F' = Factor de eficiencia del colector

n = Velocidad angular del compresor

C_p = Calor específico

C_b = Conductancia de la unión en el colector

α = Absortividad

Subíndices

w = Agua

i = Entrada

o = Salida

r = Refrigerante

e = Evaporador

c = Condensador

∞ = Ambiente

1. Introducción

1.1 Trasfondo y motivación

El calentamiento global es un fenómeno causado por la acumulación de los gases de efecto invernadero, como lo son el CO₂, CO y O₂; lo cual, aumenta significativamente la temperatura en el planeta Tierra, originando un desequilibrio en los ecosistemas. La generación de gases de efecto invernadero es una consecuencia de las actividades humanas, entre ellas dos tercios de los gases de efecto invernadero son consecuencia directa de la generación de energía, la calefacción, la industria y el transporte [1]. Puntualmente, en Colombia, el 7% del consumo energético residencial es destinado al calentamiento de agua [2]. Por lo tanto, surge la oportunidad de aprovechar de mejor manera las energías limpias para la operación de sistemas de calentamiento con eficiencia mejorada, disminuyendo las emisiones de gases de efecto invernadero.

Las bombas de calor basan su funcionamiento en un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en el cual se usa una pequeña cantidad de energía eléctrica para absorber calor del ambiente y producir agua caliente para calefacción y uso residencial [3]. En la actualidad uno de los sistemas más eficientes para almacenar energía térmica son los calentadores de agua con bomba de calor solar de expansión directa (DX - SHPWH, Direct Expansion Solar Heat Pump WaterHeating), el cual tiene un enorme potencial para aumentar la eficiencia de los sistemas de bomba de calor alimentados únicamente por energía eléctrica, gracias a la reducción de pérdidas de energía en el colector solar [4]. En un sistema DX – SHPWH, un colector solar actúa como un evaporador, absorbiendo la radiación solar incidente y aumentando la energía térmica del fluido de trabajo, lo que incrementa la temperatura del agua en el tanque de acumulación[5]. El interés particular de estudiar los sistemas DX – SHPWH, es debido a sus ventajas, ya que tienen poca pérdida de energía en el colector solar, pueden llegar a temperaturas de evaporación superiores a 60°C y una vida útil mayor que los sistemas tradicionales de bomba de calor solar asistidas (SAHP), porque al usar

el refrigerante como fluido de trabajo elimina problemas asociados a corrosión y congelamiento que puede ocurrir colectores solares tradicionales que utilizan agua como fluido de trabajo. [6].

1.2 Revisión de literatura

Los sistemas DX – SHPWH han sido ampliamente estudiados, desde que fueron ideados por Sporn y Ambrose en 1955 [7]. Una gran parte de las investigaciones han sido enfocados a la caracterización del sistema y sus requerimientos de diseño por medio de modelos experimentales [8]. Un ejemplo de ello, son los estudios realizados por Odeh et al. en el Jordán, donde a través de pruebas a diferentes condiciones ambientales de un modelo experimental, logran determinar correlaciones que describen las condiciones óptimas de diseño del sistema y permite desarrollar un modelo computacional del mismo [9]. Otro ejemplo de este tipo de enfoque, son los desarrollados por Fernández et al. [10] los que realizan el estudio experimental de un sistema DX – SHPWH y describen el rendimiento del sistema a partir de la evaluación de desempeño, el cual consiste en una correlación lineal simple basada en el principio de conservación de energía, obteniendo en condiciones de radiación cero un coeficiente de rendimiento (COP) de 3.23.

Las herramientas computacionales han permitido mejorar la caracterización de los sistemas de bomba de calor solar, desde los trabajos realizados por Freeman et al. en 1975, en donde se propone una estrategia de modelado para caracterizar los cuatro componentes principales de una bomba de calor para describir cualquier condición de rendimiento [11] [12]. han avanzado los métodos numéricos para poder realizar la caracterización de estos sistemas, como los estudios numéricos realizados por Malali et al. [13], que desarrollan un modelo matemático para un sistema DX – SHPWH que utiliza los valores conocidos de radiación solar en el colector y la temperatura ambiente para predecir la temperatura del fluido de trabajo en el colector, y este valor es utilizado como entrada para predecir por medio de la segunda ley de la termodinámica el COP del sistema. Los valores obtenidos son corroborados por medio de experimentación y se compara con un sistema SAHP, obteniendo en diferentes condiciones ambientales un COP entre 4 y 6 en los sistemas DX – SHPWH contrastados con un COP menor a 1 de los sistemas SAHP, confirmando la capacidad que tiene los sistemas DX – SHPWH de reemplazar los sistemas de calefacción eléctricos tradicionales, reduciendo las emisiones de carbono. Hoy en día, el estudio de las relaciones entre los parámetros geométricos ha comenzado a ser relevante, como lo reflejan los estudios realizados por Ma et al. en el 2021, que determinaron las condiciones óptimas para un sistema

de bomba de calor solar, obteniendo que existe una correlación positiva con el tamaño de las espiras y el punto límite en el cual estas pueden aumentar el COP [14]

1.3 Aporte de este trabajo

Acorde a la revisión de literatura, se puede evidenciar el estudio de los sistemas DX – SHPWH con el fin de lograr las configuraciones óptimas a respectivas condiciones de operación, aprovechando el enorme potencial de reducir la huella de carbono que poseen este tipo de sistemas. A pesar de lo anterior, los anteriores trabajos citados, no profundizan la relación existente entre el área del evaporador/condensador y el rendimiento del sistema DX – SHPWH. En este artículo por medio de la implementación de un modelo numérico se buscan relaciones de área entre el evaporador y el condensador para los cuales la geometría del sistema permita aumentar el COP y se pueda obtener una metodología de diseño más clara respecto a estos parámetros geométricos. Al obtener una metodología de diseño para sistemas DX – SHPWH, se puede disminuir la cantidad de recursos necesarios para la construcción de estos sistemas y mejorar el rendimiento en general, aportando de forma activa a la reducción del impacto ambiental.

1. Descripción del sistema

Un calentador de agua con bomba de calor solar de expansión directa (DX - SHPWH) es un tipo de bomba de calor en el cual el agua se almacena en un tanque de acumulación y se calienta utilizando energía que provee en gran parte la radiación solar y el medio ambiente. El sistema presenta cuatro elementos principales: un compresor, un condensador helicoidal que se encuentra sumergido en un tanque de acumulación de agua, un colector solar que hace las veces de evaporador y una válvula de expansión. Un refrigerante circula de forma cíclica absorbiendo y transfiriendo calor en el sistema mientras cambia de fase. El proceso de evaporación ocurre directamente en dentro del colector solar, por lo cual, se conoce como un sistema de expansión directa.

Acorde a lo presentado en la **Figura 1**, se puede describir el comportamiento del refrigerante en cuatro puntos de interés. En el punto 1, el refrigerante en fase gaseosa entra al compresor, donde se aumenta su temperatura y presión para entrar al punto 2 como vapor supercalentado, el cual cambia a una fase líquida en el condensador mientras transfiere calor al agua [15]. En el punto 3, el refrigerante ya se encuentra en estado líquido y, al pasar a través de la válvula de expansión, disminuye su presión y temperatura en el punto 4 para poder terminar de evaporarse al ganar

energía térmica en el colector solar, proveniente de la radiación solar y el aire circundante.

Debido a los diferentes requerimientos operacionales, y condiciones ambientales que intervienen en el diseño de una bomba de calor, el diseño y la caracterización de estas es un proceso lento y complejo [16], por lo cual, en este artículo se buscan relaciones de área entre el evaporador y el condensador para los cuales la geometría del sistema permita aumentar el COP y se pueda obtener una metodología de diseño más clara respecto a estos parámetros geométricos.

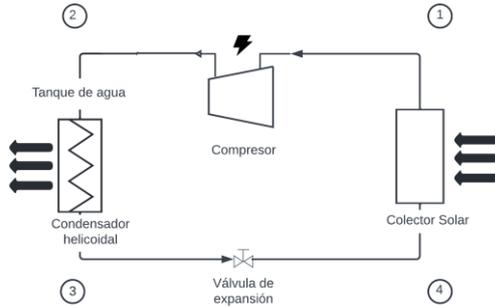


Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo termodinámico del DX - SHPWH. Fuente: elaboración propia.

3. Modelo matemático

Para poder conocer los diferentes procesos termodinámicos y de transferencia de calor que ocurren dentro del sistema, se utiliza un modelo matemático pseudoestacionario que cumple el balance de energía en los cuatro subcomponentes descritos anteriormente y la transferencia de calor en los intercambiadores. Además, se analiza el cambio en el tiempo de la temperatura del agua. El modelo se ha desarrollado con las siguientes suposiciones: el compresor opera a revoluciones constantes, caídas de presión despreciables en los intercambiadores de calor, presión constante en el tanque de agua, temperatura homogénea en el tanque de agua.

La ecuación (1) describe el balance de energía en estado estacionario del sistema de refrigeración, basada en la ecuación de conservación de energía, mientras que la ecuación (2) y la ecuación (3), describen la tasa de transferencia de calor del evaporador y el condensador en términos de la entalpía específica del refrigerante.

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_c - \dot{Q}_c = 0 \quad (1)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (3)$$

El coeficiente de rendimiento del sistema en estado estacionario se calcula mediante la siguiente ecuación (4):

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{w}_c} \quad (4)$$

3.1.1 Modelo matemático del compresor

Para este caso de estudio se selecciona el compresor Tecumseh Masterflux SIERRA02-0434Y3, basado en requerimientos inicialmente planteados en términos de potencia, alimentación eléctrica, fluido de trabajo y temperaturas de operación. Las condiciones de rendimiento del compresor suelen ser obtenidas por medio de pruebas realizadas por el fabricante obteniendo un polinomio que describe el comportamiento de este en términos de dos variables independientes que son por lo general, las temperaturas de evaporación y condensación. Este caso, el fabricante entrega un polinomio de tercer orden como se observa en la ecuación (5) donde existe otra variable de velocidad, ya que es un compresor DC de velocidad variable. La ecuación es presentada en la ficha de datos del fabricante [17].

$$Y = C_1 + C_2X_1 + C_3X_1^2 + C_4X_1^3 + C_5X_2 + C_6X_2^2 + C_7X_2^3 + C_8X_3 + C_9X_3^2 + C_{10}X_3^3 + C_{11}X_1X_2X_3 + C_{12}X_1^2X_2X_3 + C_{13}X_1X_2^2X_3 + C_{14}X_1X_2X_3^2 + C_{15}X_1X_2 + C_{16}X_1X_3 + C_{17}X_2X_3 + C_{18}X_1^2X_2 + C_{19}X_1X_2^2 + C_{20}X_1^2X_3 + C_{21}X_1X_3^2 + C_{22}X_2^2X_3 + C_{23}X_2X_3^2 \quad (5)$$

A partir de la ecuación (5) se pueden obtener algunos parámetros de interés como lo es la potencia del compresor (\dot{W}_c) y el flujo másico del sistema (\dot{m}_r), en función de la velocidad (n), la temperatura de condensación (T_c) y la temperatura de evaporación (T_e), variando los coeficientes según datos del fabricante

3.1.2 Modelo matemático del colector/evaporador

La energía absorbida en el evaporador es evaluada en la ecuación (6),

$$\dot{Q}_e = F' A_e [\alpha I_T - U_{LC} (T_{fm} - T_\infty)] \quad (6)$$

El factor de eficiencia puede ser evaluado utilizando el modelo de Hottel Whilliar Bliss propuesto en [18]. Se implementa la ecuación (7) basada en el anterior modelo,

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[\frac{1}{U_L ((W - D)F + D)} + \frac{1}{C_b} \right]} \quad (7)$$

3.1.3 Modelo matemático del condensador helicoidal y el tanque de agua

El coeficiente global de transferencia de calor U_c , es calculado asumiendo que la resistencia por conducción a través de las paredes de la tubería del condensador se desprecia. Este coeficiente se calcula mediante la ecuación (8),

$$U_c = \frac{1}{\frac{A_{c,o}}{h_{c,r} A_{c,i}} + \frac{1}{h_w}} \quad (8)$$

La energía disipada por el condensador helicoidal está dada, por la diferencia de temperatura logarítmica descrita en la ecuación (9):

$$\dot{Q}_c = U_c A_c \Delta T_{lm} \quad (9)$$

La evolución de la temperatura del agua durante el calentamiento del condensador es dada por el balance de energía transitorio en el tanque, mostrada en la ecuación (10)

$$C_{pw} \frac{dT_w}{dt} m_w = \dot{Q}_c - U_{Lt} A_t (T_w - T_\infty) \quad (10)$$

El término $U_{Lt} A_t$ describe las pérdidas de calor en el tanque de acumulación

3.1.4 Análisis de sensibilidad de áreas

Las propiedades son recalculadas en cada intervalo de tiempo para poder determinar correctamente la temperatura del agua mediante la ecuación (10). En

consecuencia, a lo anterior el algoritmo se resuelve en un estado pseudo – transitorio debido a que los tiempos de respuesta del sistema de tanque de agua son mucho mayores a los tiempos de respuesta del refrigerante en el ciclo termodinámico.

Se compara diferentes relaciones de área entre el colector solar/evaporador con el condensador como lo muestra la ecuación (11).

$$AR = \frac{A_e}{A_c} \quad (11)$$

Se tiene como AR inicial 15,9 donde el área del evaporador es 1,4 m² y el área del condensador es 0.087 m². Se realiza una variación del 20% de las relaciones de área, aumentando y disminuyendo de forma continua el área del condensador y el área del evaporador, hasta obtener un aumento y disminución del 80% de las áreas del condensador y el evaporador iniciales. Por último, se comparan los COP en cada simulación.

4. Algoritmo numérico

A partir del modelo matemático se desarrolla un algoritmo en el lenguaje de programación Python 3.7.2, basado en el trabajo presentado por Deng y Yu [19]. El algoritmo calcula las propiedades termodinámicas del refrigerante en estado estacionario por medio de CoolProp una librería de Python, como se observa en la **Figura 2**.

Luego de obtener 100 simulaciones variando las áreas del colector solar/evaporador y el condensador, se descartan los resultados donde se supere la temperatura crítica, temperatura a la cual el refrigerante R1234YF no puede ser condensado por presión, la cual es de 94,70 °C. Los resultados descartados corresponden a relaciones de área para las cuales el balance de energía y de transferencia de calor solo convergen cuando las temperaturas sobrepasan el punto crítico y la librería CoolProp, ya no puede calcular las propiedades del refrigerante que se encontraría en estado transitorio.

El algoritmo numérico se ejecuta para todos los pasos de tiempo hasta que el sistema determine que el agua ha alcanzado la temperatura objetivo en el sistema (60 °C)

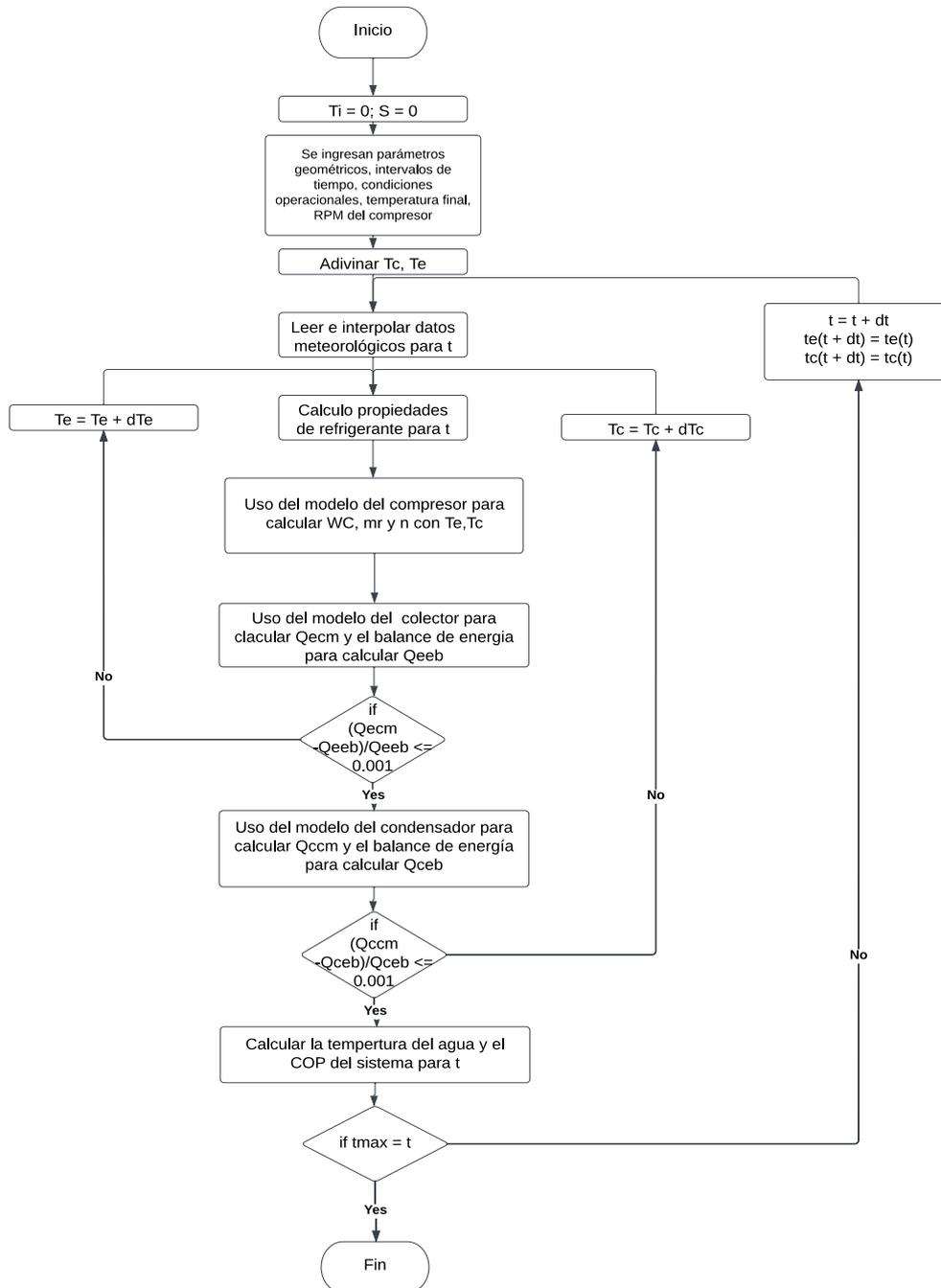


Figura 2. Diagrama de flujo de la simulación numérica. Fuente elaboración propia.

5. Resultados

5.1. Comparación entre relación de áreas y COP

Para realizar este artículo se hizo análisis de un sistema DX – SHPWH, con las características descritas en la Tabla 1, el cual fue diseñado para operar con temperaturas de hasta 60 °C, en condiciones

ambientales promedio de la ciudad de Medellín, Colombia. Al algoritmo realizado se le ingresan parámetros ambientales variables con condiciones climáticas promedio, utilizando los Típicos Datos Meteorológicos Anuales (TMY) para mayo 17, [20]. Se realizan varias simulaciones con las cuales se obtienen gráficas que relacionan parámetros sensibles con el coeficiente de rendimiento.

Tabla 1. Características del caso de estudio.

Parámetro	Valor (SI)
Referencia del compresor	Tecumseh Masterflux SIERRA02-0434Y3
Tipo de refrigerante	R1234YF
Diámetro del externo del tubo del condensa	0.009525 m
Diámetro interno del tubo del condensador	0.008005 m
Número de espiras	3
Volumen del tanque	0.11 m ³
Presión inicial de evaporación	413.68 kPa
Presión inicial de condensación	1378.95 kPa
Temperatura objetivo	60 °C
Área colector solar	1.4 m ²
Absortividad colector solar	0.8
Volumen de desplazamiento del compresor	7.1 e-6 m ³
Velocidad del compresor	188.5 RPM
Longitud del condensador helicoidal	2.8 m

Fuente: elaboración propia.

Como se puede observar en la **Figura 3**, a medida que se aumenta el área del evaporador, tiende a aumentar la absorción de calor del ambiente por el refrigerante, lo que aumenta el COP promedio del sistema. Sin embargo, no puede existir un aumento desmedido del área del colector solar por temas de espacio y costos de fabricación y operación, además que el sobrecalentamiento aumenta, generando menor densidad en el refrigerante.

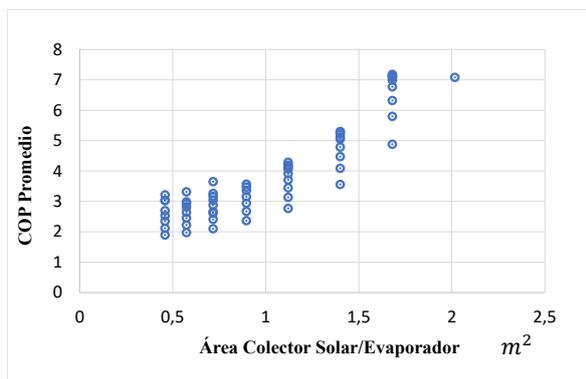


Figura 3. Incidencia de las áreas del evaporador en el coeficiente de rendimiento el sistema. Fuente: elaboración propia.

En la **Figura 4** se puede observar el impacto negativo que tiende a aumentar de forma significativa la relación de áreas entre el colector solar y el condensador, en

donde después de una relación de áreas mayor a 10, se observa una disminución paulatina del COP, esto es ocasionado por mayores pérdidas de calor en el sistema, derivadas de una circulación ineficiente del fluido de trabajo, lo que disminuye la acumulación de energía en forma de calor en el tanque de agua.

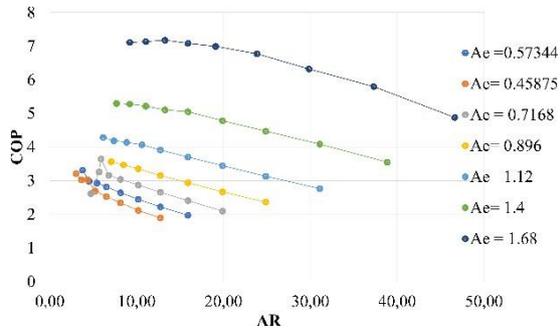


Figura 4. Impacto de la relación de área evaporador/condensador en el coeficiente de rendimiento del sistema

En la **Figura 5** se puede observar que existe un aumento del COP en relación con el aumento del área del condensador. Para áreas de condensador mayores a 0.1 m² la tasa de crecimiento del COP se estabiliza cerca de un valor límite, para todos los casos de área de evaporador, lo que indica que el tamaño del condensador tiene una influencia menor en el COP que el área del evaporador.

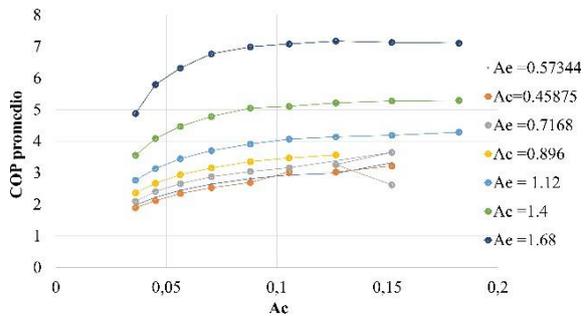


Figura 5. Variación del COP con respecto a diferentes áreas del condensador

Teniendo en cuenta lo anterior, se puede observar en la **Figura 6** el comportamiento a través del tiempo del sistema variando el área del condensador y manteniendo áreas del colector solar constantes, se observa que existe un mayor rendimiento cuando el área del colector solar es de 1.68 m², y que disminuye rotundamente cuando la relación de áreas es muy grande. Para todos los casos existe una reducción del COP con el aumento de la relación de áreas.

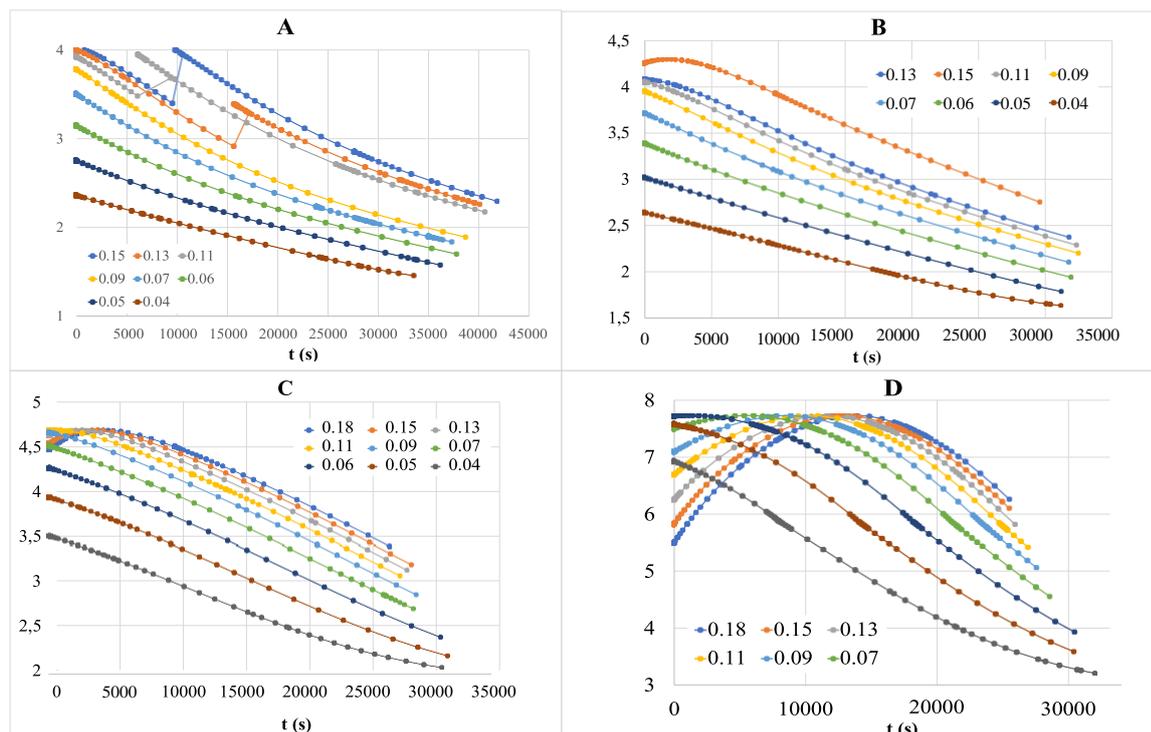


Figura 6. COP vs Tiempo variando diferentes áreas del colector solar: de a) 0.458752 m^2 ; b) 0.7168 m^2 ; c) 1.12 m^2 d) 1.68 m^2 . Fuente elaboración propia.

6. Conclusiones

En este artículo se realiza un análisis de sensibilidad de un sistema DX–SHPWH en las condiciones ambientales de Medellín, Colombia utilizando las condiciones ambientales de un día promedio obtenido de un TMY. El estudio propuesto logra evidenciar la importancia de los parámetros geométricos en un sistema DX – SHPWH y su impacto en la eficiencia de este. Se evidencia que el aumento del área del colector solar o evaporador tiende a mejorar el rendimiento del sistema debido a que, al tener mayor área expuesta a la radiación solar se obtiene mayor calor latente para realizar la transferencia de calor en el sistema. Sin embargo, bajo un área del colector constante, un aumento de la relación de áreas mayor a 10 veces se evidencia una disminución paulatina del COP, debido a que existe un desequilibrio entre los flujos de calor de entrada y salida del sistema, aumentando la presión de condensación. Además, se evidencia que el área de condensador llega a un valor estable y deja de tener influencia en el rendimiento del sistema, por lo cual se determina que la mayor sensibilidad se da en el área de evaporador. En un futuro una posible aplicación de este estudio puede ser la optimización paramétrica de elementos geométricos de sistemas DX – SHPWH para obtener los mejores rendimientos desde la etapa de diseño y el análisis económico que conlleva aumentar o disminuir la relación de áreas entre el colector solar/condensador en aplicaciones industriales.

7. Agradecimientos

Los autores desean agradecer a la alianza "ENERGÉTICA 2030", que es un Programa de Investigación con código 58667 de la iniciativa "Colombia Científica", financiado por el Banco Mundial a través de la convocatoria "Ecosistemas Científicos 778-2017". El programa de investigación es administrado por el Ministerio de Ciencia, Tecnología e Innovación de Colombia (Minciencias) con contrato No. FP44842-210-2018.

8. Referencias

- [1] EEA, «La energía y el cambio climático,» 2017.
- [2] Enersinc, «Energy Demand Situation in Colombia,» 2017.
- [3] C. K. J, C. S.K y Y. W.M, «Advances in heat pump systems: A review,» *Applied Energy*, vol. 87, n° 12, pp. 3611-3624, 2010.
- [4] M. Luca, J. Cesare M. y D. A. Stefano, «Numerical Analysis of the Use of R-407C in Direct Expansion Solar Assisted Heat Pump,» *Energy Procedia*, vol. 48, pp. 938-945, 2014.
- [5] L. Y.W., W. R.Z., W. J.Y. y X. Y.X., «Experimental performance analysis on a

- direct-expansion solar-assisted heat pump water heater,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, n° 17 - 18, pp. 2858-2868, 2007.
- [6] V. Jayaprakash, D. Rahul, M. Vikas, R. G., Y. Ajay Singh, T. Vikas, K. Ranjith, M. V. y S. Ravishankar, «Analysis and performance enhancement of newly designed solar,» *Energy Reports*, vol. 8, n° 9, pp. 302 - 312, 2022.
- [7] S. P y A. ER, «The heat pump and solar energy,» *Proceedings of the world symposium on applied solar energy*, p. 159-170, 1955.
- [8] K. X., M. T., M. S., L. Y. y L. J., «Distribution characteristics of refrigerant in microchannel collector/evaporator of direct-expansion solar-assisted heat pump,» *Acta Energiæ Solaris Sinica*, vol. 43, n° 8, pp. 236-244, 2022.
- [9] S. D. Odeh, S. D. Nijmeh y B. A. Akash, «Computer simulation of solar-augmented heat pump system in Jordan,» *Proceedings of the 3rd IASTED International Conference POWER AND ENERGY SYSTEMS*, 2003.
- [10] J. Fernández-Seara, C. Piñeiro, J. Dopazo, F. Fernandes y P. Sousa, «Experimental analysis of a direct expansion solar assisted heat pump with integral storage tank for domestic water heating under zero solar radiation conditions,» *Energy Conversion and Management*, pp. 1-8, 2012.
- [11] J. Chu, C. A. Cruickshank, W. Choi y S. Harrison, «Modeling of an Indirect Solar Assisted Heat Pump System for a High Performance Residential House,» *ASME 2013*, 2013.
- [12] T. L. Freeman, W. A. Beckman, J. W. Mitchell y J. A. Duffie, «Computer modeling of heat pumps and the simulation of solar-heat pump systems,» *American Society of Mechanical Engineers*, 1975.
- [13] P. D. Malali, S. K. Chaturvedi y T. M. Abdel-Salam, «An approximate method for prediction of thermal performance of direct,» *Energy Conversion and Management*, pp. 416-423, 2016.
- [14] K. Ma, Z. Wang, X. Lia, P. Wub y S. Li, «Structural optimization of collector/evaporator of direct-expansion solar/air-assisted heat pump,» *Alexandria Engineering Journal*, vol. 60, n° 1, pp. 387 - 392, 2021.
- [15] C. WS, D. L, D. CWS y T. LE, «Design and performance of some solar booster heat pumps.,» *ANZ solar energy conference*,, 1980.
- [16] M. S. Buker y S. B. Riffat, «Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 399-413, 2016.
- [17] MasterFlux, 2021. [En línea]. Available: <https://www.masterflux.com/products/sierra/?pid=22>.
- [18] M. N. A. Hawlader, S. K. Chou y M. Z. Ullah, «The performance of a solar assisted heat pump water heating system,» *Applied Thermal Engineering*, pp. 1049-1065, 2001.
- [19] W. Deng y J. Yu, «Simulation analysis on dynamic performance of a combined solar/air dual source heat pump water heater,» *Energy Conversion and Management*, pp. 378-387, 2016.
- [20] EPW, «Repository of free climate data for building performance simulation,» 2014. [En línea]. Available: <https://climate.onebuilding.org/>.
- [21] O. Brunin, M. L. Feidt y B. Hivet, «Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump,» *International Journal of Refrigeration*, pp. 308-318, 1997.