



ESTUDIO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN UNA TUBERÍA HORIZONTAL UTILIZANDO UN REFRIGERANTE DE TIPO HIDROCARBURO

William Quitiaquez, Eduardo Cortez, Patricio Quitiaquez, Fernando Toapanta Ramos

**Universidad Politécnica Salesiana
Quito, Ecuador**

Resumen

En la presente investigación se estudia analíticamente el coeficiente de transferencia de calor al interior de una tubería horizontal con el objetivo de conocer su comportamiento durante la transición de la fase líquida a vapor del refrigerante R600a. Se hace uso de un refrigerante de tipo hidrocarburo por sus características, un bajo Potencial de Destrucción de Ozono (ODP, por sus siglas en inglés) y bajo Potencial de Calentamiento Global (GWP, por sus siglas en inglés). Actualmente, los refrigerantes naturales han logrado ganar espacio dentro de las industrias y han sido utilizados en diferentes investigaciones, con el fin de crear conciencia sobre la reducción del uso de sustancias que afecten las condiciones medio ambientales. Varios países a nivel mundial cumplen con los objetivos planteados en los protocolos de Kioto y Montreal, con la intención de reducir el uso de sustancias que afecten la capa de ozono y cuidar el medio ambiente. Las pruebas experimentales fueron realizadas utilizando un colector/evaporador, componente de una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar (DX-SAHP, por sus siglas en inglés), la cual se emplea en aplicaciones como sistemas calefacción, aires acondicionados, calentamiento de agua, entre otras. Los sistemas DX-SAHP se han convertido en una alternativa favorable en el reemplazo de los calentadores de agua convencionales debido a su bajo consumo energético, puesto que, utilizan como fuente de energía la radiación solar incidente, reduciendo así, el uso de combustibles fósiles y las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) hacia la atmósfera. Además, fusiona en una sola unidad el colector y el evaporador, reduciendo espacio, costos y aumentando la eficiencia energética del sistema. El modelo matemático seleccionado para el análisis del coeficiente de transferencia de calor fue el de Kanizawa, durante el análisis se consideró el efecto

de la radiación solar incidente, velocidad del viento, temperatura ambiente. Además, fueron empleados diferentes parámetros tales como: Velocidad de masa, calidad de vapor, flujo de calor y temperaturas de saturación. Los resultados obtenidos muestran un coeficiente de transferencia de calor que fluctúa entre 2 y 10 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$, considerando un flujo de calor entre 391.44 y 488.27 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ y una calidad de vapor entre 0.2 y 0.99.

Palabras clave: coeficiente de transferencia de calor; refrigerante; energía solar

Abstract

In this research, the heat transfer coefficient inside a horizontal pipe is analytically studied in order to know its behavior during the transition from the liquid to vapor phase of the R600a refrigerant. A hydrocarbon-type refrigerant was used for its characteristics, a low Ozone Destruction Potential (ODP) and a low Global Warming Potential (GWP). Currently, natural refrigerants have managed to gain space within industries and have been used in different investigations, in order to raise awareness about the reduction of the use of substances that affect environmental conditions. Several countries worldwide comply with the objectives set out in the Kyoto and Montreal protocols, with the intention of reducing the use of substances that affect the ozone layer and caring for the environment. The experimental tests were carried out using a collector/evaporator, component of a direct-expansion solar-assisted heat pump (DX-SAHP), which is used in applications such as heating systems, air conditioning, heating of water, among others. DX-SAHP systems have become a favorable alternative to replace conventional water heaters due to their low energy consumption, since they use incident solar radiation as an energy source, thus reducing the use of fossil fuels and carbon dioxide (CO_2) emissions into the atmosphere. In addition, it merges the collector and evaporator into a single unit, reducing space, costs and increasing the energy efficiency of the system. The mathematical model selected for the analysis of the heat transfer coefficient was of Kanizawa, during the analysis the effect of incident solar radiation, wind speed, and ambient temperature was considered. In addition, different parameters were used such as: mass velocity, vapor quality, heat flux and saturation temperatures. The obtained results show a heat transfer coefficient that fluctuates between 2 and 10 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$, considering a heat flux between 391.44 and 488.27 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ and a vapor quality between 0.2 and 0.99.

Keywords: Heat transfer coefficient, refrigerant, solar energy

1. Introducción

En los últimos años, el consumo de energía primaria en el mundo ha ido aumentando considerablemente. El acceso de la sociedad a la energía en el periodo comprendido entre los años 2010 y 2018 ha crecido a una razón aproximada del 8, 19 y 7 % en los sectores industrial, transporte y residencial, respectivamente, tal como se muestra en la Figura 1



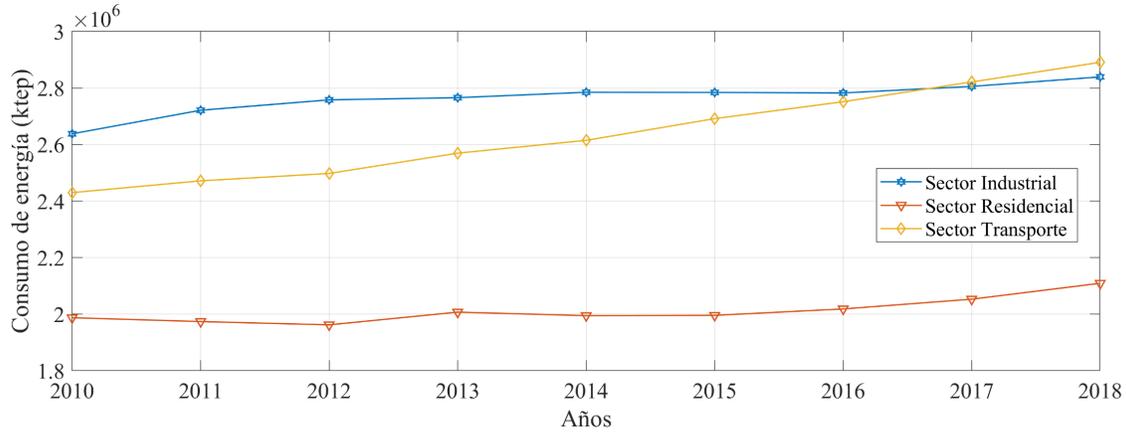


Figura 1. Consumo de energía a escala mundial [1, 2].

Un colector solar es un tipo de intercambiador de calor que absorbe la energía térmica producida por el sol y la transmite hacia un fluido [3]. El tipo de colector solar más utilizado en aplicaciones para calentamiento de agua es el colector solar de placa plana [4]. Este tipo de colector solar presenta la ventaja que toda su área absorbe calor, además de ser de fabricación económica [5]. En un sistema DX-SAHP, el colector solar de placa plana es utilizado para evaporar directamente el refrigerante funcionando en rangos de temperatura inferiores a la temperatura ambiente, por ello también absorbe calor del medio [6]. En la Figura 2 se puede visualizar una esquematización general de los sistemas DX-SAHP.

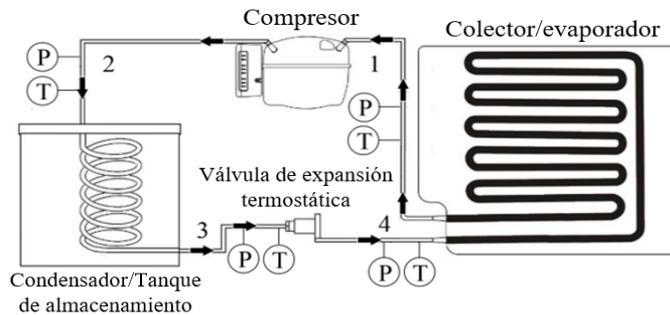


Figura 2. Esquema de un Sistema DX-SAHP utilizado para obtener datos experimentales [7].

El coeficiente de transferencia de calor se encuentra relacionado directamente con los patrones de flujo, mismos que se pueden utilizar para explicar físicamente las tendencias y mecanismos de transferencia de calor [8]. Autores como De Oliveira et al. [9], mencionan que el coeficiente de transferencia de calor aumenta con el incremento de la calidad del vapor.

2. Materiales y métodos

Los resultados presentados en el siguiente artículo se obtuvieron en base a datos experimentales tomados en cuatro pruebas diferentes, mismas que son presentados en la Tabla 1 mostrada a continuación:



Tabla 1. Datos experimentales tomados para las cuatro pruebas [10].

Variables	Prueba B	Prueba C	Prueba D	Prueba E
Hora	12:40	12:30	16:45	20:40
Temperatura ambiente [°C]	18.3	17.9	15.4	12
Radiación solar incidente [W·m ⁻²]	652.9	582.6	123.22	0
Flujo másico [kg·s ⁻¹]	0.00303	0.00295	0.0026	0.00224
Temperatura superficial [°C]	14.5	14.5	12.6	9.5

Para obtener los resultados mostrados en la Tabla 1, se realizó el análisis en una bomba de calor de expansión directa asistida por energía solar (DX-SAHP), según Chatuverdi et al. [11] los sistemas DX-SAHP combinan en una sola unidad el colector y el evaporador con el objetivo de tomar energía solar y transferirla al refrigerante, demostrando así la efectividad en el ahorro energético en aplicaciones como: calentamiento de agua, aire acondicionado, secado solar y almacenamiento en frío [12]. Los DX-SAHP son una mejora de las bombas de calor asistidas por energía solar (SAHP), son sistemas que trabajan bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. A diferencia de los sistemas de calefacción convencionales, los sistemas SAHP con un tamaño menor pueden captar la misma cantidad de energía con un alto porcentaje, además su temperatura de operación puede ser inferior a 70 °C [13] - [14].

3. Correlación de Kanizawa

El modelo matemático utilizado para la presente investigación fue la de Kanizawa et al. [15], el cual analiza el coeficiente de transferencia de calor convectivo y nucleado, como se observa en la ecuación 1.

$$h_{TP} = F \cdot h_{cb} + S \cdot h_{nb} \quad (1)$$

Donde S es un factor de supresión para la parte nucleada y F es un factor de mejora para procesos convectivos, mismos que se analizan a partir de la ecuación 2 y 3.

$$F = 1 + \frac{2.50 \cdot x_{tt}^{-1.32}}{1 + We_{Vv}^{0.24}} \quad (2)$$

$$S = \frac{1.06 \cdot Bd^{-0.008}}{1 + 0.12 \cdot \left(\frac{Re_{2p,mod}}{10000} \right)^{0.86}} \quad (3)$$

Siendo, We_{v} el número de Weber y V_v la velocidad para la fase de vapor, obtenidas mediante las ecuaciones 4 y 5.



$$We_{v_v} = \frac{\rho_v \cdot V_v^2 \cdot D}{\sigma} \quad (4)$$

$$V_v = \frac{G_A \cdot x}{\rho_v \cdot \alpha} \quad (5)$$

Según Kanizawa et al. [15] la fracción de vacío se analiza a partir de una predicción de datos del 92 % con un error de ± 10 %, el cual viene dado por la ecuación 6.

$$\alpha = \left[1 + 1.021 \cdot Fr_m^{-0.092} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{-0.368} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad (6)$$

Y el parámetro Lockhart-Martinelli es una estimación del flujo, siguiendo la condición del Reynolds de vapor.

$$x_{tt} = \begin{cases} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}, & Re_v > 1000 \\ \frac{1}{18.7} \cdot Re_v^{0.4} \cdot \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1}, & Re_v \leq 1000 \end{cases} \quad (7)$$

De igual forma, Kanizawa et al. [15] realizan el análisis en toda la sección de tubería y especifican las ecuaciones 8 y 9 para la zona secada, la cual está presente durante esta investigación

$$h_{dryout} = 0.023 \cdot \frac{k_v}{D} \cdot Re_v^{0.8} \cdot Pr_v^{1/3} \quad (8)$$

$$h_{TP,dryout} = h_{TP} \cdot (x_{di}) \cdot \left(\frac{1-x}{1-x_{di}} \right) + h_{dryout} \cdot \left(\frac{x-x_{di}}{1-x_{di}} \right) \quad (9)$$

El coeficiente de transferencia de calor por ebullición convectiva se presenta en la ecuación 10.

$$h_{cb} = 0.023 \cdot \frac{k_l}{D} \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_l^{1/3} \quad (10)$$

Donde Re_l es el número de Reynolds líquido. Y el coeficiente de transferencia de calor por ebullición nucleada se analiza a partir de la ecuación 11, siendo este análisis presentado específicamente para refrigerantes de tipo hidrocarburo, especialmente el isobutano.



$$h_{nb} = 0.0546 \cdot \frac{k_l}{d_b} \cdot \left[\left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \cdot \left(\frac{\dot{q} \cdot d_b}{k_l \cdot T_{sat}} \right) \right]^{0.670} \dots \dots \dots (11)$$

$$\dots \cdot \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l} \right)^{-4.33} \cdot \left(h_{lv} \cdot d_b^2 \cdot \left(\frac{\rho_l \cdot C_{pl}}{k_l} \right)^2 \right)^{0.248}$$

4. Resultados y Discusión

A partir de los datos experimentales tomados en el equipo DX-SAHP, se obtuvieron los diferentes coeficientes de transferencia de calor para cada una de las pruebas. En la Figura 3a, se puede visualizar el coeficiente de transferencia de calor analizado para la prueba B. Con una calidad de vapor inicial de 0.2562, la curva inicia en un valor de 2368.39 W·m⁻²·K⁻¹, creciendo de forma exponencial hasta llegar a un valor máximo de 10572.9 W·m⁻²·K⁻¹, donde el refrigerante ha cambiado su fase de líquido a vapor y la curva tiende a decaer hasta un valor de 4598.52 W·m⁻²·K⁻¹. Mientras que, los resultados de la prueba C se pueden observar en la Figura 3b, donde con una calidad de vapor inicial de 0.2151, la curva de transferencia de calor inicia en un valor de 2162.73 W·m⁻²·K⁻¹, creciendo hasta llegar a un valor máximo de 10850.63 W·m⁻²·K⁻¹, y desciende hasta llegar a un valor mínimo de 4730.89 W·m⁻²·K⁻¹.

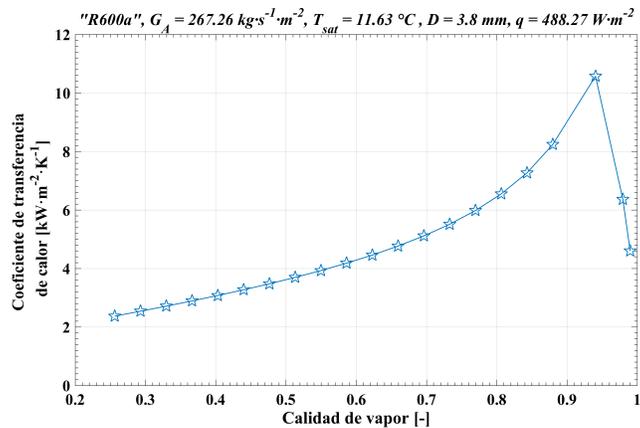


Figura 3a.



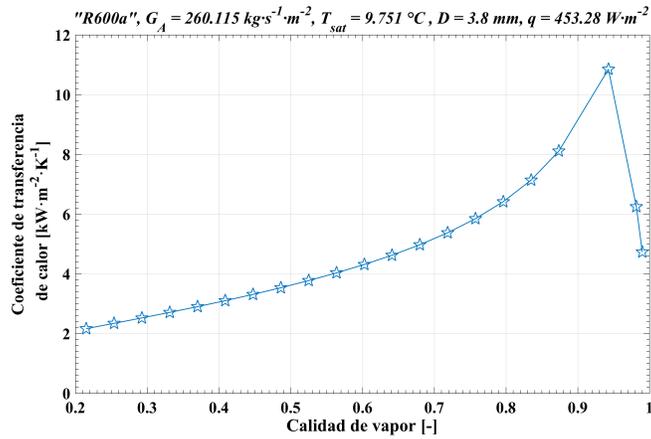


Figura 3b.

Figura 3. Coeficiente de transferencia de calor para las pruebas B y C, respectivamente.

En la Figura 4a se muestran los resultados de prueba D, donde la calidad de vapor tiene un valor inicial de 0.2305, se observa que el coeficiente de transferencia de calor inicia en un valor de 2038.03 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, donde la curva crece hasta un valor máximo de 12947.56 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ donde el coeficiente de transferencia de calor cae hasta llegar a un valor mínimo de 6440.88 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ dado en la salida del colector/evaporador. Los resultados de la prueba E son mostrados en la Figura 4b, la calidad de vapor inicial para esta prueba es 0.2325 y el coeficiente de transferencia de calor empieza a crecer en el valor de 1900.73 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ hasta llegar a un valor máximo de 13760.32 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ donde la curva desciende hasta llegar a un valor mínimo de 7422.31 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

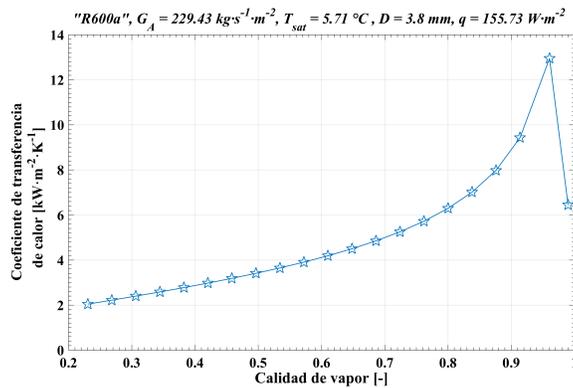


Figura 4a.



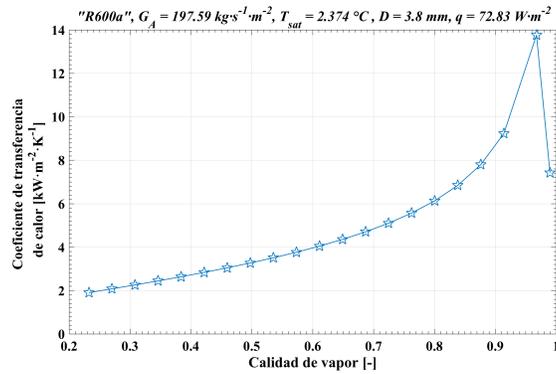


Figura 4b.

Figura 4. Coeficiente de transferencia de calor para las pruebas D y E, respectivamente.

Las gráficas de los coeficientes de transferencia de calor de la presente investigación indican un comportamiento similar para todas las pruebas, su crecimiento se debe a la presencia de las zonas intermitente y anular en los mapas de patrones de flujo tal como se muestra en la Figura 5. Los resultados indican que, entre más se presente la zona intermitente y anular en el rango de la calidad de vapor, mayor será el valor máximo del coeficiente de transferencia de calor. Este fenómeno se debe a que, en las zonas mencionadas anteriormente se presenta la mayor cantidad de transferencia de calor, al encontrarse con zonas como secado y niebla la curva en el coeficiente de transferencia de calor desciende hasta un valor mínimo. La prueba E presenta el mayor coeficiente de transferencia de calor con un valor de $13760.32 \text{ W·m}^{-2}·\text{K}^{-1}$ al tener un mayor rango de flujo intermitente de 0.2325 hasta 0.9678 en la calidad de vapor.

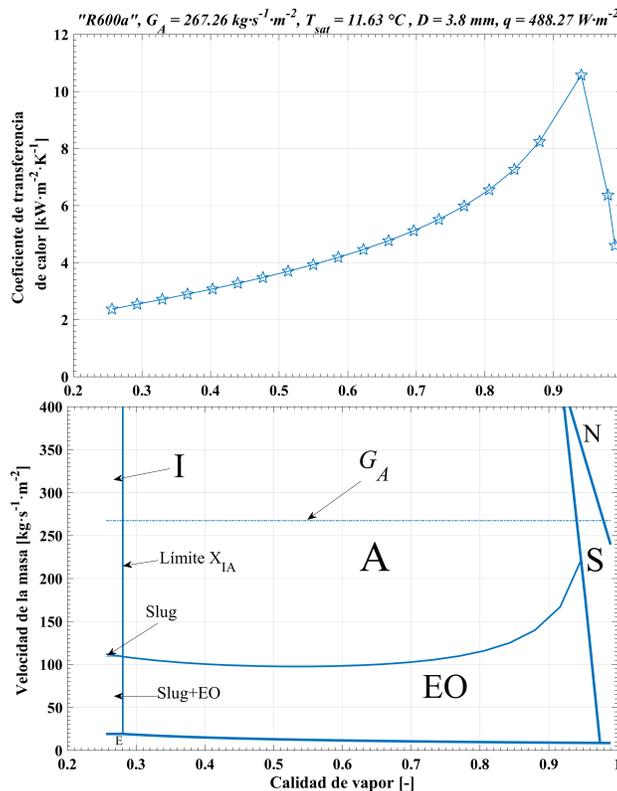


Figura 5. Coeficiente de transferencia de calor sobre mapas de patrones de flujo.



5. Conclusiones

El uso de los refrigerantes naturales de tipo hidrocarburo como el R600a se ha convertido en una alternativa favorable para mitigar los problemas medio ambientales, indicados por los protocolos de Kyoto y Montreal se han convertido en la mejor opción en el reemplazo de refrigerantes como el R22 y el R12. De igual forma, los sistemas DX-SAHP presentan una mayor eficiencia que las bombas de calor convencionales, con un tamaño menor pueden llegar a captar la misma cantidad de energía de un sistema convencional, además, disminuyen su tamaño al fusionar en una sola unidad al colector y el evaporador.

Para la obtención de los resultados se realizaron cuatro pruebas a distintos horarios con flujos de calor que varían entre 72.83 y 488.27 W·m⁻², velocidades de masa entre 197.59 y 267.26 y calidades de vapor entre 0.176 y 0.99. Así mismo, para poder obtener las curvas del coeficiente de transferencia de calor se estudió el modelo matemático de Kanizawa et al. [15], al ser uno de los modelos más actualizados que estudia el fenómeno real de la transferencia de calor por ebullición al interior de una tubería bajo el uso del refrigerante R600a.

Dentro de las pruebas analizadas se encontró que, la prueba E presenta el punto máximo del coeficiente de transferencia de calor con un valor de 13760.32 W·m⁻²·K⁻¹, esto debido a que en un estudio de patrones de flujo la prueba ya mencionada presenta el mayor rango de presencia de los flujos intermitente y anular con un valor que oscila entre 0.2325 y 0.9678, indicando que en dichas zonas existirá la mayor cantidad de transferencia de calor entre la superficie interna de una tubería y el fluido de trabajo.

6. Referencias

- [1] International Energy Agency, "Data and statistics," 2020. [En línea]. Available: <https://www.iea.org/data-and-statistics?country=ECUADOR&fuel=Energy%20consumption&indicator=ElecConsBySector>. [Último acceso: 01 02 2021].
- [2] Ministerio de Energía y Recursos Naturales no Renovables, "Balance Energético Nacional 2019," 2019. [En línea]. Available: <https://www.recursoyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/2020/12/Capitulo-4-Balance-Energetico-Nacional-2019.pdf>. [Último acceso: 05 10 2020].
- [3] W. Quitiaquez, C. Isaza-Roldán, F. Toapanta y P. Quitiaquez, "Generación de agua caliente sanitaria mediante el uso de bombas de calor asistidas por energía solar," de *Las Facultades de Ingeniería y su Compromiso con la Sociedad*, Cartagena de Indias, Colombia, 2017.
- [4] K. Pandey y R. Chaurasiya, "A review on analysis and development of solar flat plate collector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n° 67, pp. 641-650, 2017.
- [5] International Solar Energy Society, *Solar Energy: The State of the Art: ISES Position Papers*, UK: James & James, 2001.
- [6] G.-H. Shi, L. Aye, D. Li y X.-J. Du, "Recent advances in direct expansion solar assisted heat pump systems: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 109, pp. 349-366, 2019.



- [7] W. Quitiaquez, I. Simbaña, C. Isaza-Roldán, C. Nieto-Londoño, P. Quitiaquez y L. Toapanta-Ramos, "Performance Analysis of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump Using a Photovoltaic/Thermal System for Water Heating," de *First International Conference, SmartTech-IC 2019*, Quito, 2019.
- [8] L. Cheng, G. Ribalski y J. R. Thome, "Two-phase flow patterns and flow-pattern maps: Fundamentals and applications," *Applied Mechanics Reviews*, vol. 61, 2008.
- [9] J. De Oliveira, J. Copetti y J. Passos, "Experimental investigation on flow boiling pressure drop of R-290 and R-600a in a horizontal small tube," *International Journal of refrigeration*, vol. 84, pp. 165-180, 2017.
- [10] W. Quitiaquez, E. Cortez, K. Anchapaxi, C. Isaza-Roldán, C. Nieto-Londoño, P. Quitiaquez y F. Toapanta-Ramos, "Análisis numérico de los mapas de patrones de flujo del refrigerante R600a en un colector/evaporador de una bomba de calor asistida por energía solar," *Ingenius*, n° 26, pp. 112-122, 2021.
- [11] S. Chatuverdi, V. Gagrani y T. Abdel-Salam, "Solar-assisted heat pump – A sustainable system for low-temperature water heating applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 77, pp. 550-557, 2014.
- [12] W. Ji, J. Cai, J. Ji y W. Huang, "Experimental study of a direct expansion solar-assisted heat pump (DX-SAHP) with finned-tube evaporator and comparison with conventional DX-SAHP," *Energy and Buildings*, vol. 207, 2020.
- [13] P. Malali, S. Chatuverdi y T. Abdel-Salam, "An approximate method for prediction of thermal performance of direct expansion-solar assisted heat pump (DX-SAHP) systems for water heating applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 127, pp. 416-423, 2016.
- [14] M. Buker y S. Biffat, "Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 399-413, 2016.
- [15] F. Kanizawa, C. Tibirica y G. Ribatski, "Heat transfer during convective boiling inside microchannels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 93, pp. 566-583, 2016.

Sobre los autores

- **William Giovanny Quitiaquez Sarzosa:** Estudiante de Doctorado en Ingeniería – Magister en Gestión de Energías, Magister en Ingeniería, Ingeniero Mecánico, Docente Investigador de la Carrera de Ingeniería Mecánica – Universidad Politécnica Salesiana de Quito-Ecuador. wquitiaquez@ups.edu.ec
- **Eduardo Enrique Cortez Caicedo:** Ingeniero Mecánico, Auxiliar de Laboratorio – Universidad Politécnica Salesiana de Quito-Ecuador. ecortez@ups.edu.ec
- **René Patricio Quitiaquez Sarzosa:** Magister en Gestión de la Producción, Ingeniero Mecánico, Docente Investigador de la Carrera de Ingeniería Mecánica – Universidad Politécnica Salesiana de Quito-Ecuador. rquitiaquez@ups.edu.ec
- **Luis Fernando Toapanta Ramos:** Estudiante de Doctorado en Ingeniería – Magister en Gestión de Energías, Ingeniero Mecánico, Docente Investigador de la Carrera de Ingeniería Mecánica – Universidad Politécnica Salesiana de Quito-Ecuador. ltoapanta@ups.edu.ec



Los puntos de vista expresados en este artículo no reflejan necesariamente la opinión de la
Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería.

Copyright © 2021 Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería (ACOFI)

