

Construcción y modelación de un nuevo diseño propuesto de intercambiador de calor agua-aire tipo serpentín



Colaboración

Juan Manuel Juárez Rodríguez; Vicente Flores Lara; Marcos Bedolla Hernández, Tecnológico Nacional de México / Instituto Tecnológico de Apizaco

Fecha de recepción: 14 de noviembre de 2022

Fecha de aceptación: 18 de diciembre de 2022

RESUMEN: En el presente artículo se realizó la construcción y modelación de un intercambiador de calor agua-aire, construido a partir de un serpentín de tubería galvanizada incrustado en el interior de un tanque cilíndrico, en el interior del serpentín se implementó nervaduras transversales para generar un patrón de flujo que aumente el coeficiente convectivo interno, el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor se obtuvo por medio de correlaciones que involucran el efecto de la rugosidad. Los valores de temperaturas del agua y aire se obtuvieron a partir de ecuaciones de balance de energía en estado no estacionario, definidos como un sistema cerrado y un sistema abierto respectivamente. Los resultados obtenidos de forma analítica demuestran un aumento del coeficiente de transferencia de calor interno de 6.7 veces mayor que cuando se utiliza un tubo liso, a partir de ello, se calcularon los coeficientes globales, lo cual permitió obtener una aproximación cercana de los valores de temperaturas del intercambiador de calor.

PALABRAS CLAVE: Convección, calor, energía, flujo, Intercambiador, transferencia de calor.

ABSTRACT: In this paper the construction and modeling of a water-air heat exchanger was carried out, built from a galvanized pipe coil embedded inside a cylindrical tank, inside the coil transverse ribs were implemented to generate a flow pattern that increases the internal convective coefficient, the calculation of the heat transfer coefficients was obtained by correlations involving the effect of roughness. The values of water and air temperatures were obtained from non-steady state energy balance equations, defined as a closed system and an open system, respectively. The results obtained analytically show an increase in the internal heat transfer coefficient of 6.7 times greater than when using a smooth tube, from which the global coefficients were calculated, which allowed obtaining a close approximation of the heat exchanger temperature values.

KEYWORDS: Convection, heat, energy, flow, exchanger, heat transfer.

INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son dispositivos útiles para la transferencia de calor, su rendimiento depende de características propias como, la geometría, el material de construcción, el tipo de configuración, entre otras, también, depende de condiciones de operación, por ejemplo, velocidades de trabajo de los flujos involucrados, flujos másicos y temperaturas, [1]. La mejoría en la transferencia de calor en un intercambiador se realiza por medio de la optimización de los coeficientes de transferencia de calor, lo cual permite reducir el área de intercambio de energía.

La aplicación de estos dispositivos es muy amplia en la industria, tales como, procesos químicos, en ingeniería eléctrica, ingeniería medioambiental, en refrigeración y en industrias alimenticias, [2]. Los intercambiadores de calor son equipos que intercambian energía calorífica en el cual involucran a dos fluidos separados por una pared sólida, para que ocurra este intercambio de energía

es necesario que exista un gradiente de temperatura, en donde la energía tendrá una dirección desde el flujo con la temperatura mayor hacia el flujo con la temperatura menor.

De acuerdo con investigaciones como [3], [4], [5], la aplicación de insertos, aletas, o nervaduras en la tubería son generalmente utilizados en intercambiadores de calor que involucran flujos de baja capacidad térmica, como por ejemplo en intercambiadores liquido-gas, donde las nervaduras se implementan en el lado del flujo de gas, la finalidad que tienen es aumentar la transferencia de calor mejorando la turbulencia del fluido en movimiento, sin embargo, existe una mayor pérdida de presión comparado con tubos lisos.

Por otra parte, en [6] se realizó el estudio de un tubo con costillas transversales de alturas desiguales, donde experimentó con cuatro configuraciones distintas, esto le permitió seleccionar la que presenta un mejor rendimiento, el uso de las costillas es un ejemplo de rugosidad artificial aplicada para el mejoramiento de la transferencia de calor ya que, el uso de ellas permite el rompimiento de la capa límite desarrollada dentro de las tuberías.

De acuerdo a lo anterior, en este trabajo se realiza la construcción de un intercambiador de calor tipo serpentín utilizando nervaduras para provocar un patrón de flujo que beneficie la transferencia de calor, se estudia analítica y experimental su desempeño térmico a través de números adimensionales que involucran el fenómeno de rozamiento en superficies rugosas.

MATERIAL Y MÉTODOS

Metodología

1. Construcción de intercambiador.

El intercambiador de calor se construyó con dos partes principales (A y B), tanque de almacenamiento de agua y serpentín respectivamente Figura 1. El tanque es cilíndrico con una longitud 1.22 m y un diámetro de 0.46 m, (medidas internas) el volumen interno del tanque es de 202.7 L, el volumen que ocupa el serpentín en el interior del tanque es de 14.6 L \rightarrow 0.0146 m³, dando un volumen aproximado total de agua de 188 L \rightarrow 0.188 m³.

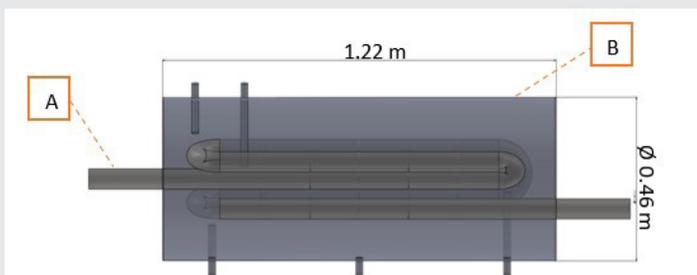


Figura 1. Modelo de intercambiador de calor en estudio.
Fuente: Elaboración propia.

El serpentín se construyó de lámina galvanizada en calibre 20 (0.95mm de espesor), en una configuración de 5 pasos tipo cruz, se observa en la vista lateral (C), con separación de centro a centro de 0.10 m, la longitud total del serpentín que se encuentra en el interior del tanque es de 5.12 m, Figura 2, también, tiene una relación de concentricidad respecto al tanque, se puede ver en la Figura 1. El diámetro interno D_i del serpentín es 0.059375 m y el diámetro externo D_e es de 0.060325 m y el área de selección transversal A_c es de $27.6883 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

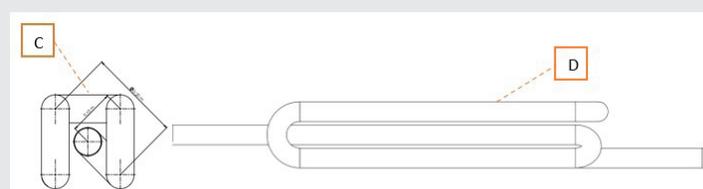


Figura 2. Geometría del serpentín.
Fuente: Elaboración propia.

En el interior del serpentín fluye aire el cual aumentará su temperatura en la dirección del flujo, y para mejorar el aumento en su temperatura se implementó rugosidad artificial mediante nervaduras transversales Figura 3, el material utilizado fue de lámina galvanizada en calibre 20 (E), las dimensiones son de 0.03 m (altura h), por 0.2 m de ancho con una separación entre cada una de 0.15 m (separación P), para su instalación, en el tubo se realizaron cortes transversales de longitud y espesor de la nervadura, posteriormente se insertaron, y finalmente se aplicó soldadura eléctrica para fijar la nervadura y sellar la tubería. El efecto que tiene la rugosidad en la superficie por la colocación de las nervaduras, mejora la transferencia de calor por convección y es debido en principio, por la formación de un patrón de flujo turbulento y en consecuencia al desprendimiento de la capa límite por efecto de la formación del patrón de flujo [7].

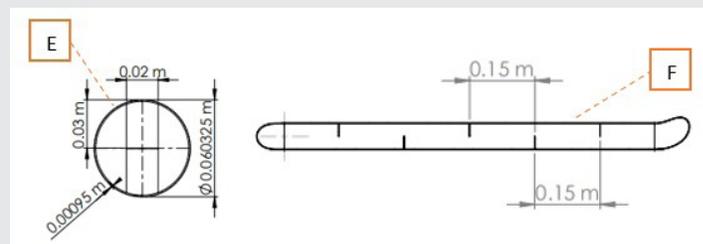


Figura 3. Rugosidad artificial mediante nervaduras transversales en el interior del serpentín.
Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 4 se observa una representación simplificada del intercambiador de calor, donde se visualizan los fluidos involucrados, coeficientes convectivos y áreas superficiales en el sistema, el agua cubrirá por completo al serpentín en un espacio confinado.

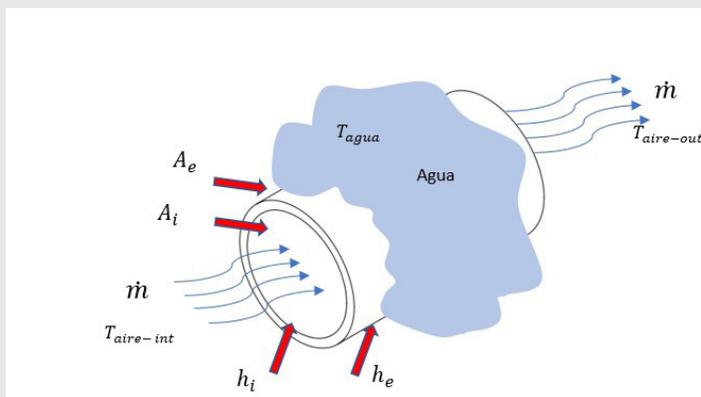


Figura 4. Modelo de intercambiador de calor simplificado.
Fuente: Elaboración propia.

2. Marco Teórico

2.1 Tasa de transferencia de calor en un intercambiador de calor.

La razón de transferencia de calor se expresa mediante una analogía de la ley de enfriamiento de Newton [8]

$$\dot{Q} = U A_s \Delta T_{ml} \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)

A_s = Área superficial (m^2)

ΔT_{ml} = Diferencia de temperatura media logarítmica entre el agua y el aire ($^\circ C$)

2.2 Diferencia de temperatura media logarítmica

Un método utilizado para el análisis de intercambiadores de calor es el método LMTD por sus siglas en inglés (Logarithmic Mean Temperature Difference) [9]. Este método en particular aplica al intercambiador de calor propuesto, esto considerando que en instantes de tiempo pequeños la temperatura del agua no varía respecto al tiempo, se utiliza para conocer la diferencia de temperatura entre el agua y el aire, y es debido a que la temperatura del aire si varía en la dirección del flujo. La expresión particular de la LMTD del intercambiador de calor se define mediante la ecuación (2).

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{agua} - T_{aire-out}) - (T_{agua} - T_{aire-int})}{\ln((T_{agua} - T_{aire-out}) / (T_{agua} - T_{aire-int}))} \quad \text{Ec. (2)}$$

2.3 Flujo de calor en el intercambiador

En la Figura 5 se muestra la dirección que tiene el flujo de calor en el intercambiador, que va desde el agua hacia el aire.

2.4 Coeficientes globales de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor U es un parámetro muy importante para determinar la tasa de transferencia de calor en un intercambiador de calor, definido por la ecuación (3), en un intercambiador de calor también se tienen coeficientes globales de transferencia de calor interno y externo (U_i, U_e) y se definen mediante las siguientes ecuaciones (4 y 5).

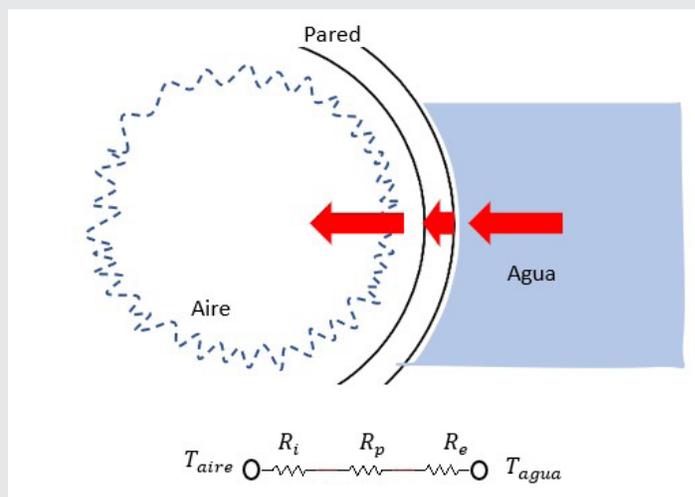


Figura 5. Dirección de flujo de calor.
Fuente: Elaboración propia.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{s}{k} \quad \text{Ec. (3)}$$

$$U_i = \frac{1}{1/h_i + [A_i \ln(r_e/r_i) / 2\pi k L] + A_i/A_e h_e} \quad \text{Ec. (4)}$$

$$U_e = \frac{1}{A_e/A_i h_i + [A_i \ln(r_e/r_i) / 2\pi k L] + 1/h_e} \quad \text{Ec. (5)}$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor

h_i = Coeficiente convectivo lado del aire ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

h_e = Coeficiente convectivo lado del agua ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

A_i, A_e = Área interna y externa respectivamente (m^2)

k = Conductividad térmica del Tubo ($W/m \cdot ^\circ C$)

L = Longitud total del tubo (m)

s = Espesor de la tubería (m)

2.5 Convección natural, lado del agua

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor se realiza por medio de una correlación para cilindros horizontales, esta permite obtener el número adimensional Nusselt promedio, ecuación (10), una vez calculado, es posible determinar el coeficiente de convección externo h_e , esta ecuación involucra el producto de dos números adimensionales, número Grashof y número Prandtl, siendo este producto otro número adimensional llamado Raleigh, los coeficientes C y m se obtienen por medio de Tablas que dependen del valor de Raleigh.

$$\overline{Nu}_f = C (Gr_f Pr_f)^m \quad \text{Ec. (6)}$$

El subíndice f , hace referencia a que las propiedades se evalúan a temperatura de película, obtenida mediante la ecuación (7).

$$T_f = \frac{T_{agua} + T_{pared}}{2} \quad \text{Ec. (7)}$$

Donde:

T_f = Temperatura de película ($^\circ C$)

T_{agua} = Temperatura del agua ($^\circ C$)

T_{pared} = Temperatura de la pared del serpentín ($^\circ C$)

El número Prandtl y el numero Grashof se determinan por medio de las ecuaciones (12) y (13).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{v}{\alpha} \quad \text{Ec. (8)}$$

$$Gr = \frac{\beta g L^3 \Delta T \rho^2}{\mu^2} \quad \text{Ec. (9)}$$

c_p = Calor específico del agua (J/kg °C)
 μ = Viscosidad Dinámica del agua (kg/m · s)
 k = Conductividad térmica del del agua (W/m °C)
 β = Coeficiente de expansión volumétrica (1/°C)
 g = Gravedad (m/s²)
 L = longitud del serpentín (m)
 ρ = Densidad del agua (kg/m³)
 $\Delta T = (T_{\text{agua}} - T_{\text{pared}}) \rightarrow$ Diferencia de temperatura del agua y de pared del serpentín (°C)

2.6 Análisis de rugosidad y coeficiente convectivo interno

Para determinar el tamaño de grano equivalente se utiliza la siguiente expresión.

$$k_s = h \exp[3.4 - 3.7(p/h)^{-0.73}] \quad \text{Ec. (10)}$$

Siendo:

k_s = Tamaño de grano equivalente (m)
 h = Altura de la nervadura (m)
 p = Distancia entre cada nervadura (m)

El tamaño de grano adimensional se define como:

$$k_s^+ = \frac{u_b k_s}{\nu} \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \quad \text{Ec. (11)}$$

Siendo:

k_s^+ = Tamaño de grano adimensional
 u_b = Velocidad del flujo de aire (m/s)
 f = Factor de fricción
 ν = viscosidad cinemática del aire (m²/s)

La altura adimensional de la nervadura puede determinarse a partir de la siguiente expresión

$$h^+ = (k_s^+ / k_s) h \quad \text{Ec. (12)}$$

Siendo:

h^+ = altura adimensional de nervadura.

Cuando la condición del flujo es totalmente rugosa se utiliza la ecuación de Nikuradse para determinar el factor de fricción en el interior de la tubería, definida como:

$$f = \left(1.74 \ln \frac{D_i}{k_s} + 2.28\right)^{-2} \quad \text{Ec. (13)}$$

Siendo:

f = Factor de fricción
 D_i = Diámetro interno de la tubería (m)
 k_s = Tamaño de grano equivalente (m)

La transferencia de calor se ve afectada por el efecto de la rugosidad, [7] para determinar la transferencia de

calor en una tubería Dipprey propone la siguiente correlación para el cálculo del número Stanton.

$$St = \frac{f/8}{0.9 + (f/8)^{1/2} [g(h^+ \cdot Pr) - 7.65]} \quad \text{Ec. (14)}$$

El número Nusselt se determina a partir de la siguiente correlación, se utiliza para flujos en conductos donde está involucrado el factor de fricción [10], correlación de Gnielinski.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_{D_i} - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{Ec. (15)}$$

Siendo:

Re_{D_i} = Número de Reynolds

Para determinar las pérdidas de presión por unidad de área se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{dP}{dx} = (f/D_i)(1/2)\rho u_b^2 \quad \text{Ec. (16)}$$

La obtención del coeficiente convectivo interno es por medio del número Stanton, un coeficiente adimensional que se relaciona con el numero Nusselt.

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{h_c}{\rho C_p u_b} \quad \text{Ec. (17)}$$

Siendo:

h_c = coeficiente convectivo

2.7 Balances de energía, estado no estacionario

El agua se encuentra en un sistema cerrado y la transferencia de calor será por convección natural desde el agua hacia las paredes del serpentín, una consideración que se toma para facilitar el análisis es que el flujo está completamente mezclado en todo el tanque, por lo tanto la temperatura del agua será homogénea en todo el volumen, siendo así que la temperatura del agua solo varia respecto al tiempo y no respecto a la posición [11], por tal motivo el balance de energía del lado del agua es a través de un proceso de estado no estacionario para un sistema cerrado en donde se considera que no existirán pérdidas de calor del sistema con el medio ambiente Ec. 18.

$$\frac{dT_{\text{agua}}}{dt} = -\left(\frac{U_e A_e}{M_{\text{agua}} C_{p\text{agua}}}\right)(T_{\text{agua}} - T_{\text{aire}}) \quad \text{Ec. (18)}$$

El balance de energía que representa el comportamiento de la temperatura respecto al tiempo del lado del aire se escribe como un sistema abierto en estado no estacionario, una consideración que se debe tomar es que no existirá variación del flujo másico en la salida respecto a la entrada, por lo tanto, debe ser un flujo másico constante [11]. La ecuación general de balance de energía en estado transitorio de un sistema abierto se escribe como:

$$\frac{dT_{\text{aire}}}{dt} = \left(\frac{\dot{m}}{M_{\text{aire}}}\right)(T_{\text{aire-int}} - T_{\text{aire}}) + \left(\frac{U_i A_i}{M C_{p\text{aire}}}\right)(T_{\text{agua}} - T_{\text{aire}}) \quad \text{Ec. (19)}$$

3. Pruebas experimentales

Para el modelo experimental, se recubrió el tanque con un aislante térmico de fibra de vidrio de 2 ½ pulgadas de espesor y se cortó en la parte superior un agujero circular de tal forma que permitiera el acceso para la colocación de los termopares de medición de temperatura del agua y paredes del serpentín. De igual manera se colocó un termopar en la entrada y salida del serpentín para medir la temperatura de ingreso del aire y su temperatura de salida ver Figura 6.

La velocidad del flujo de aire se mantuvo constante con un valor de 2.1 m/s.



Figura 6. Modelo físico de intercambiador de calor agua aire. Fuente: Elaboración propia.

RESULTADOS

En la Figura 7 se muestran los datos obtenidos del modelo experimental, en donde se hizo pasar un flujo de aire de 0.005961 kg/s a través del serpentín con una velocidad constante a la entrada de 2.1 m/s durante 30600 s (8.5 horas), la temperatura de ingreso del aire se mantiene en valor promedio de 16.355 °C, la temperatura del agua al comienzo del experimento con t = 0 s es de 78.5°C, y al finalizar con un tiempo t = 30600 s es de 67.6 °C.

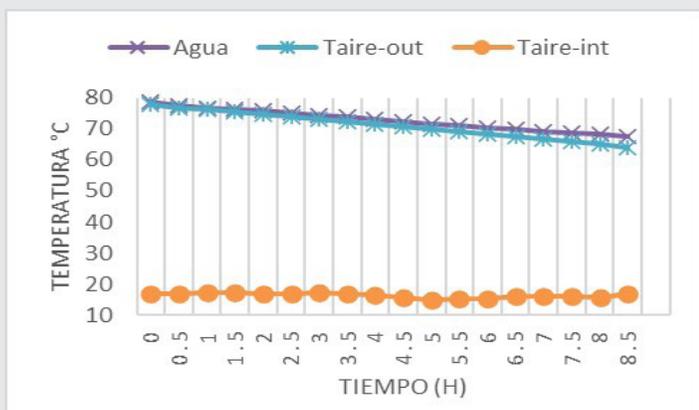


Figura 7. Comportamiento térmico del agua y del aire respecto al tiempo.

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 1 se muestran los valores obtenidos de los números adimensionales que influyen en la transferen-

cia de calor por convección natural, el valor obtenido del coeficiente convectivo ($h_e=443.688 (W/m^2\text{°C})$).

Tabla 1. Números adimensionales obtenidos para el cálculo de h_e del modelo experimental.

Parámetro	Valor
Gr	2.104869117e+07
Pr	2.2998
Ra	4.8409392070+07
Nu	40.038117
h_e	443.688 (W/m ² °C)

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 2, se muestra el tamaño de grano equivalente de rugosidad, el tamaño adimensional y la altura adimensional de la nervadura, también parámetros como el factor de fricción del aire con las paredes del tubo y el coeficiente convectivo interno h_i .

Tabla 2. Parámetros de Rugosidad.

Parámetro	Valor
k_s	0.2867 (m)
ks^+	4.62275488e+04
h^+	4.83718145e+03

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 3 se hace una comparación de los números dimensionales que influyen en la transferencia de calor por convección en el lado interno del serpentín, en esta Tabla se puede evidenciar que gracias al efecto de la rugosidad el coeficiente de transferencia de calor h_i aumenta aproximadamente 6.7 veces más que cuando se tiene un tubo liso, sin embargo, la caída de presión también se ve afectada por el efecto que tiene la rugosidad.

Tabla 3. Datos comparativos de un tubo liso Vs un tubo rugoso.

Parámetro	Tubo liso	Tubo Rugoso
Nu	20.3645	137.05712
St		0.03071
ΔP	1.4409 N/m ²	180.1425026 N/m ²
f	0.0345	4.7310796904
h_i	9.90514 (W/m ² °C)	66.6599 (W/m ² °C)

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 4. se muestran los resultados de los coeficientes globales de transferencia obtenidos.

Tabla 4. Coeficientes globales de transferencia de calor del intercambiador propuesto.

Parámetro	Valor
U	57.8830261653 ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
U_i	58.0376108892 ($W/m^2\text{ }^\circ C$)
U_e	57.1236327649 ($W/m^2\text{ }^\circ C$)

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, en la Figura 8, se realiza una comparación de los valores de la temperatura del agua y del aire con datos obtenidos del modelo experimental y datos calculados por medio de las ecuaciones descritas en este documento.

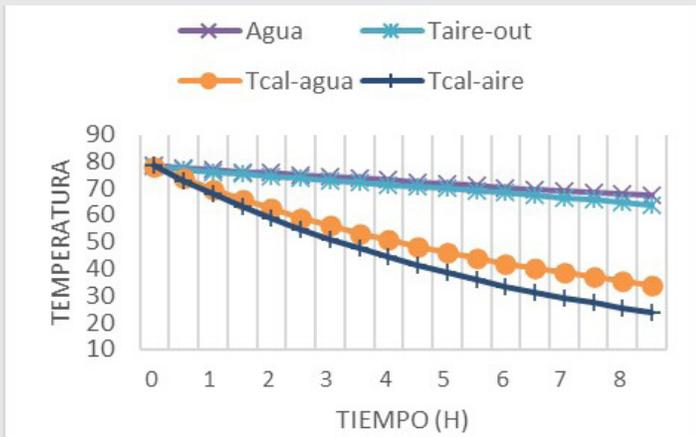


Figura 8. Comparación de los valores de temperaturas respecto al tiempo del modelo experimental y los valores calculados.

Fuente: Elaboración propia.

CONCLUSIONES

Se construyó un modelo de intercambiador de calor propuesto con superficies rugosas en el interior del serpentín, los coeficientes de transferencia de calor se determinaron mediante correlaciones empíricas de convección natural para el lado del agua, y por convección forzada acompañada de análisis de rugosidad para el lado del aire, todo esto utilizando valores de datos experimentales, los resultados obtenidos del análisis de rugosidad muestran un beneficio en el coeficiente de transferencia de calor interno ya que comparándolo con el coeficiente de transferencia en un tubo liso tiene un aumento de aproximadamente 6.7 veces. Finalmente se realizó una comparación del comportamiento de las temperaturas del modelo experimental con las temperaturas calculadas, donde se observa que los valores no se aproximan en este primer cálculo, sin embargo, se pueden mejorar con la optimización de los coeficientes de transferencia de calor. También es importante mencionar la necesidad de realizar más

pruebas experimentales que permitan obtener más información para tener mejores resultados.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. Pérez Sánchez, G. I. Valero Almanza, E. Ranero González y E. J. Pérez Sánchez, «Diseño térmico de un intercambiador de calor de doble tubo aleteado para el enfriamiento de metanol,» Nexo Nexa Revista Científica, vol. 34, n° 02, pp. 636-660, 2021.
- [2] A. Pérez Sánchez, E. Ranero González, E. Pérez Sánchez, N. Liaño Abascal y C. Gastamiza Sicilia, «Diseño térmico de un intercambiador de calor de tubo y coraza para el enfriamiento de metanol,» Nexa Revista Científica, vol. 33, n° 02, pp. 753-776, 2020.
- [3] S. Gradziel y K. Majewski, «Experimental Determination of the Friction Factor in a Tube with Internal Helical Ribs,» Energies, vol. 12, n° 2, 2019.
- [4] K. Natthaporn, M. Kittinan, N. Chayut y K. Takeishi, «Effect of Inclined Ribs on Heat Transfer Coefficient in Stationary Square Channel,» Theoretical & Applied Mechanics Letters, vol. 6, pp. 1-8, 2017.
- [5] N. Zheng, P. Liu, F. Shan, Z. Liu y W. Liu, «Effects of rib arrangements on the flow pattern and heat transfer in an internally ribbed heat exchanger tube,» International Journal of Thermal Sciences, vol. 101, pp. 93-105, 2016.
- [6] M. H. Ahmed, «Investigation of the Heat Transfer and Pressure Drop In Tubes with Transverse Ribs of Zigzag Configurations,» Applied Sciences, vol. 12, n° 11, 2022.
- [7] A. F. Mills y C. F. M. Coimbra, Basic Heat and Mass Transfer, Temporal Publishing, LLC, 2015.
- [8] M. Delgadillo, V. Benítez, M. Bárcenas y M. Vaca, «Construcción y caracterización de un intercambiador de calor prototipo para fines educativos,» Coloquio de Investigación Multidisciplinaria, vol. 7, n° 1, pp. 1239-1246, 2019.
- [9] B. N. Hernández-Elías, C. O. Ríos-Orozco, J. A. Escobedo-Bretado, I. R. Martín-Domínguez y M. A. Cervantes-Mata, «Determinación del coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador de calor compacto para su aplicación en calor solar para procesos industriales,» Memorias del XXXII Congreso Nacional de Termodinámica, pp. 321-333, 2017.
- [10] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera y D. P. Dewitt, Introduction to Heat Transfer, JOHN WILEY & SONS, INC., 2011.
- [11] R. M. Felder y R. W. Rousseau, Principios Elementales de los Procesos Químicos, México, D.F.: LIMUSA, S.A. de C.V., 2004.