TRANSFERENCIA DE CALOR POR EL USO DE INSERTOS EN UN SERPENTÍN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA-AIRE

Flores-Lara, Vicente, Bedolla-Hernández, Jorge, Sánchez-Flores, Efrén, Bedolla-Hernández, Marcos*
[1]Tecnologico Nacional de México/Instituto Tecnológico de Apizaco, Carretera Apizaco-Tzompantepec. Esq. Con Av. Instituto Tecnológico S/N, conurbado Apizaco Tzompantepec, CP 90300, Tlaxcala, México.
**Autor contacto: f117u2@yahoo.com*

Área de participación: **Ingeniería Mecánica y mecatrónica**

Resumen

Se presenta el estudio teórico experimental de el efecto de adherir insertos en la superficie interna de un serpentín de intercambiador de calor, el serpentín es asimétrico colocado en el interior de un depósito de agua caliente, los insertos son placas metálicas rectangulares colocados de forma alternada. A partir de datos experimentales se obtiene el factor de fricción al mismo tiempo que se generan correlaciones empíricas del factor de fricción basado en la relación de rugosidad (e/D) y de paso (h/D) para obtener la longitud de los insertos y la separación entre ellos, que arroje la máxima capacidad de transferecia de calor. Se obtiene Nusselt máximo con las correlaciones empíricas y se compara con valores reales del serpentín, así como, considerando que el serpentín es liso, los valores promedio son, $\mathbf{Nu}_i$=659, $\mathbf{Nu}_r$=149 y $\mathbf{Nu}_l$=69.5, respectivamente. Lo cual verifica que el uso de insertos es significativo en la transferencia de calor.

Palabras clave: insertos*, fricción, transferencia, calor*

Abstract

The experimental theoretical study of the effect of adhering inserts to the internal surface of a heat exchanger coil have presented. The coil is asymmetrical placed inside a hot water tank, the inserts are rectangular metal plates placed alternately. From experimental data, the friction factor have obtained at the same time that empirical correlations of the friction factor are generated based on the roughness ratio (e/D) and pitch (h/D) to obtain the length of the inserts and the separation between them, which provides the maximum heat transfer capacity. Maximum Nusselt is obtained with the empirical correlations and compared with real values of the coil, as well as, considering that the coil is smooth, the average values are, Nu_i=659, Nu_r=149 and Nu_l=69.5, respectively. Which verifies that the use of inserts is significant in heat transfer.

Key words: *inserts, friction, transfer, heat*

Introducción

En el área de la transferencia de calor las propiedades físicas del fluido empleado, así como, la geometría del conducto y su configuración con el fluido son aspectos que deben considerarse en el momento de evaluar el desempeño de equipos de transferencia de calor, en esa evaluación la eficiencia energética es un parámetro a determinar. En este sentido se han propuesto técnicas pasivas como lo son, las obstrucciones a través de nervaduras, insertos e incluso la modificación de la rugosidad de forma artificial, que aumentan el factor de fricción mejorando la transferencia de calor en elementos de equipos de transferencia de calor, estas técnicas en el sector industrial han tenido gran aceptación por el ahorro tanto energético, como económico, sin embargo, atención especial debe tenerse al aumentar el factor de fricción, ya que al mismo tiempo se aumenta la caída de presión, lo cual demanda mayor energía en los equipos que accionan el fluido [1] [2] [3].

En este contexto, un caso referente por el amplio rango de valores de los parámetros significativos en el que se realizó el estudio, se presenta en [4], aquí se evaluó el factor de fricción y transferencia de calor en un flujo turbulento en un conducto rectangular con paredes nervadas, dónde experimentaron con 3 geometrías diferentes, semicircular, rectangular y una hibridación entre ambas, durante sus experimentos mantuvieron el número de Reynolds 12500 hasta 86500 y una relación del paso y altura de la nervadura 6.6 hasta 53.3, los autores encontraron que con la hibridación de las nervaduras obtienen valores más altos de eficiencia en comparación con los otros 2 casos, para determinar el factor de fricción, se determina relacionado el número de Reynolds y relación entre el paso y la altura de nervadura (p/e).

Un caso de estudio, donde se pone en consideración la mejora en la transferencia de calor sin un aumento significativo en la caída de presión, es el trabajo experimental en donde se colocan longitudinal, insertos en forma de cinta retorcida con orificios en el interior de un serpentín, unos de los parámetros a analizar es la variación del diámetro del orificio en la cinta [5], con lo cual, se tiene control en la caída de presión y es significativo el aumento de la transferencia de calor. Otro caso, es el estudio numérico del comportamiento termohidráulico de tuberías con insertos cónicos, en el que se obtiene un aumento en el factor de fricción cercano a 10 veces mayor y hasta 5 veces mayor en el número de Nusselt, comparado con tuberías lisas [6].

En [7] se estudia la transferencia de calor para nervaduras helicoidales en tubos circulares en función del factor de fricción, para tres valores de altura de nervadura y tres valores de paso de nervadura. Los autores estudian nervaduras rectangulares en tuberías, representando la transferencia de calor mediante el número de Stanton en función del factor de fricción para diferentes relaciones altura diámetro y paso diámetro, también se estudia el efecto que se tiene en la transferencia de calor el ángulo de ataque, del flujo de aire a la nervadura.

El uso de obstrucciones de flujo, como nervaduras o insertos han tenido aplicación en sistemas solares para calentamiento de aire, en donde derivado de la aplicación del equipo, su geometría difiere de ser circular o cuadrada, siendo la relación de aspecto, la geometría, dimensiones y configuración, consideraciones que en conjunto deben considerarse para la evaluación térmica de estos dispositivos. En [8] se estudian nervaduras en arco con diferente configuración, en un rango de número de Reynolds de 2000 a 16000. Con ello se obtuvieron números de Nusselt 3 veces mayor comparado con una superficie sin obstrucción.Otro caso de estudio en el que se consideran nervaduras para evaluar el desempeño de calentadores solares de aire, se presenta en [9]. Aquí se estudia una geometría de nervadura en V, con variación en el ángulo de ataque con el que incide el flujo, y diferentes relaciones en el tamaño y separación de nervadura, con respecto al diámetro hidráulico, así como, para un rango de numero de Reynolds entre 4000 y 18000. Se obtiene que el

número de Nusselt y el factor de fricción aumentan 3.6 y 3.67 veces respectivamente comparado a cuando el conducto se opera sin nervaduras.

Con base en lo anterior, es evidente que el uso de insertos como medios pasivos mejoran en gran medida la transferencia de calor, siendo de relevancia su aplicación para el aumento del desempeño en equipos de transferencia de calor, sin embargo, por la complicación técnica de adherir elementos en la superficie interna de conductos, esta tecnica en su mayoria se ha hecho en equipos de dimensiones industriales, dejando al lado la aplicación en el manejo de energía de baja escala, principalmente en espacios reducidos o en el diseño de equipos compactos.

Fundamento teórico

En la transferencia de calor que involucra flujo de fluidos es representativa la magnitud del factor de fricción, que involucra desde características geométricas del conducto, hasta condiciones físicas del fluido.

$$f = \frac{\Delta P}{4\left(L/D_h\right)\left(G^2/2\rho g\right)} \quad (1)$$

G = ρV

Para determinar el factor de fricción para tubería lisa existen diferentes propuestas de ecuaciones, sin embargo, la más utilizada es la de Petukhov, expresada en función del número de Reynolds

$$fs = (0.79\, lnRe - 1.64)^{-2} \qquad 3000 \leq Re \leq 106 \quad (3)$$

En el caso del número de Nusselt se proponen la correlación de Gnieliski y de Dittus-Boelter cuando el fluido es calentado, ambas, ampliamente usadas ecuación 4 y ecuación 5, respectivamente.

$$Nu_s = \frac{(fs/8)(Re-1000)\, Pr}{1.07+12.7(fs/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (4)$$

$$Nu_s = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (5)$$

Sistema experimental

Se construyó un serpentín asimétrico de 5 pasos con distribución en cruz, figura 1, con el propósito de tener la mejor distribución geométrica dentro de un recipiente cilíndrico. El serpentín está construido de lámina de acero, calibre 20, con diámetro de 0.0594 m y longitud de 5.3 m, en su interior se soldaron insertos rectangulares para provocar turbulencia en el flujo. Los insertos son de lámina galvanizada calibre 20, de 0.003 m de longitud, 0.0025 m de ancho y 0.0012 m de espesor,

dispuestos transversales al flujo de forma alternada, uno en la superficie inferior, otro en la superficie superior, con distancia de separación entre uno y otro de 0.15 m. El recipiente cilíndrico es de acero galvanizado aislado térmicamente, con una capacidad de 0.188 m^3 de almacenamiento de agua caliente. Las pruebas inician con el depósito lleno de agua caliente ~80°C, en la entrada del serpentín se dispone de un ventilador axial que induce al flujo de aire a través del serpentín. El aire se hace fluir a través del serpentín mediante un ventilador de velocidad variable con temperatura de entrada igual a la del ambiente, registrándose presión P1 y temperatura T1, en la salida se registra la presión P2, temperatura T2 y velocidad Ub del fluido. La temperatura del agua caliente se monitorea en T4 y T5, la temperatura de la pared del serpentín en el interior del depósito también se registra T3. El rango de velocidad corresponde a valores de Reynolds $10133 \leq Re \leq 66116$, propios para satisfacer demandas de energía térmica en procesos de deshidratación.

Las pruebas se realizaron durante 10 horas continuas con registros cada 20 minutos, cada prueba corresponde a un flujo másico y corresponde a una diferencia de presión. Los instrumentos se describen en la tabla 1. En la figura 1 se indica la posición de los instrumentos de medición. En la tabla 2, se presentan los datos de las pruebas realizadas.

Tabla 1. Instrumentos de medición

Cantidad física	**Instrumento**	**Punto de medición**	**Precisión**
Velocidad del aire	Anemómetro SLD 300	Entrada y salida del serpentín	∓(2% rdg + 0.2 m/s)
Temperatura	Termómetro SLD 200 Termopares tipo J	Entrada y salida del serpentín. En el agua caliente del termotanque	∓(0.4% + 1 °C)
Presión del fluido	Manómetro diferencial con tubo de pitot HD 350	Entrada y salida del serpentín	±0.3% escala total. (escala total) a 25 °C

p1: presión del aire en la entrada
p2: presión del aire en la salida
T1: temperatura del aire en la entrada
T2: temperatura del aire en la salida
T3: temperatura de la pared del serpentín
T4,T5: temperaturas del agua en el depósito
Ub : velocidad de flujo de aire

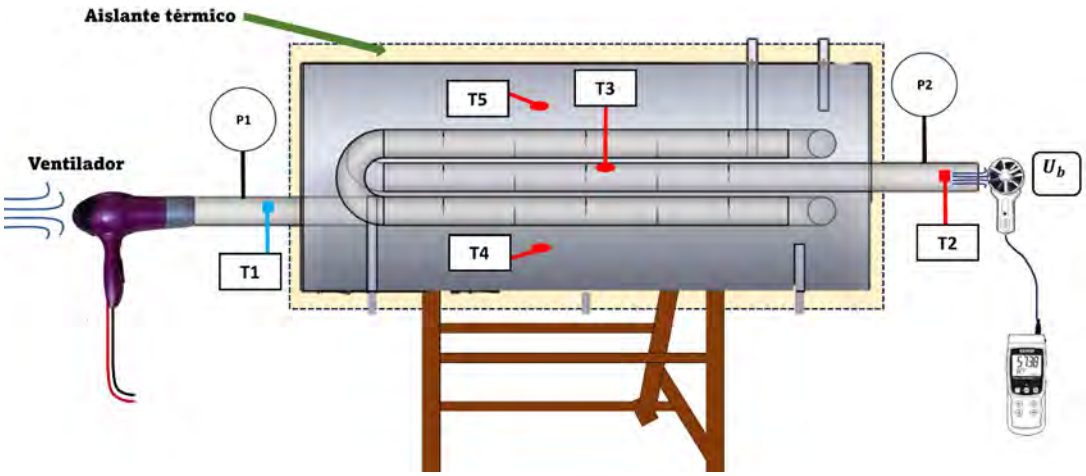


Figura 1. Sistema experimental

Tabla 2. Datos de flujo másico y la diferencia de presión entre entrada y salida del serpentin

No. Prueba	$\dot{m}$ (kg/s)	ΔP (Pa)
1	0.008978	34
2	0.01035	45
3	0.01218	59
4	0.01331	72
5	0.01423	81
6	0.01502	88
7	0.02083	164
8	0.02119	171
9	0.0277	309
10	0.0343711	704
11	0.04961478	1455
12	0.05518147	1782

Resultados y discusión

La caída de presión en función de la velocidad es el resultado de las pruebas experimentales, graficado en la figura 1. Tomando la ecuación de Darcy, ec. (1) y dimensiones de la tubería, se genera el factor de fricción que corresponde al rango de Reynolds 10133≤Re≤30824, figura 2. La diferencia de presiones depende del tamaño del inserto, de la configuración entre insertos y de las dimensiones de la tubería, por lo que, tomando como referencia los valores del factor de fricción obtenidos de forma experimental, pueden derivarse correlaciones como las indicadas en ec. 6 y ec. 7 que determinan el factor de fricción de forma empírica, se grafica en la figura 2, comparándose con la gráfica experimental a modo de validación, siendo el máximo error porcentual entre las dos graficas del 7.8%.

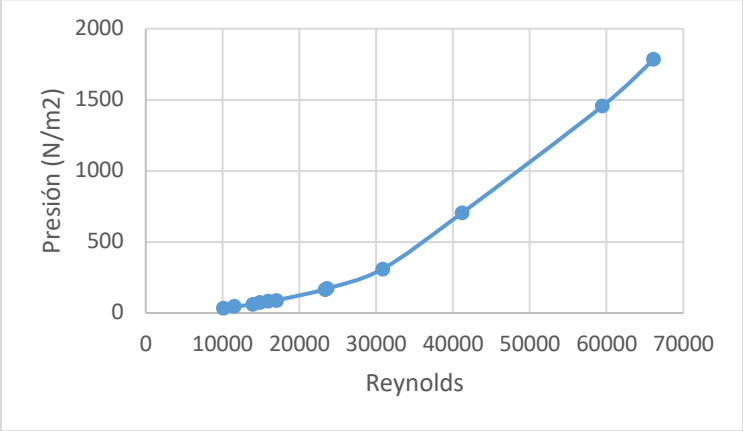


Figura 2. Caída de presión a través del serpentín

$$f_e = \left(\frac{h}{D_i}\right)^{1.57} \cdot \left(\frac{P}{D_i}\right)^{-1.25} \cdot Re^{-0.176} \qquad 10133 < Re < 30824 \qquad (6)$$

$$f_e = \left(\frac{h}{D_i}\right)^{1.4765} \cdot \left(\frac{P}{D_i}\right)^{-1.1565} \cdot Re^{-0.0825} \qquad 41182 < Re < 66116 \qquad (7)$$

Donde;

f_e : Factor de fricción
h : Altura del inserto (m)
P : Paso entre insertos (m)
D_i : Diámetro interno del serpentín (m)
Re : No. de Reynolds

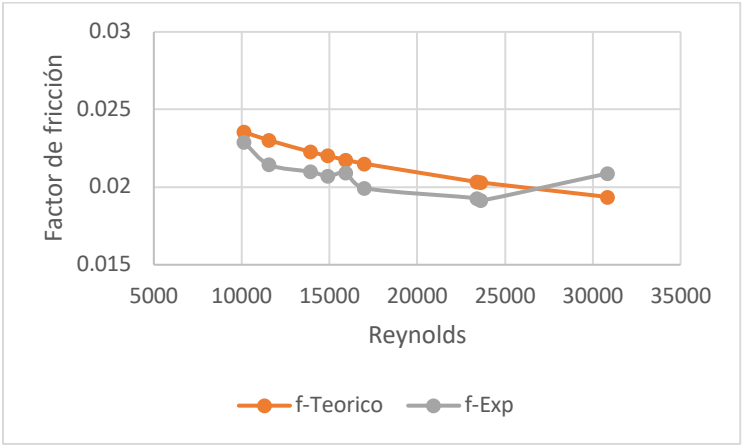


Figura 3. Factor de fricción experimental y empírico

Se validan una vez más los resultados de las correlaciones del factor de fricción a partir de obtener el número de Nusselt de datos experimentales y empíricos como representación de la capacidad de transferencia de calor, ambos se grafican en la figura 3 para analizar la discrepancia entre un caso y el otro, siendo la mayor de 8.4%

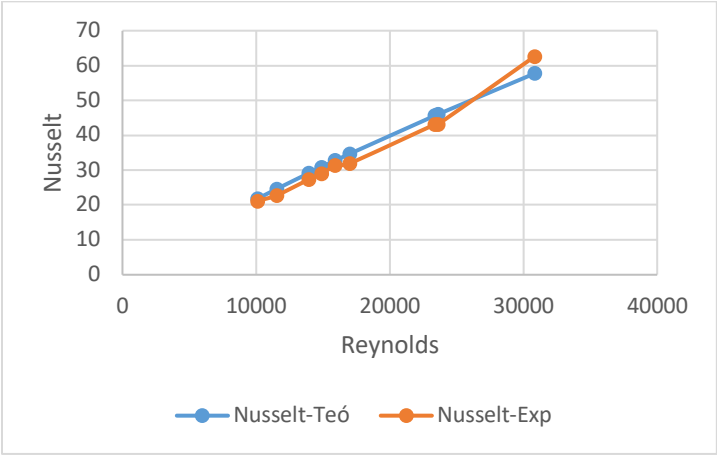


Figura 4. Nusselt empírico vs experimental.

Hecha la validación de la correlación del factor de fricción y número de Nusselt, se busca la mejor relación e/D y p/D con base en el mayor Nusselt resultante, para lo cual se toma un rango del número de Reynolds entre 11712 y 36500. Para asignar los valores a las relaciones e/D y p/D, se tomaron dos valores inferiores y dos superiores a las relaciones originales. La figura 3 y la figura 4 muestran que con las relaciones e/D =0.75 y p/D =0.7 se obtiene el mejor valor de Nusselt que correspondería a las mejores dimensiones y configuración de los insertos.

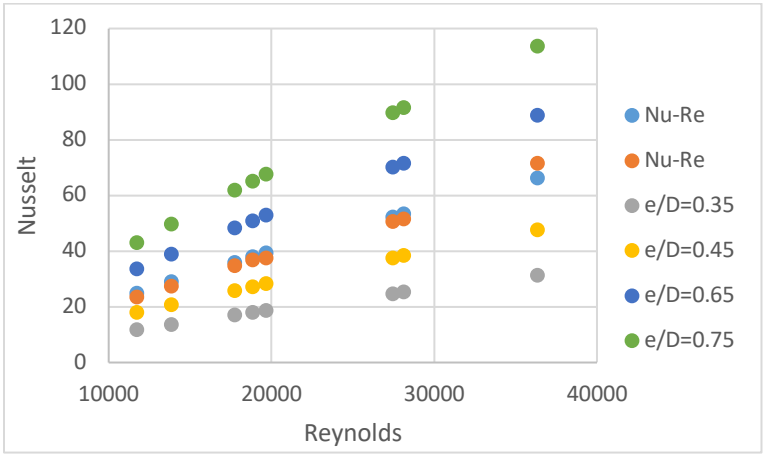


Figura 4. Nusselt vs Reynolds en función de la relación e/D

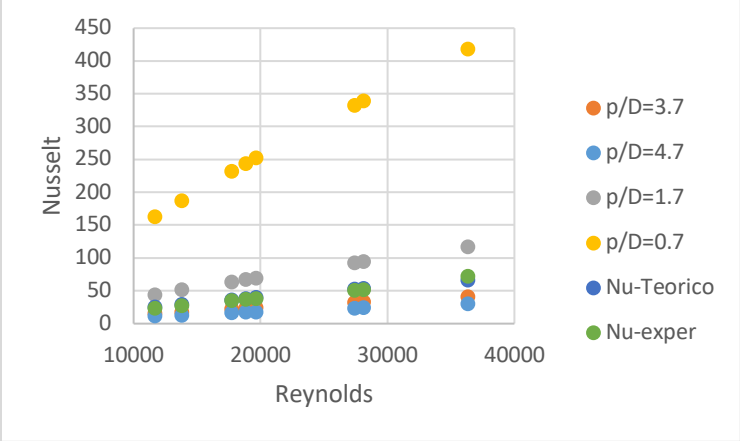


Figura 5. Nusselt vs Reynolds, en función de la relación p/D

Combinando los mejores resultados de la relación e/D y p/D, se obtienen los valores de Nusselt y se compara con los valores de Nusselt obtenidos a partir de información experimental, figura 7, para un rango de Reynolds, 11712<Re<36500

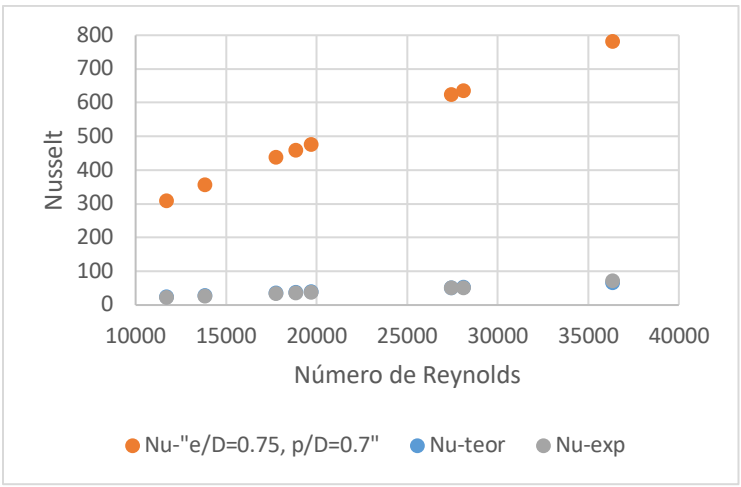


Figura 6. Numero de Nusselt ideal

A continuación, se extiende el rango del flujo másico, quedando en un Reynolds 11712≤Re≤66116 que corresponde al rango de Reynolds que se trabajó de forma experimental y con base en la mejor relación altura/diámetro y la mejor relación, paso/diámetro, se determina el factor de fricción, figura 7, el cual, generaría el máximo número de Nusselt. En cuanto a la transferencia de calor en función del factor de fricción, los resultados muestran a través de los valores de Nusselt, figura 8, que podría

aumentarse la capacidad de transferencia de calor hasta en 6.6 veces; sin embargo, se estaría aumentando la fricción del fluido hasta en 7.5 veces promedio y con ello mayor demanda de energía en el elemento mecánico para provocar el flujo forzado.

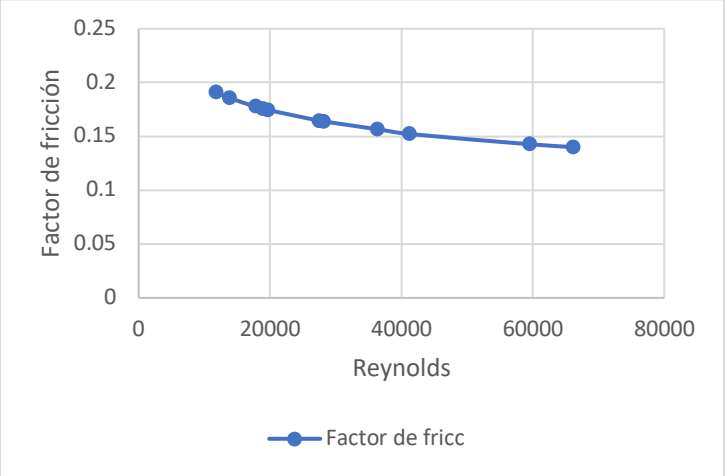


Figura 7. Factor de fricción para la mejor relación e/D= 0.75 y p/D=0.7

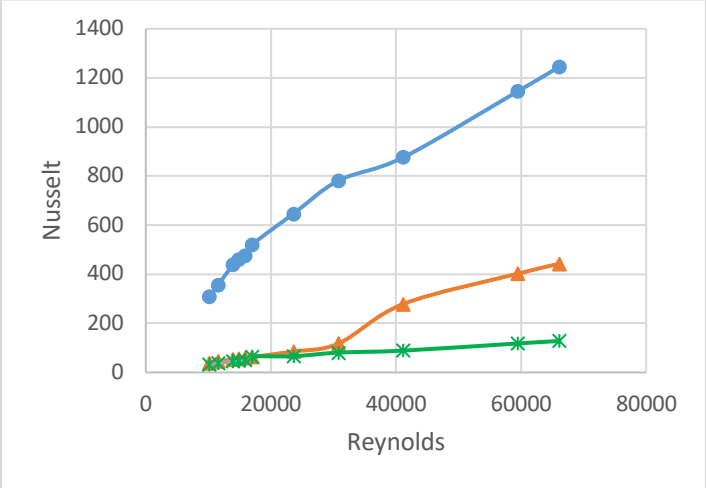


Figura 8. Número de Nusselt

Trabajo a futuro

Construir y experimentar el serpentín con las dimensiones de insertos que resulte en la máxima transferencia de calor, como lo sugieren las correlaciones empíricas. Ajustar las correlaciones del factor de fricción que permitan reducir la diferencia con respecto a los resultados experimentales.

Conclusiones

En este trabajo se condujo que a través del valor del número de Nusselt se analizará el efecto que tiene el factor de fricción en la transferencia de calor, para lo cual, se construyó un serpentín asimétrico con insertos rectangulares en su interior, se evaluó de forma experimental para diferentes valores de Reynolds, obteniéndose las caídas de presión y a partir de ello, el factor de fricción experimental, se generaron correlaciones empíricas del factor de fricción, las cuales se validaron con el factor de fricción y número de Nusselt experimentales. Una vez validadas las correlaciones, se buscó las dimensiones y configuración de los insertos, que permitieran la mayor transferencia de calor en función del factor de fricción haciendo variar las relaciones altura de inserto/diámetro (h/D) y separación entre insertos/diámetro (p/D), lo cual resultó, en h/D = 0.75, y p/D = 0.7. Las relaciones anteriores condujeron a valores de Nusselt máximos de 1200. Cuatro veces mayor a cuando el serpentín es de superficie lisa. Finalmente, el uso de insertos es una técnica que en este trabajo se demostró de forma experimental y teórica para aumentar la capacidad de transferencia de calor. Así también, se demostró que existen relaciones h/D y p/D con las que mejor desempeño térmico se trabaja el sistema.

Agradecimientos

Al Tecnológico Nacional de México por el financiamiento al proyecto 19421.24-P, del cual se deriva el presente trabajo.

Referencias

[1] M. H. Ahmed, "Investigation of the Heat Transfer and Pressure Drop in Tubes with Transverse Ribs of Zigzag Configurations" vol. 12, pp.5734-5748, 2022.

[2] M. Gorzin, A. A. Ranjbar, M. J. Hosseini, "Experimental study on serpentine minichannel heat sink: Effect of rib existence and distance" vol. 173, 2022

[3] S. S. M. Ajarostaghi, M. Zaboli, H. Javadi, B. Badenes and J. F. Urchueguia, "A Review of Recent Passive Heat Transfer Enhancement Methods", vol. 15, pp. 986-1046, 2022.

[4] S. Alfarawi, S. A. Abdel Moneim and A. Bodalal, "Experimental investigations of heat transferenhancement from rectangular duct roughened by hybrid ribs" International Journal of Thermal Sciences, vol. 118, pp. 123-138, 2017.

[5] S. K. Singh and A. Kumar "Experimental study of heat transfer and friction factor in a double pipe heat exchanger using twisted tape with dimple inserts" Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects, pp. 1-30, 2021, DOI: 10.1080/15567036.2021.1927248

[6] M. Arulprakasajothi, U. Chandrasekhar, K. Elangovan, and D. Yuvarajan, "Influence of conical strip inserts in heat transfer enhancement under transition flow" https://doi.org/10.1080/01430750.2018.1472651, International Journal of Ambient Energy, vol 41, No. 5, 2020

[7] S. Kügele, G. O. Mathlouthi, P. Renze, and T. Grützner, "Numerical Simulation of Flow and Heat Transfer of a Discontinuous Single Started Helically Ribbed Pipe", vol. 15, pp. 7096-70113, 2022

[8] V.S. Hans, R.S. Gill, S. Singh, "Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with broken arc ribs", Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 80, pp 77-89, 2017.

[9] R. Maithani, J.S. Saini, "Heat transfer and friction factor correlations for a solar air heater duct roughened artificially with V-ribs with symmetrical gaps". Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 70, pp. 220–227, 2016.