

Estimación de coeficientes peliculares de transferencia de calor y pérdida de carga en el exterior de bancos de tubos con aletas continuas

Suarez Felipe J.*, Barreto Guillermo F., Mariani Néstor J.

Departamento de Ingeniería Química,

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata,

La Plata, Argentina

Centro de Investigación y Desarrollo en Ciencias Aplicadas "Dr. J. J. Ronco"

(CINDECA) CONICET- UNLP - CIC BA

Calle 47 N°. 257, CP B1900AJK, La Plata, Argentina

*e-mail: srzfelipe@gmail.com

Palabras clave: Simulación numérica, Intercambiador de flujo cruzado, Superficies extendidas

1. Introducción

Los intercambiadores de calor de tubos aletados son frecuentemente empleados en una variedad de aplicaciones entre las que pueden incluirse entre otras: condensadores y evaporadores en equipos de acondicionamiento de aire, enfriadores de agua y de aceite en vehículos de transporte y carga, aero-enfriadores/condensadores en industrias de procesos y de generación de energía eléctrica. En este tipo de intercambiadores, la transferencia de calor se produce entre un fluido que circula por el interior de los tubos (generalmente, un líquido) y otro (gas) que circula en los canales delimitados por las aletas. A los fines de la cuantificación de la velocidad de transferencia de calor entre ambos resulta útil hacer una distinción. Por un lado, se tiene el intercambio térmico entre el fluido que circula por el interior de los tubos y la superficie externa de los mismos, el cual puede considerarse de naturaleza unidimensional y cuya evaluación resulta inmediata con las correlaciones disponibles en la literatura. Por otro, el intercambio que tiene lugar entre la superficie externa de los tubos y el gas, ya sea por convección en forma directa o intercambio con las aletas. En este último caso, la geometría del lado externo de los tubos genera un patrón de flujo complejo, el cual dificulta el cálculo del coeficiente pelicular externo y de pérdida de carga. Por las razones mencionadas, sumadas al hecho de que la resistencia térmica asociada a la convección del gas puede alcanzar hasta el 90% de la resistencia total del sistema (Tang y Yang, 2005), una parte importante de los estudios que involucran este tipo de intercambiadores se centran en la determinación del coeficiente pelicular externo, el factor de fricción y la eficiencia de aleta. Entre los mencionados estudios puede encontrarse un número relativamente limitado de aquellos de naturaleza experimental y una mayor cantidad de los que presentan resultados de simulaciones numéricas, sumados a algunas correlaciones disponibles (Tahseen y col., 2015). No obstante, los valores que puede obtenerse tanto del coeficiente de pelicular transferencia de calor como del factor de fricción pueden, dependiendo de las condiciones, presentar diferencias de consideración. Esta circunstancia hace que sea necesario incrementar el número de estudios, en particular, contemplando ampliar los rangos de validez de los parámetros (geométricos y operativos) y el nivel de precisión de las herramientas disponibles. En este contexto, en este trabajo se presentan los valores del coeficiente pelicular de transferencia de calor y de la pérdida de presión en el exterior de bancos de tubos con aletas continuas en arreglo cuadrado para flujo cruzado, obtenidos a partir de simulaciones numéricas tridimensionales estacionarias en geometrías reducidas representativas de la forma de los canales que tienen estos intercambiadores utilizando la plataforma Comsol. En primer término se presenta una validación de los resultados de las simulaciones y, seguidamente, el cuerpo de resultados para distintos números de Reynolds y distintas dimensiones de arreglo que cubren el rango de interés práctico.

2. Modelo geométrico y numérico

En la figura 1 se muestra un esquema del lado externo de un banco de tubos con aletas continuas de 2 columnas de tubos ($n_c=2$) y se indican las dimensiones utilizadas para la construcción de los dominios para las simulaciones. Estos dominios son dos: la aleta (dominio sólido) en el cual se resolverá la ecuación de conservación de energía involucrando la transferencia de calor por conducción y el espacio entre aletas (dominio fluido) en el cual se resolverán, en forma simultánea, las ecuaciones de balance de conservación de la energía y de cantidad de movimiento. Los planos " x_i " en las figuras (con $i=0, n_c$) son planos transversales a la dirección del flujo (x) que separan las "celdas unitarias" (n_j con $j=1, n_c$), entre la entrada y la salida del dominio (x_e y x_s). En los planos x_i se evaluarán los valores promedio de las velocidades, presiones y temperaturas para obtener los coeficientes peliculares y de pérdida de carga en cada celda. Aprovechando los planos de simetría que presenta la geometría se reduce el dominio a utilizar en las simulaciones a una cuarta parte, que se indica sombreada en la Fig. 1.

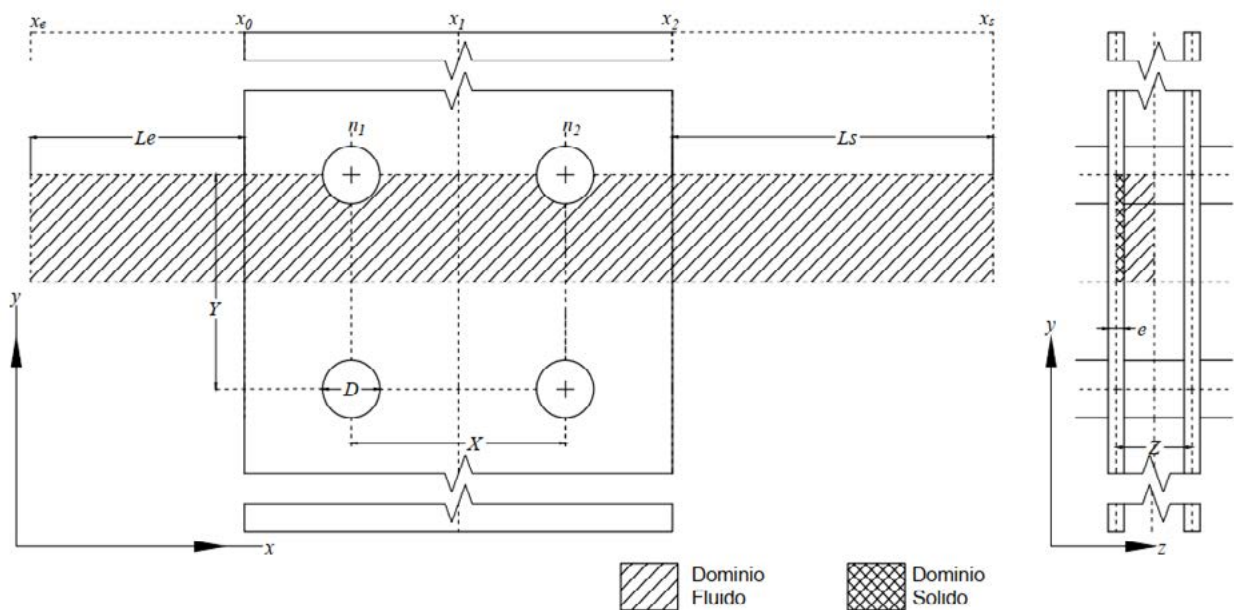


Figura 1 Esquema de banco de tubos aletados

Para facilitar la comparación entre geometrías se definen valores geométricos reducidos: paso longitudinal (PX), paso transversal (PY), separación de aletas (PZ) y espesor reducido (f)

$$PX = \frac{X}{D} \quad PY = \frac{Y}{D} \quad PZ = \frac{Z}{D} \quad f = \frac{e}{D}$$

El modelado y resolución se realizó en la plataforma de elementos finitos Comsol Multiphysics, utilizando los módulos de transferencia de calor en sólidos y en fluidos y el módulo fluidodinámico para flujo incompresible en régimen laminar estacionario, cuyas expresiones se transcriben:

$$\rho C_p u \nabla T + \nabla \cdot q = 0 \quad ; \quad q = -k \nabla T$$

$$\rho \nabla(u) = 0 \quad ; \quad \rho(u \cdot \nabla)u + \nabla \cdot [\rho I + K] \quad ; \quad K = \mu(\nabla u + (\nabla u)^T)$$

En la figura 2 se muestra el dominio mallado en el programa para el caso de dos columnas de tubos ($n_c=2$). En la misma se muestran las distintas condiciones de borde utilizadas en el modelo.

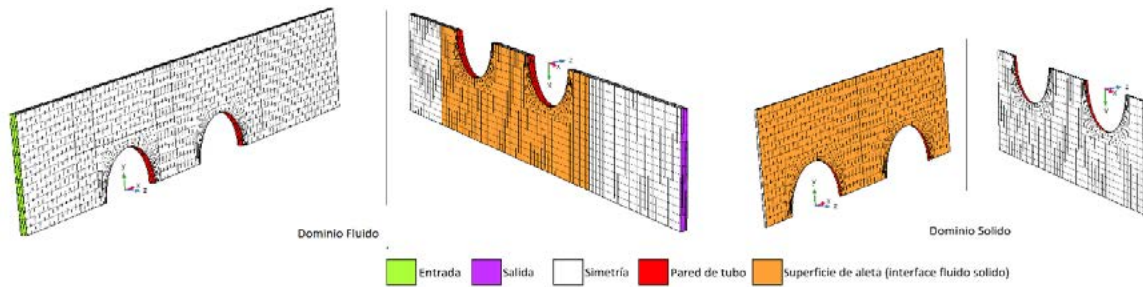


Figura 2. Dominio mallado en Comsol

En la tabla 1 se describe la condición que aplica en cada una de las condiciones de borde.

Dada la geometría de los dominios resulta directo implementar una malla estructurada a partir de elementos hexaédricos, esto posibilita usar una menor cantidad de elementos para discretizar el dominio adecuadamente, a la vez que, permite tener un buen control de la distribución de elementos sobre las superficies del dominio fluido donde se forma la capa límite térmica y fluidodinámica.

Tabla 1. Condiciones de borde empleadas

Condición de borde	Fluidodinámica	Térmica
Entrada	Velocidad uniforme. $u_x=u_e$, $u_y=0$, $u_z=0$	Temperatura uniforme, $T=T_e$.
Salida	Presión de salida uniforme $P_s=0$	Derivada normal nula. $\nabla_n T=0$
Simetría	Simetría	Derivada normal nula $\nabla_n T=0$
Pared de tubo	No deslizamiento $u=0$	Temperatura uniforme, $T=T_w$
Superficie de aleta	No deslizamiento $u=0$	Continuidad flujo de calor normal sólido-fluido $k_S \nabla_n T_S = k_F \nabla_n T_F$

Para corroborar la convergencia de malla se realizaron simulaciones con refinamiento para una selección de casos y se comprobó que los valores de coeficiente de pérdida de carga y el número de Nusselt no presentaban variaciones mayores al 2% al aumentar el número de elementos. Las simulaciones fueron realizadas para distintos arreglos geométricos, variando el número de Reynolds (Re) en cada una de ellos, definido a partir de la velocidad de entrada (u_e) y el diámetro hidráulico (D_h) calculado como el cociente entre el volumen del dominio fluido y la superficie de la aleta y el tubo para la celda unitaria.

$$Re = \frac{u_e \rho D_h}{\mu}, \quad D_h = \frac{4V}{A}$$

A los fines de la simulación se ha establecido como fluido que circula por el exterior de los tubos aire, mientras que para el material de las aletas se considera aluminio; las propiedades termofísicas tanto del sólido como del fluido se asumen constantes en ambos dominios y sus valores se reportan en la tabla 2.

Tabla 2 Propiedades termofísicas del sólido y del fluido

Propiedad termofísica	Sólido (S)	Fluido (F)	Unidades
Conductividad térmica (k)	237	0.02624	W/(m·K)
Capacidad calorífica (C_p)	897	1005	J/(kg·K)
Densidad (ρ)	2700	1.17	kg/m ³
Viscosidad (μ)	-	1.846 e-5	Pa·s

Para poder analizar los resultados se evaluaron el coeficiente de pérdida de carga (PLC) a partir de la diferencia de presión promedio entre dos de los planos x_i marcados en la figura 1 y el número de Nusselt (Nu) obtenido a partir del coeficiente pelicular promedio \bar{h} .

$$PLC = \frac{2(\bar{P}(x_i) - \bar{P}(x_j))}{\rho u_c^2} \quad ; \quad Nu = \frac{\bar{h}D_h}{k}$$

A partir de los resultados de la simulación se obtuvieron el coeficiente pelicular promedio (a partir de determinar el flujo de calor promedio en toda la superficie -aleta y tubo-) y la diferencia de temperatura media logarítmica entre el fluido y la temperatura de pared del tubo (T_w). La temperatura media del fluido en cada plano se evalúa como el valor de mezcla en taza.

$$\bar{h} = \frac{\bar{q}}{\Delta T_{ml}} \quad ; \quad \Delta T_{ml} = \frac{\bar{T}(x_i) - \bar{T}(x_j)}{\ln\left(\frac{T_w - \bar{T}(x_j)}{T_w - \bar{T}(x_i)}\right)} \quad ; \quad \bar{T}(x_i) = \frac{\iint_{x_i} T \cdot u_x \cdot dA}{\iint_{x_i} u_x \cdot dA}$$

3. Validación del modelo

Con el fin de corroborar la fiabilidad de los resultados obtenidos se realizaron simulaciones en las condiciones reportadas en los trabajos experimentales correspondientes a Yan y col. (2000) y Halici y col. (2001), las cuales se reportan en la tabla 3.

Tabla 3 Condiciones para la validación de los resultados de las simulaciones

Autor	D [mm]	PX	PY	PZ	f	nc	Re
Halici y col. (2001)	16.9	3.35	3.88	0.251	0.0175	1	343 - 1075
Yan y Sheen (2000)	10.3	1.85	2.47	0.136	0.0195	1	94 - 460

Ninguno de autores presenta detalladamente el procedimiento de cálculo de los coeficientes ni reportan los valores obtenidos durante los ensayos. Los valores se extractaron a partir de las figuras de los artículos. Los valores obtenidos de PLC y Nu se muestran comparados con los valores reportados por los autores en la figura 3. Se replicaron los valores experimentales con un error relativo promedio del alrededor de 20% a la vez que las tendencias resultan similares.

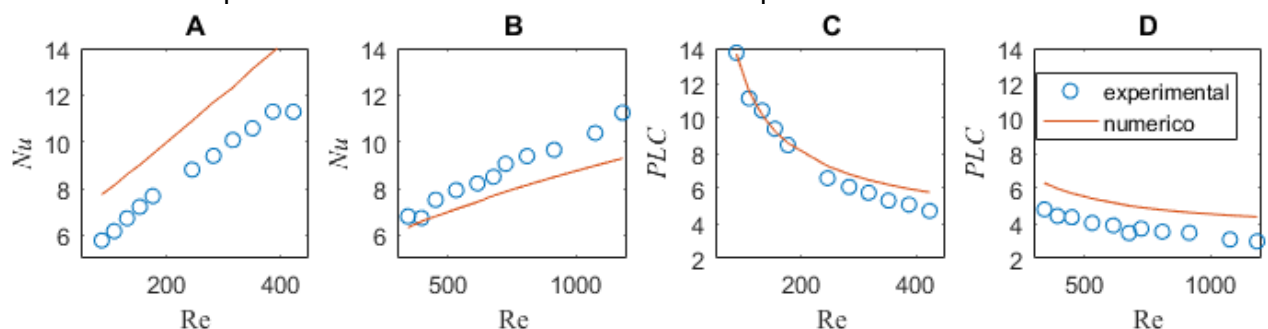


Figura 3. (A) Nu vs Re Yan y Sheen (2000), (B) Nu vs Re Halici y col (2001), (C) PLC vs Re Yan y Sheen (2000), (D) PLC vs Re Halici y col (2001)

4. Resultados y discusión

Las simulaciones se realizaron para 36 arreglos geométricos diferentes y 20 valores de Re dentro de los rangos reportados en la tabla 4.

D [mm]	PX	PY	PZ	f	nc	Re
30	1.25 - 3.5	1.5 - 4	0.05	0.05	4	100 - 1000

Tabla 4 Parámetros geométricos y fluidodinámicos de las simulaciones.

En las Figuras 4 y 5 se muestran PLC y Nu , para distintos PX y PY en función de Re .

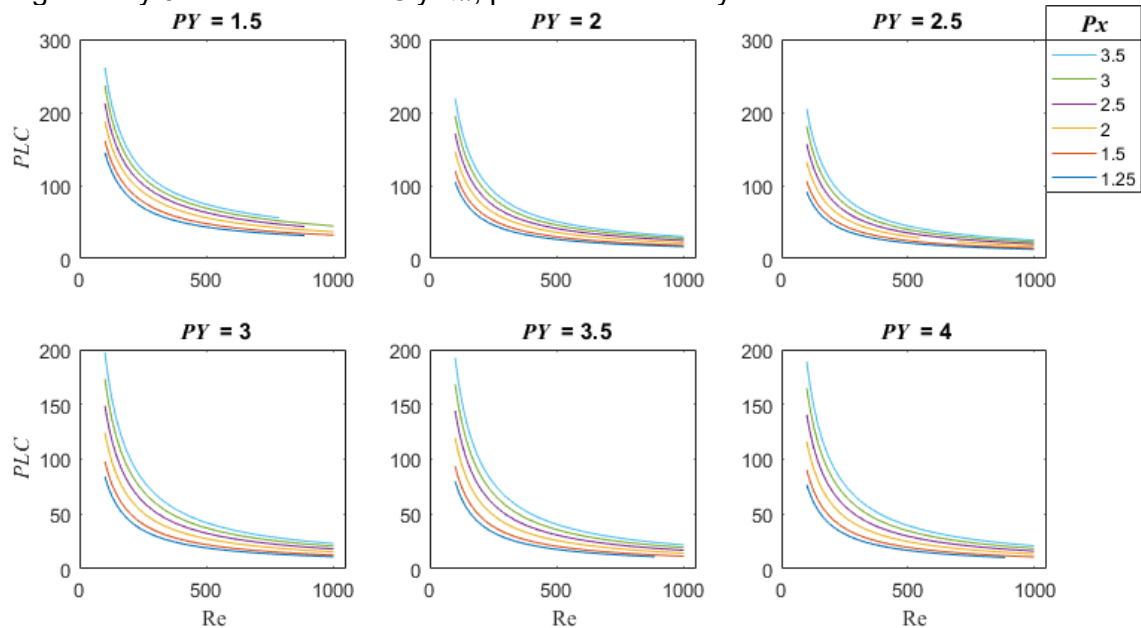


Figura 4 PLC vs Re

En general, se observa un rápido aumento de Nu para bajos Re y una menor variación al alcanzar valores de $Re > 300$. Para los casos con $PY = 1.5$ se observa un comportamiento ligeramente diferente como consecuencia de una sección de pasaje menor.

Se puede ver que para un paso transversal (PY) dado el aumento del paso longitudinal (PX) produce una disminución del Nu , consecuencia del aumento del área detrás del tubo donde se presenta el menor coeficiente pelicular local. A su vez, también aumenta la longitud de intercambio aumentando el coeficiente de pérdida de carga. También se observa que al aumentar el paso transversal siendo el diámetro de tubo constante, aumenta la sección mínima de flujo y se reduce la velocidad máxima en la dirección x , reduciendo el valor de Nu y de PLC .

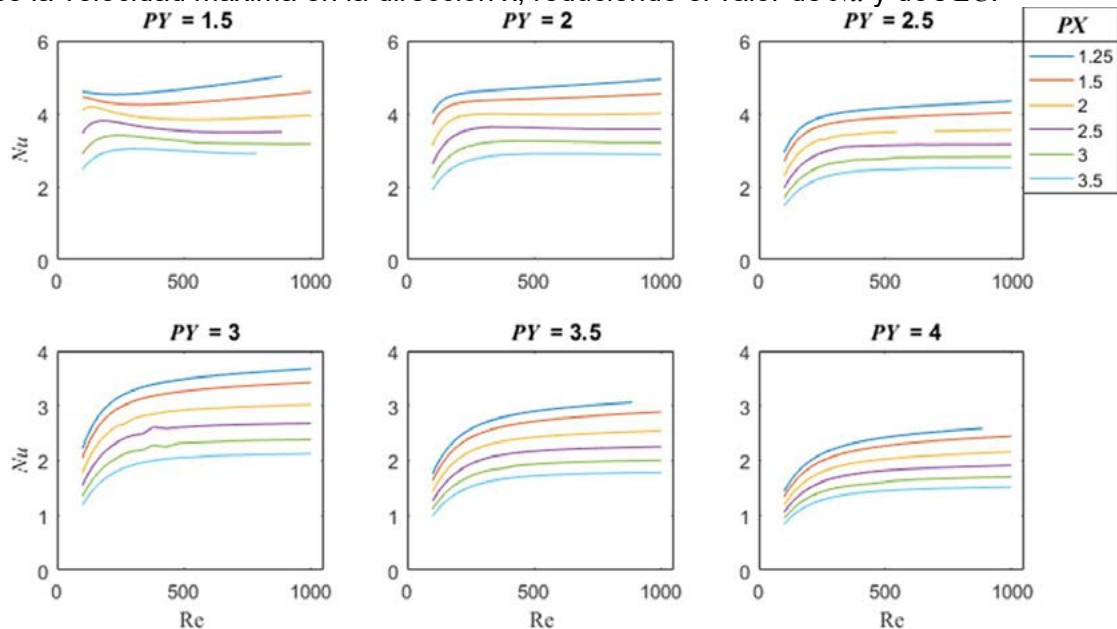


Figura 5 Nu vs Re

En las Figs. 6 y 7 que se muestran los valores de Nu (Fig. 6) y PLC (Fig. 7) promediados en cada celda (n_c) para $Re=785$, puede confirmarse un mayor valor de Nu y de PLC para la primera celda (n_1). Una vez alcanzadas las condiciones de desarrollo, ambos parámetros toman un valor asintótico independiente de n_c . Estos hallazgos se encuentran en línea con lo reportado en la bibliografía (Tutar y Akkoca, 2005). Comparando los resultados para igual configuración

geométrica (PX y PY) e igual Re pero modificando el número total de celdas se comprobó que, para el rango de Re analizado, con $n_c=4$ se obtienen valores de flujo desarrollado representativos tanto para PLC como Nu , si ambos se evalúan en la celda anterior a la última, dado que para esta se detectó un ligero efecto de salida (leve aumento de PLC y disminución de Nu).

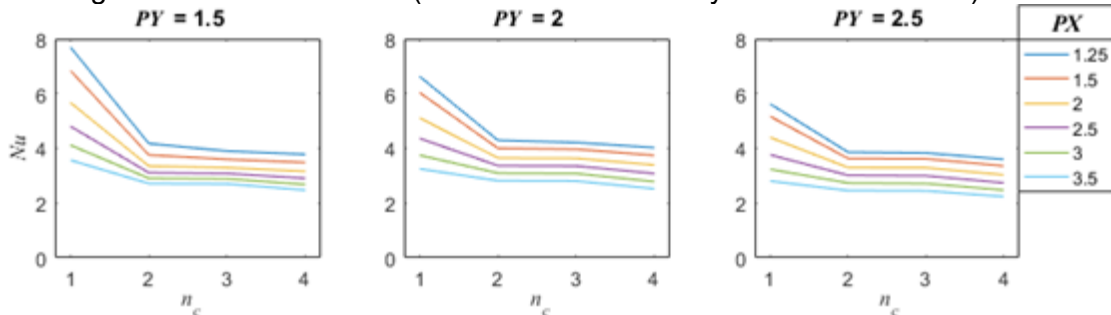


Figura 6 Valores de Nu promediados por celda

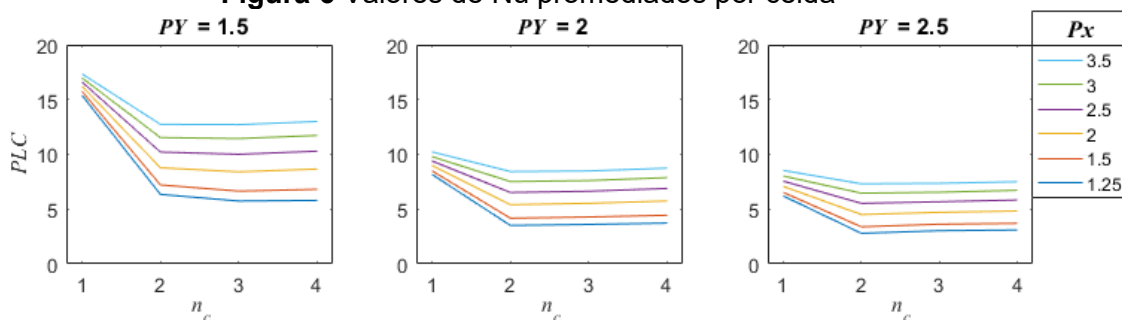


Figura 7 Valores de PLC promediados por celda

5. Conclusiones

A partir del estudio realizado en este trabajo se verificó la viabilidad de analizar intercambiadores de tubos con placas continuas a través de simulación numérica, logrando márgenes de error acotados y replicando las tendencias de resultados experimentales.

En base a resultados obtenidos se pudo analizar globalmente el comportamiento térmico y fluidodinámico de este tipo geometría para un amplio rango pasos y números de Reynolds, identificando, tendencias generales para el impacto de la variación de cada parámetro.

Agradecimientos

Los autores agradecen el aporte financiero de las siguientes instituciones CONICET (PIP 2005) y UNLP (PID I226). NJM es investigador del CONICET.

Referencias

- Tang S, Yang K-T. *Thermal performance of a single-row fin-and-tube heat exchanger*. J Therm Sci 2005; 14:172–80
- Tahseen T.A., Ishak M., Rahman M.M. *An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger*. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2015; 43: 363–380
- Yan W-M, Sheen P-J. *Heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers*. Int J Heat Mass Transf 2000; 43:1651–9.
- Halici F, Taymaz İ, Gündüz M. *The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers*. Energy 2001; 26:963–72.
- Tutar M, Akkoca A. *Numerical analysis of fluid flow and heat transfer characteristics in three-dimensional plate fin-and-tube heat exchangers*. Numerical Heat Transf A 2004; 46:301–21.