

Simulación y análisis de flujo transversal a través de bancos de tubos en línea usando el programa CFX

Simulation and analysis of cross-flow across inline tube bundles using the CFX software

Díaz, Miguelangel; Guerrero, Harif y Rojo, Jesús

Universidad Nacional Experimental del Táchira

Departamento de Ingeniería Mecánica

San Cristóbal 5001, Venezuela

midimoreno@gmail.com

Recibido: 18-07-2007

Revisado: 06-03-2008

Resumen

El presente es un trabajo de grado. Consiste en la simulación y análisis del flujo de fluidos y transferencia de calor a través de bancos de tubos en línea con diferentes configuraciones, empleando el software CFX 10. Para cada configuración se diseñaron bancos de tubos de diez u once tubos, además se utilizaron medidas suficientemente largas en la entrada y salida de estos arreglos, que garantizaron resultados independientes de estas medidas. Las mallas diseñadas fueron generadas bi-dimensionalmente (con espesor de un solo elemento) en el software Ansys Workbench 9.0 y se exportaron al software CFX 10. Se utilizó la solución numérica para resolver las ecuaciones de Navier – Stokes aplicadas a los bancos de tubos, mediante el método de volumen finito incluido en el software CFX 10. Se realizó un análisis de independencia de malla en cada configuración, usando varias mallas. Las mallas estudiadas se consideraron como suficientemente refinadas cuando la variación del número de Nusselt promedio se ubicó por debajo del 5 %, de manera que, las mallas generadas no influyeran en los resultados. Del análisis de los resultados logrados se dedujo que: En las zonas de recirculación el fluido se mueve muy lentamente, y esto causa una transferencia de calor pobre en las áreas afectadas por dicha recirculación y en la mayoría de los casos, a partir del tercer tubo para los arreglos en línea existe periodicidad tanto en las condiciones de fluidos como en las de transferencia de calor del flujo en régimen laminar. Los resultados logrados con este software (CFX 10) concuerdan bastante bien con otros obtenidos experimentalmente y numéricamente bajo régimen laminar.

Palabras clave: Número de Nusselt, simulación, flujo de fluidos, transferencia de calor, bancos de tubos.

Abstract

The following paper focuses on simulation and analysis of fluid flow and heat transfer across inline tube bundles, using Ansys CFX 10. Models of ten and eleven tubes were used, and the inlet and outlet lengths have been made sufficiently long so that they wouldn't interfere with the results. The meshes in this work are two-dimensional (one element in width) and were generated in Ansys Workbench 9.0. The CFD software employed uses finite volumes to numerically solve the Navier - Stokes equations. A study was conducted on each mesh to guarantee that results were independent from mesh configuration and number of elements. The meshes were considered sufficiently refined when variation of the average Nusselt number was less than 5%. Among the most relevant observations drawn from analysis, we can mention that fluid moves very slowly over recirculation areas, and this encourages poor heat transfer. Also, in most cases periodicity is accomplished at the third tube, but bear in mind that this paper deals with laminar flow only. The attained results match very closely those of previous experimental and numerical efforts.

Key words: Nusselt number, simulation, fluid flow, heat transfer, tube bundle.

1 Introducción

El mejoramiento de sistemas en la industria es un trabajo que se ha proseguido desde la Revolución Industrial hasta nuestros días. Muchos de los problemas son causados por la transferencia de calor excesiva en dichos sistemas, parte de este problema ha sido resuelto por los intercambiadores de calor. La mayor parte de estos aparatos están constituidos por banco de tubos en diferentes configuraciones, a través de los cuales se transfiere calor debido a las diferencias de temperatura de los fluidos que se mueven a través de los mismos, los cuales no se mezclan.

Desde que se comenzó a experimentar con intercambiadores de calor, esfuerzos considerables han sido investidos en el desarrollo de modelos matemáticos que predicen el flujo y la transferencia de calor en bancos de tubos (Wang y Col., 2000). El problema principal consiste en encontrar el coeficiente convectivo de transferencia de calor " h " entre los tubos y el fluido que pasa por ellos, además de analizar todas las variables involucradas en este fenómeno. La evaluación de esos parámetros es un paso importante en el diseño y rendimiento de muchos tipos de intercambiadores de calor industriales.

Existen numerosos diseños de intercambiadores basados en bancos de tubos. Dependiendo de la aplicación y criterios de diseño, la disposición de los tubos puede ser muy variada. Un diseñador de intercambiadores de calor necesita disponer de una gran base de datos que permita la escogencia óptima entre las diferentes opciones. Hay tres maneras de obtener esta información: -analítica, la cual implica la solución de las ecuaciones que gobiernan el flujo en forma analítica, pero debido a que estas ecuaciones son muy complejas, el procedimiento se hace muy difícil y casi imposible; -experimental, este método es limitante tanto en costos como en consumo de tiempo, porque para cada nuevo patrón de tubos, un nuevo modelo tiene que construirse y se deben conducir nuevos experimentos; y por último -numérica, mediante una simulación, utilizando un programa de computación para resolver el sistema de ecuaciones. En este caso, los cambios de parámetros geométricos y condiciones de flujo pueden ser fácilmente implementados, solo hay que modificar los parámetros en las simulaciones (Chen y Wung, 1989; Nishimura y Col., 1991; Wung y Chen, 1989).

Recientemente, el avance tecnológico ha permitido resolver las ecuaciones de flujo (planteadas de manera especial) dentro de una región de interés, con condiciones específicas (conocidas) en las fronteras o límites de dicha región mediante la dinámica de fluidos computacional o CFD (Chen y Wung, 1989; Wang y Col., 2000; Wung y Chen, 1989).

El propósito fundamental de este trabajo es la simulación y análisis del comportamiento de fluidos en movimiento y de sus fenómenos asociados a través de bancos de tubos en línea utilizando diferentes relaciones paso/diámetro, para distintos números de Reynolds empleando el software

CFX 10.

Antes de continuar, es necesario aclarar que se ha utilizado nomenclatura internacional, y una lista de referencia puede ser consultada al final del artículo

2 Modelo de banco de tubos empleado

Se utilizó un modelo de banco de tubos en línea cuadrado (es decir $S_T = S_L$), el cual se puede apreciar en la Fig. 1.

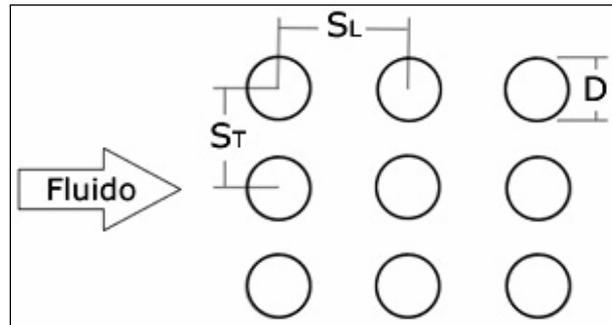


Fig. 1. Banco de tubos en línea cuadrado

La siguiente tabla muestra los valores nominales de los pasos transversal (S_T^*) y pasos longitudinal (S_L^*) empleados en este trabajo.

Tabla 1. Valores nominales de bancos de tubos en línea cuadrados

Diámetro (m)	Valores nominales	
	S_T^*	S_L^*
0.01	1.25	1.25
0.01	1.50	1.50
0.01	2.00	2.00

3 Dominio de solución

En la Fig. 2 se aprecia la forma del dominio empleado, por simplicidad, se presentan solamente cuatro de los 10 u 11 tubos dispuestos longitudinalmente. Los parámetros " Le " y " Ls " se refieren específicamente, a la longitud de entrada y longitud de salida respectiva para el banco de tubos en línea.

Estas distancias se pueden convertir a una forma adimensional al dividir estas longitudes por el diámetro, según las siguientes expresiones:

$$Le^* = Le/D \text{ y } Ls^* = Ls/D \quad (1)$$

Wang y Col. (2000) en su trabajo sobre análisis de convección en aire para flujo cruzado en bancos de tubos escalonados, reportan que luego de algunos ensayos, establecieron que valores de $Le^* = 4.875$ y de $Ls^* = 23$ garantizan resultados independientes con respecto a las distancias

de entrada y salida. Luego de algunas pruebas, se estableció que estas distancias también son adecuadas para bancos en línea, y por ello han sido utilizadas en este trabajo

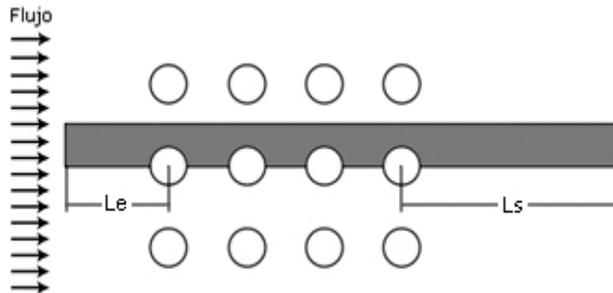


Fig. 2. Dominio para bancos de tubos en línea

4 Generación de la malla

Mediante el software Ansys Workbench 9.0 se generó la malla. La Fig. 3 muestra un detalle del mallado, nótese que la malla es bidimensional (el espesor es de un solo elemento). Esta malla se construyó con prismas triangulares y hexaedros.

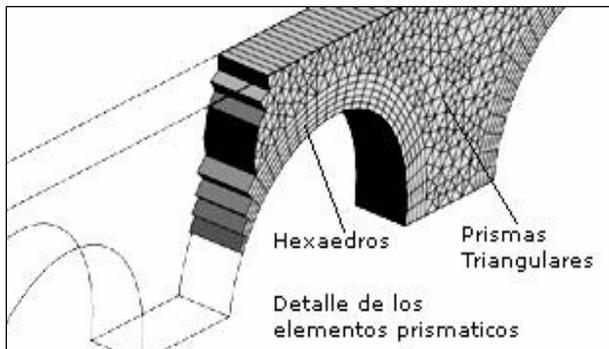


Fig. 3. Detalle de los volúmenes finitos

Por lo general, en las regiones cercanas a una superficie o pared, los efectos de capa límite dan origen a gradientes de velocidad y temperatura que son de mayor magnitud en la dirección normal a dicha superficie. Las mallas computacionalmente eficientes requieren que los elementos en estas zonas tengan una relación de aspecto (aspect ratio) alta. En flujo bidimensional, esto se logra usualmente mediante hexaedros.

5 Ecuaciones gobernantes

El conjunto de ecuaciones que gobiernan el flujo de un fluido, se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes. Aquí se han utilizado ecuaciones para la conservación de la masa, cantidad de movimiento, y energía en dos dimensiones. El fluido se asume incompresible, Newtoniano, y con

propiedades termofísicas constantes. Las ecuaciones se plantean a continuación:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \tag{3}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} \tag{4}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{5}$$

La Ec. (2) es la conservación de la masa, las Ecs. (3) y (4) representan la cantidad de movimiento en coordenadas cartesianas, y la Ec. (5) es la conservación de la energía.

6 Condiciones de borde

En la Fig. 4 vemos un esquema del dominio donde se identifican las diversas superficies que lo conforman.

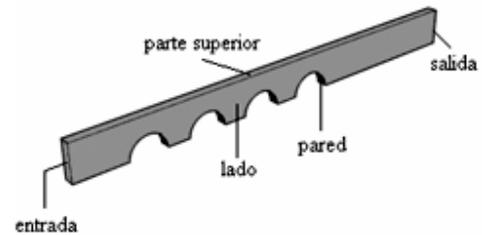


Fig. 4. Esquema en perspectiva del dominio

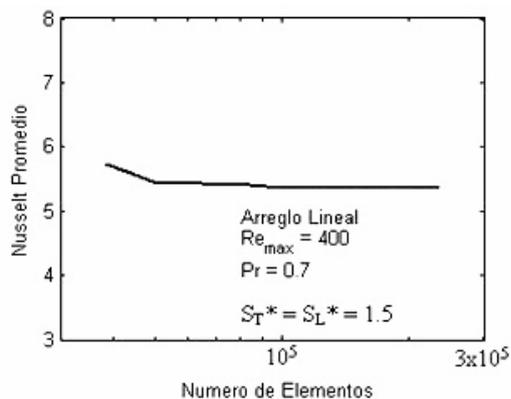
La siguiente tabla define las condiciones de borde. La condición de simetría fue aplicada sobre los lados y la parte superior e inferior del dominio.

Tabla 2. Condiciones de borde

Entrada	$u = u_\infty$	$v = 0$	$T = T_\infty$
Salida	$\bar{P}_{estatica} = \frac{1}{A} \int_S P_n dA$		
Paredes	$u = 0$	$v = 0$	$T = T_w$
Simetría	$U_n = 0$	$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0$	

7 Independencia de malla

La independencia de malla ha sido basada en el número de Nusselt promedio. Se utilizaron varias mallas con distintos grados de refinamiento, para luego obtener graficas como la observada en la Fig. 5.

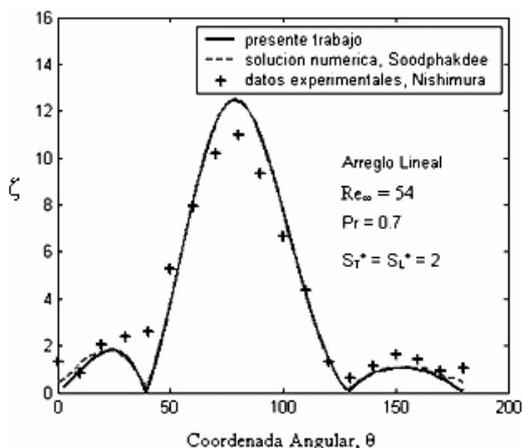
Fig. 5. Independencia de malla vs. Θ

En cada caso se calculó el error absoluto, y se consideró que los resultados son independientes de la malla cuando el error se ubicó por debajo del 5 %.

8 Validación de resultados

Cuando se trabaja con dinámica de fluidos computacional, es necesario realizar cierto número de simulaciones con el propósito específico de compararlas con valores de referencia (datos experimentales o trabajos previos). Esto tiene el propósito de validar el código que se está utilizando, en este caso, CFX 10. Esta validación ofrece un soporte para las simulaciones, pero hay que tener en cuenta que el objetivo de esta tesis no es demostrar la precisión del CFX.

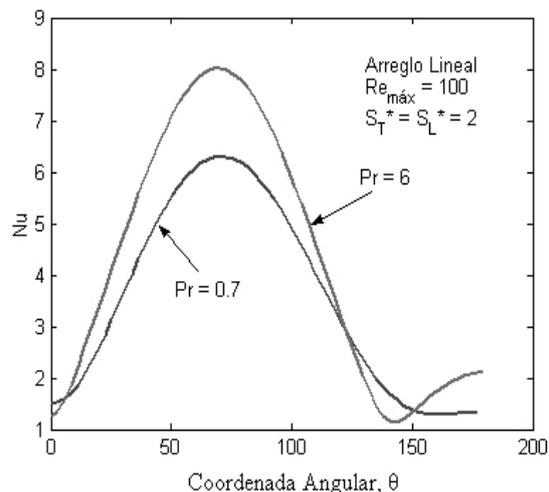
La validación se basó en el número de Nusselt y el esfuerzo cortante, y a manera de ejemplo se presenta la Fig. 6.

Fig. 6. Esfuerzo cortante adimensional vs. Θ

Aquí la comparación se realiza tomando como referencia datos experimentales y una solución numérica (Nishimura y Col., 1991 y Soodphakdee, 1998). La concordancia es bastante aceptable.

9 Resultados

Se comenzará examinando la transferencia de calor, y para ello se utilizará el número de Nusselt local.

Fig. 7. Numero de Nusselt local vs. Θ

En la Fig. 7 se ve la forma típica que asume el número de Nusselt sobre la periferia de un cilindro en la zona completamente desarrollada del banco. Se ha determinado que para régimen laminar el máximo siempre se encuentra entre un ángulo de 50° y un ángulo de 100° . La figura muestra una tendencia clara; a medida que se incrementa el número de Prandtl, la transferencia de calor aumenta.

En este trabajo también se corroboró que la transferencia de calor aumenta con el incremento del número de Reynolds.

La siguiente figura (Fig. 8) ilustra lo que ocurre cuando se varía la relación paso/diámetro del banco.

La disminución de esta relación beneficia la transferencia de calor, pero hay que tener cuidado, ya que al disminuir la relación paso/diámetro el coeficiente de fricción aumenta, y esto se traduce en mayor energía necesaria para empujar el fluido a través del banco. Esto puede observarse en la Fig. 9.

La Fig. 9 también muestra la forma típica de la distribución del coeficiente de fricción (basado en el esfuerzo cortante) sobre los tubos de un banco en línea. Allí se observan los puntos de ataque y separación del flujo. En la sección media de la periferia de los tubos se producen los esfuerzos cortantes máximos, y esto se debe a que en esta zona los gradientes de velocidad son más altos.

En la figura 10 se ve una tendencia importante, y es que a medida que aumenta el número de Reynolds, disminuye el coeficiente de fricción. También es claro que con el aumento del número de Reynolds, los puntos de ataque y separación del flujo tratan de acercarse. Esto se debe a que la influencia de la recirculación se incrementa.

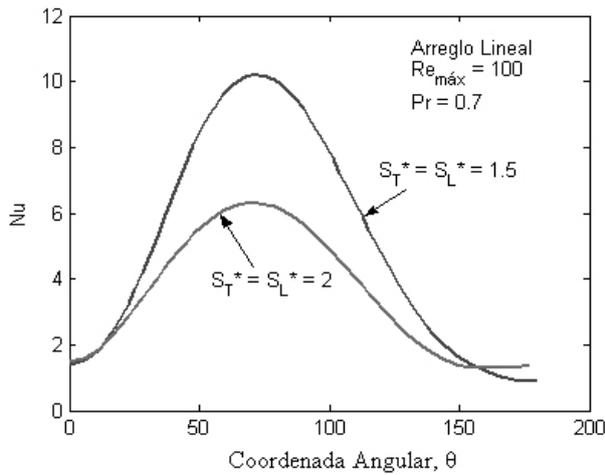


Fig. 8. Numero de Nusselt local vs. θ

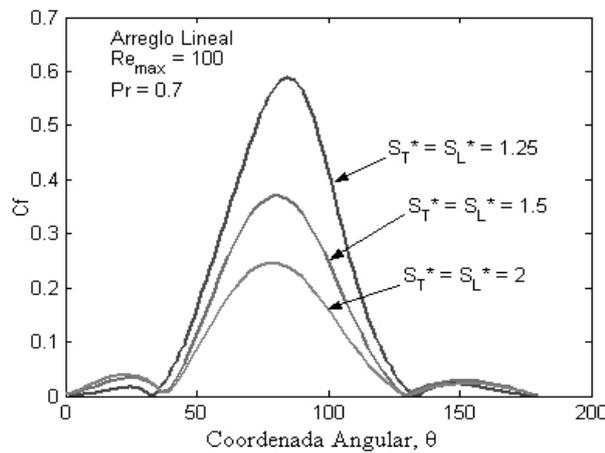


Fig. 9. Coeficiente de Fricción vs. θ

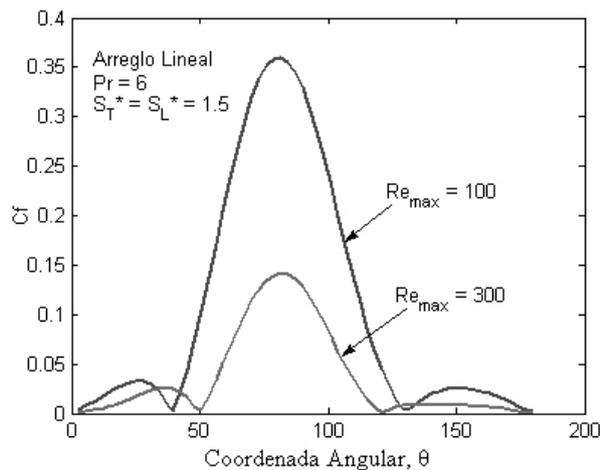


Fig. 10. Coeficiente de Fricción vs. θ

En la figura 11 es posible apreciar las líneas de corriente que se forman dentro del banco, allí se observa mejor el fenómeno de la recirculación.

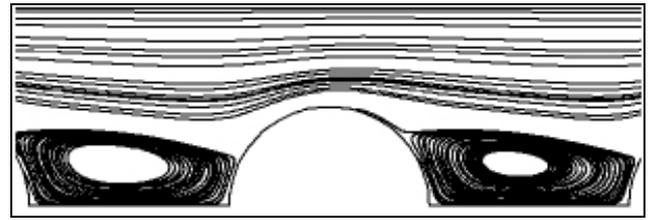


Fig. 11. Líneas de corriente, $Pr = 0.7$, $ST^* = SL^* = 2$, $Re_{\max} = 50$

En la zona de recirculación las velocidades son muy bajas, y por ello la transferencia de calor es pobre sobre las secciones de tubo afectadas por la misma. Esto queda corroborado en las Figs. 12 y 13.

En la Fig. 12 es claro que los gradientes de temperatura mas bajos se producen en la zona de recirculación.

Asimismo, en la Fig. 13 se observa que las velocidades más bajas se producen en la zona de recirculación.

En todos los casos, el flujo se desarrolló por completo antes del décimo tubo en la dirección longitudinal.

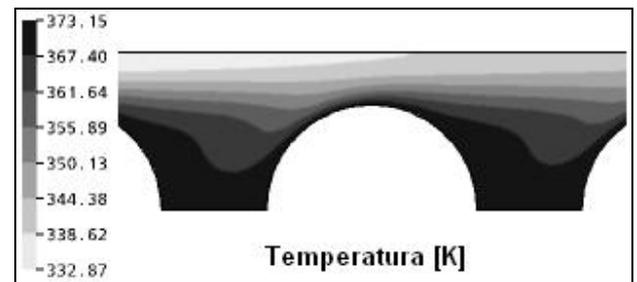
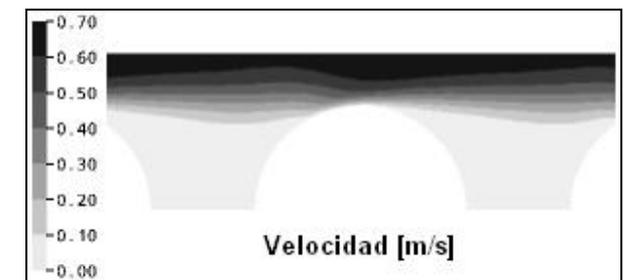


Fig. 12. Contornos de temperatura, $Pr = 0.7$, $ST^* = SL^* = 1.5$, $Re_{\max} = 350$



10 Conclusiones

Se observó una tendencia general para todos los arreglos, según la cual a medida que disminuye la relación paso/diámetro, aumenta tanto la transferencia de calor como el esfuerzo cortante.

En las zonas de recirculación el fluido se mueve muy lentamente, y esto causa una transferencia de calor pobre en las áreas afectadas por dicha recirculación. Este efecto indeseado podría reducirse cambiando la forma de los tubos.

Los patrones de flujo y la distribución de temperatura dependen exclusivamente de la configuración de los tubos,

el número de Reynolds y el número de Prandtl.

Una de las ventajas más importantes de trabajar con software CFD es la visualización. Las simulaciones permiten representar gráficamente cualquier variable involucrada en el problema numérico que se estudia, y la naturaleza de dichas representaciones es muy variada. Este beneficio es muy difícil de obtener mediante la experimentación en el laboratorio.

Los dos factores críticos en simulaciones de flujo externo sobre superficies son: el refinamiento cerca de las paredes y la precisión (valor residual) que define la convergencia. En este trabajo se ha determinado que para simulaciones de bancos de tubos es necesaria una precisión mayor (valor residual menor) para la transferencia de calor (ecuación de energía) que para la hidrodinámica (ecuaciones de flujo).

11 Futuros estudios

- Analizar bancos de tubos en régimen transitorio.
- Realizar un estudio mas profundo en relación con la sensibilidad de la malla.
- Realizar un estudio de bancos de tubos en tres dimensiones.

12 Nomenclatura

B: Gradiente de velocidad sobre la superficie del tubo.
 Cp: Calor específico.
 C_f: Coeficiente de fricción local.
 D: Diámetro de los tubos del banco.
 k: Conductividad térmica del fluido.
 L_e: Longitud en la entrada del banco de tubos.
 L_e*: Longitud adimensional en la entrada del banco de tubos.
 L_s: Longitud en la salida del banco de tubos.
 L_s*: Longitud adimensional en la salida del banco de tubos.
 n: Subíndice, representa la dirección 'normal' a un plano.
 Nu: Número de Nusselt local.
 Nu: Número de Nusselt promedio.
 Pr: Número de Prandtl.
 Re_{máx}: Número de Reynolds basado en la velocidad máxima.
 Re_e: Número de Reynolds basado en la velocidad a la entrada del banco de tubos.
 P: Presión.
 S_L: Distancia entre centros de tubos adyacentes en una fila longitudinal.
 S_L*: Paso longitudinal.
 S_T: Distancia entre centros de tubos adyacentes en una fila transversal.
 S_T*: Paso transversal.
 q''_w: Flujo de calor en la pared del tubo.
 t: Tiempo.

T: Temperatura.
 T_b: Temperatura media volumétrica.
 T_∞: Temperatura a la entrada del banco de tubos.
 T_w: Temperatura en la pared del tubo.
 u: Velocidad en la dirección x.
 U_∞: Velocidad de flujo libre a la entrada del banco.
 v: Velocidad en la dirección y.
 V_{máx}: Velocidad promedio en la sección transversal mínima del banco.
 θ: Angulo medido sobre la periferia del tubo.
 φ: Variable escalar general.
 ν: Viscosidad cinemática.
 μ: Viscosidad dinámica del fluido.
 ρ: Densidad del fluido.
 τ_w: Esfuerzo cortante en la pared del tubo.
 ζ: Esfuerzo cortante adimensional.

13 Expresiones importantes

Número de Nusselt local:

$$Nu = \frac{q''_w D}{(T_w - T_b)k} \quad (6)$$

Número de Nusselt Promedio:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{180^\circ} \int_0^{180^\circ} Nu \, d\theta \quad (7)$$

Esfuerzo cortante adimensional:

$$\zeta = \frac{BD}{2U_\infty} \quad (8)$$

Coeficiente de fricción local:

$$C_f = \frac{\tau_w}{1/2 \rho (V_{\max})^2} \quad (9)$$

Paso longitudinal:

$$S_L^* = S_L/D \quad (10)$$

Paso transversal:

$$S_T^* = S_T/D \quad (11)$$

Referencias

Barth TJ y Jespersen DC, 1989, The design and application of upwind schemes on unstructured meshes, AIAA, 89-0366.

- Bergelin OP, Brown GA y Doberstein SC, 1952, Heat transfer and fluid friction during viscous flow across banks of tubes – IV: A study of the transition zone between viscous and turbulent flow, *Transactions of the ASME*, 74, 953-960.
- Comini G y Groce G, 2003, Numerical simulation of convective heat and mass transfer in banks of tubes, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 57, 12, 1755-1773.
- Chen ChJ y Wung TS, 1989, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in crossflow: Part II - Heat transfer analysis, *ASME Journal of Heat Transfer*, 111, 641-648.
- Incropera FP y DeWitt DP, 1999, *Fundamentos de transferencia de calor*, Editorial Prentice Hall, Cuarta Edición, México.
- Kreith F, y Bohn MS, 2001, *Principles of heat transfer*, Editorial Brooks/Cole, Sexta Edición, Estados Unidos.
- Nishimura T, Itoh H, Ohya, K y Miyashita H, 1991, Experimental validation of numerical analysis of flow across tube banks for laminar flow, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, 24, 5, 666-669.
- Rhie CM y Chow WL, 1982, A numerical study of the turbulent flow past an isolated airfoil with trailing edge separation”, *AIAA*, 82-0998.
- Soodphakdee D, 1998, A comparison of heatsink geometries for laminar forced convection: Numerical simulation of periodically developed flow, Th, University of New South Wales, England.
- Wang YQ, Penner LA y Ormiston SJ, 2000, Analysis of laminar forced convection of air for crossflow in banks of staggered tubes, *Numerical Heat Transfer*, 38, 819-845.
- Wung TS y Chen ChJ, 1989, Finite analytic solution of convective heat transfer for tube arrays in cross-flow: Part I - Flow Field Analysis”, *ASME Journal of Heat Transfer*, 111, 633-640.
- Zhukauskas A, Skrinska A, Ziugzda J y Gnielinski V, 1998, Single-phase convective heat transfer: banks of plain and finned tubes”, *Heat Exchanger Design Handbook*, Editorial Begell House, New York.

