

SIMULACIÓN DEL FLUJO DENTRO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

V. Molina, N. Salvo, C González, H. Barcena

INENCO – Universidad Nacional de Salta
Buenos Aires 177 - (4400) – Salta – Argentina
Tel: 54-387-4255424 Fax: 54-387-4255489

E-mail: molinav@inenco.net – nahuel@unsa.edu.ar – gonzalec@inenco.net – hbarcena@unsa.edu.ar

RESUMEN: Se analizan las características de un flujo y la transferencia de calor para un intercambiador de calor en forma de bancos de tubos escalonados y alineados con la dirección principal del flujo incidente. En este trabajo se considera en geometría de tubos escalonados dos separaciones diferentes y para los tubos alineados solo una. A partir de un análisis bidimensional se determinan los efectos del cambio de temperatura, de la variación del número de Nusselt local y coeficientes convectivos para distintos valores del número de Reynolds, considerando la misma fuente de calor constante en los intercambiadores. La evaluación de estos parámetros físicos, representa información muy importante que puede ser considerada en muchas aplicaciones posibles donde un intercambiador forme parte. Las correlaciones dependen principalmente de los espaciamientos entre los tubos y de su diámetro porque estos parámetros determinan la forma en que circula el aire dentro del intercambiador y es el responsable de disipar la energía. En tal sentido se presentan resultados provenientes de una simulación numérica para la variación de temperatura, velocidad y cálculo de coeficientes convectivos dentro de un intercambiador. Se realiza un análisis bidimensional utilizando el Método de Elementos Finitos (MEF).

Palabras claves: intercambiadores, banco de tubos, simulación numérica, ventilación forzada, coeficientes convectivos.

INTRODUCCIÓN

En las últimas décadas el estudio de los fenómenos sobre la transferencia de energía por convección forzada o natural, ha recibido considerable atención por parte de físicos, ingenieros, arquitectos, etc. Este interés se debe exclusivamente a que este tipo de fenómenos altera apreciablemente las características térmicas de numerosas utilidades. En particular, se han llevado a cabo numerosos estudios teóricos y experimentales sobre intercambiadores de calor de todo tipo. En particular para muchas aplicaciones térmicas son importantes aquellos intercambiadores en forma de banco de tubos con distintos arreglos, escalonados o alineados, frente a la dirección preferencial del flujo incidente.

Cuando un cilindro está inmerso en una corriente, se puede generar una estela turbulenta por detrás de este. Esta estela modifica las condiciones fluidodinámicas aguas abajo. Suponiendo que se tiene un banco de tubos (alineados o no), las características del flujo por detrás de la primera línea de tubos es completamente diferente lo que sucede en la parte frontal. Este fenómeno es importante a tener en cuenta, cuando se analiza la transferencia de energía en una disposición como la mencionada.

La variación del número local de Nusselt alrededor de los cilindros está afectada por el desarrollo de la capa límite por delante de los tubos y por la separación de los vórtices, generados por los tubos, aguas abajo. El número de Nusselt máximo ocurre en la región frontal de un determinado arreglo de tubos, donde la capa límite divisoria es mínima. El número de Nusselt mínimo se encuentra antes de la separación de la capa límite o anterior a la generación del vórtice. El Nusselt máximo depende del número de Reynolds correspondiente al flujo incidente.

La transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido, depende entre otras variables del área de contacto. Si se considera la transferencia de energía para una determinada disposición de tubos inmersos en una corriente, se concluirá rápidamente que la distribución espacial de los tubos es muy importante en este proceso. Luego, si se tiene una distribución escalonada y otra alineada con el flujo (figura 1 a, c) la cantidad de energía transferida del banco de tubo al fluido será diferente en cada caso. Por lo tanto, no solo el área de intercambio es importante sino como esta distribuida esta área en el espacio.

Para las geometrías simuladas el flujo aguas abajo es turbulento y por lo tanto para realizar la simulación se empleó un modelo de viscosidad. Se utilizó k-ε de acuerdo a lo realizado en trabajos anteriores sobre esta temática.

La solución del problema planteado de un banco de tubos en una corriente de aire se realizó a partir de solucionar numéricamente las ecuaciones (sistema de ecuaciones) que describen este tipo de fenómenos. En particular se utilizó la técnica del Método de Elementos Finitos (MEF) para determinar valores numéricos de las principales variables involucradas.

Como el MEF, es un método que permite aproximar problemas continuos, dividiendo el espacio en un número finito de parcelas. Para los casos estudiados el dominio de trabajo se dividió en una malla del orden de 2500 elementos cuadráticos. La malla se consideró estructurada con concentración de elementos hacia los tubos.

Como condiciones de contorno se impusieron para el flujo incidente diferentes valores de velocidad y en todos los casos un solo valor de temperatura (290 K). Cada tubo se consideró como una fuente de calor constante de 8 W, a una temperatura inicial de 300 K. Por supuesto estos valores pueden ser totalmente modificados.

SISTEMA DE ECUACIONES

La descripción matemática de un problema de flujo externo significa resolver el sistema de ecuaciones que se muestra en la Tabla 1. En ella se resumen las ecuaciones diferenciales que describen el fenómeno. Estas ecuaciones son las que se resuelven utilizando el MEF. Como se supone un flujo turbulento, para el modelo de viscosidad se emplea el k-ε.

<i>Descripción</i>	<i>Ecuación</i>
<i>Ecuación de continuidad</i>	$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$ \mathbf{u} = velocidad
<i>Ecuación de Navier Stokes</i>	$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \rho \mathbf{f} + \nabla \cdot 2\mu \mathbf{D}$ \mathbf{f} = fuerzas de volumen \mathbf{D} = tensor velocidad de deformación
<i>Balace de Energía Cinética</i>	$\frac{\partial k}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla k = P_k - C_\mu \frac{k^{3/2}}{L} + \nabla \cdot \left(\frac{\nu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + \nu \Delta k$; $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ $\nu = \frac{\mu}{\rho}$
<i>Ecuación de la variable auxiliar ε</i>	$\frac{\partial \epsilon}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \epsilon = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} + \nabla \cdot \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right) + \nu \Delta \epsilon$ $P_k = \frac{1}{\rho} \sigma_R \cdot \nabla \mathbf{u}$
<i>Ecuación de Calor</i>	$\rho C_p [\partial_t T + \mathbf{u} \cdot \nabla T] - \nabla \cdot (\kappa \nabla T) = q$ T= temperatura
<p>P_k=producción de energía cinética, C_μ constante experimental, s_k tensor de tensiones, $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$ constantes para este modelo - k = energía cinética turbulenta, σ_R tensor de Reynolds, κ coeficiente de conducción térmica, q fuente de calor</p>	

Tabla 1: Sistema de ecuaciones a resolver por el Método de Elementos Finitos.

El coeficiente convectivo determina la rapidez con que se disipa la energía por efecto del flujo. Para determinar el o los valores de este coeficiente se impusieron ciertas hipótesis de trabajo, (valores de velocidad, temperaturas y flujos de energía constantes). Por ello y debido a que el MEF determina en cada nodo de la malla los valores de estas variables y con correlaciones empíricas se evaluaron los coeficientes de transferencia de energía por convección forzada. Como la fuente de calor es constante en cada tubo y se resolvió el sistema de ecuaciones para estado estacionario y se despreció los efectos de intercambio radiativo luego las propiedades del fluido no cambian en el cálculo. Esta hipótesis de trabajo hace que también las condiciones impuestas se mantengan constantes durante todo el proceso de cálculo.

RESULTADOS

El sistema de ecuaciones anterior se aplicó tres casos diferentes. Las figuras 1 (a) y (b) corresponden a bancos de tubos escalonados y la figura 1 (c) corresponde a la única geometría alineada en la dirección del flujo ensayado.

En estas figuras también se esquematiza las diferentes separaciones consideradas para los tubos que forman el intercambiador. La distinta distribución espacial considera tanto una variación horizontal como vertical.

Como se mencionó anteriormente, para todos los casos la temperatura inicial del sistema y la temperatura del flujo incidente se fijaron en 17°C (290 K), la fuente de calor para cada uno de los radiadores es de 8 W, además los tubos tienen una temperatura inicial de 27°C (300 K). El análisis para cada una de las geometrías se realizó para la zona frontal y posterior a la incidencia del flujo.

Este tipo de análisis se realizó de esta manera para poder obtener la cantidad de energía transferida por todos los tubos como un único valor.

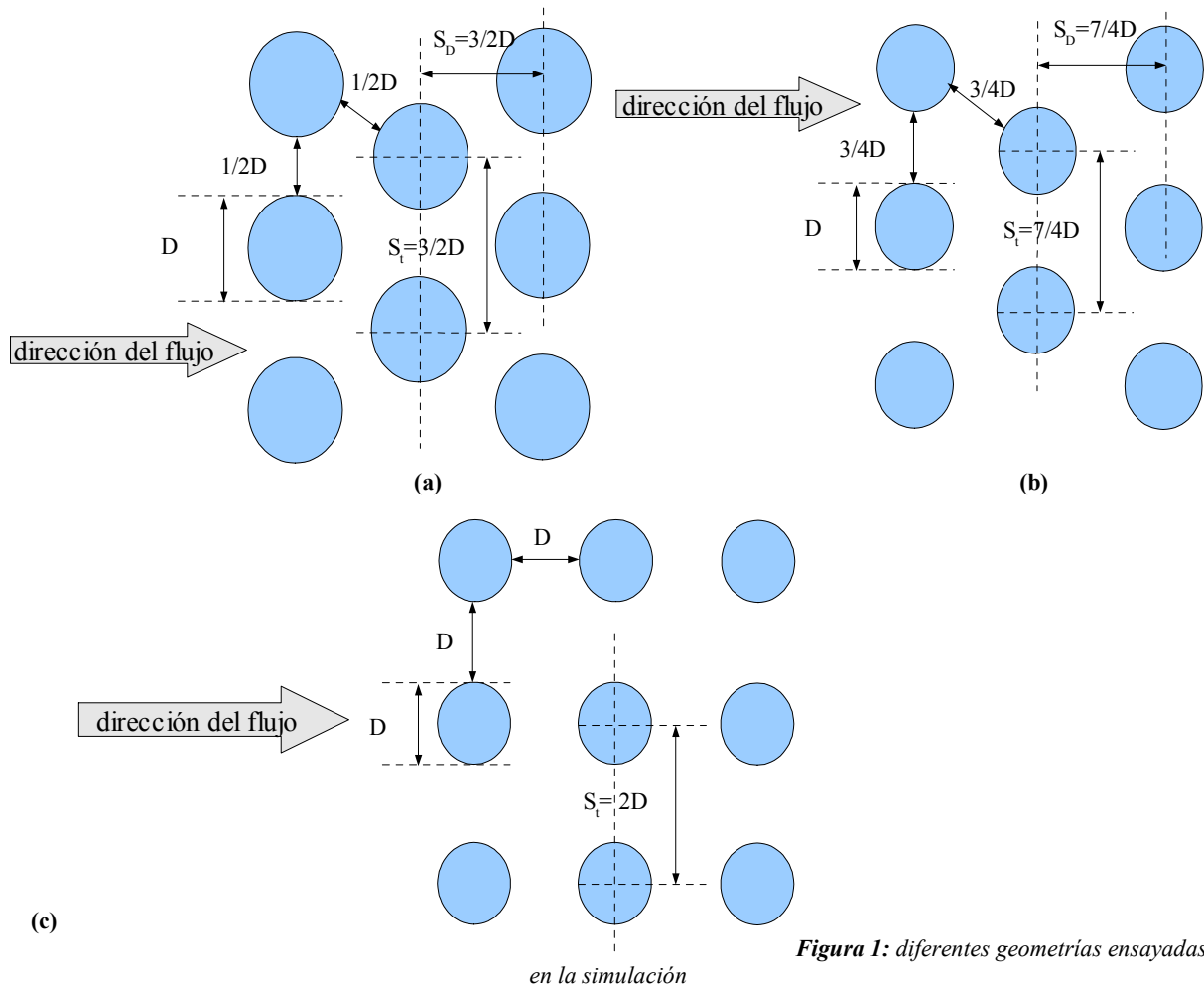


Figura 1: diferentes geometrías ensayadas

En general se desea conocer el coeficiente promedio de transferencia de calor para toda la configuración de tubos. La expresión empleada para la determinación del número de Nusselt local es la propuesta por Zhukauskas (1972), la misma tiene en cuenta el tipo de arreglo de tubos con el que se trabaja y el número de Reynolds local. La expresión de la correlación es:

$$\overline{Nu}_D = C_2 C_1 Re_D^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Donde C_1 , C_2 y m se determinan a partir de tablas considerando el valor del número de Reynolds máximo según la configuración del intercambiador empleada.

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu}$$

$$V_{max} = V \frac{S_t}{S_t - D} \text{ alineados}$$

$$V_{max} = V \frac{S_t}{2(S_d - D)} \text{ escalonados}$$

El coeficiente convectivo promedio para el aire se encuentra despejando h del número de Nusselt local.

$$\bar{h} = \overline{Nu_D} \frac{k}{D}$$

Como el fluido experimenta un cambio significativo de temperatura en el banco de tubos, si se emplea la diferencia de temperatura, como en la ley de enfriamiento de Newton, no se procede en la forma adecuada para resolver el problema. A medida que el fluido se mueve a través de los tubos, la temperatura del fluido se aproxima a la temperatura superficial de los tubos del intercambiador, en este caso es correcto emplear una diferencia de temperaturas media logarítmica de la forma:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)}$$

donde T_i y T_o son las temperaturas del fluido a medida que este entra y sale del intercambiador de calor respectivamente. T_s es la temperatura de la superficie del intercambiador para su parte posterior. T_i para todos los casos considerados es 290 K, T_o y T_s dependerá de la simulación estudiada.

La temperatura de salida T_o que se necesita para la determinación de ΔT_{ml} puede calcularse a través de:

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right)$$

Donde N es el numero de tubos total en el intercambiador, N_T es el numero de tubos en el plano transversal y S_T esta especificada en las figuras 1, (a), (b) y (c).

Para predeterminar la transferencia de energía promedio del intercambiador se utilizó la ley de enfriamiento de Newton pero con el valor de la diferencia de temperatura media logarítmica, y se consideró el coeficiente convectivo promedio como:

$$q' = N(\bar{h} \pi D \Delta T_{ml})$$

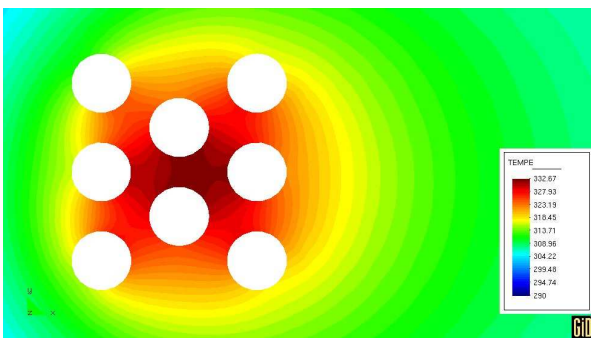


Figura 2: Distribución de temperatura para $Re = 377.5$

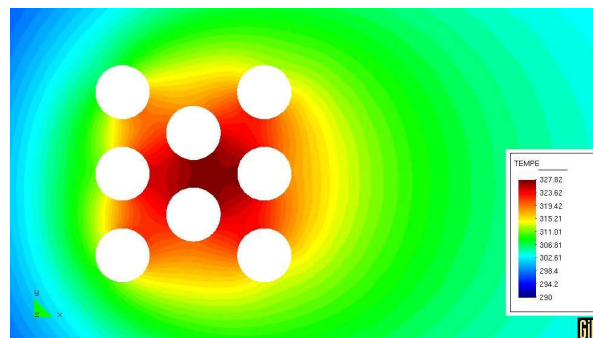


Figura 3: Distribución de temperatura para $Re = 75$

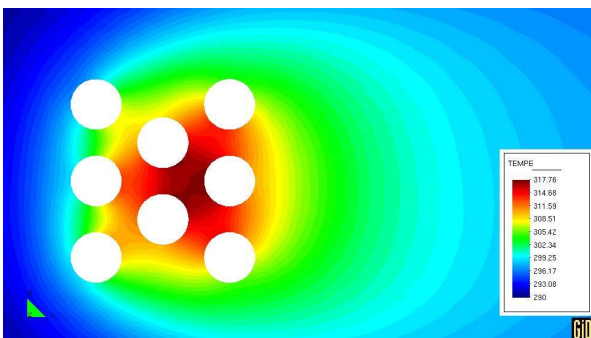


Figura 4: Distribución de temperatura para $Re = 3750$

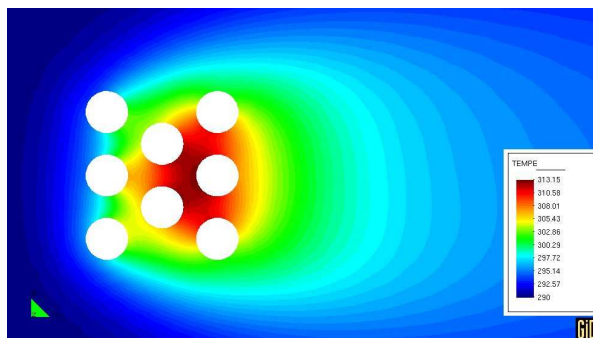


Figura 5: Distribución de temperatura para $Re = 7500$

En las figuras 2,3,4 y 5 se muestran las distribuciones de temperatura para el primer arreglo de tubos. Puede apreciarse la fuerte dependencia con el número de Reynolds. En el análisis de las figuras hay que considerar que el índice de color no es el mismo. A pesar de esto, puede apreciarse que la simulación predice un mejor transporte convectivo en la dirección del flujo. Para Reynolds pequeños la distribución del campo de temperaturas en el fluido es más amplia en dirección transversal al flujo que para valores mayores del Re . Por el contrario a medida que aumenta el Reynolds la disipación de energía aumenta en la dirección longitudinal del flujo.

La tabla 2 muestra los valores calculados de las principales variables mencionadas anteriormente. A pesar que se consideró estado estacionario, numéricamente el programa realiza una serie de cálculos hasta que se estabilizan los valores numéricos de las principales variables. Los datos que se muestran en la tabla 2, son después que el programa proporciona datos estables. En esta situación los valores de temperatura y velocidad dentro del banco de tubos no sufren modificaciones perceptibles.

Re	Nu	h	ΔT	q'
377,5	9,6	24,28 W/m ² K	33,73 °C	206,4 W/m
755	14	35,4 W/m ² K	31,53 °C	280,54 W/m
3750	34,42	87,1 W/m ² K	20,89 °C	457,3 W/m
7500	50,78	128,67 W/m ² K	25 °C	808 W/m

Tabla 2: Valores encontrados para la primera disposición.

Para la segunda geometría considerada (escalonada) se observa una mejor transferencia de energía en la parte posterior del intercambiador ya que la separación entre tubos del intercambiador es mayor. Esto conlleva a que la transferencia total del intercambiador sea mayor que para el caso anterior. Para todos los ensayos los tubos tienen la misma fuente de calor. Si bien los valores de número de Reynolds son distintos para las dos configuraciones los valores de las velocidades que inciden sobre los tubos son las mismas.

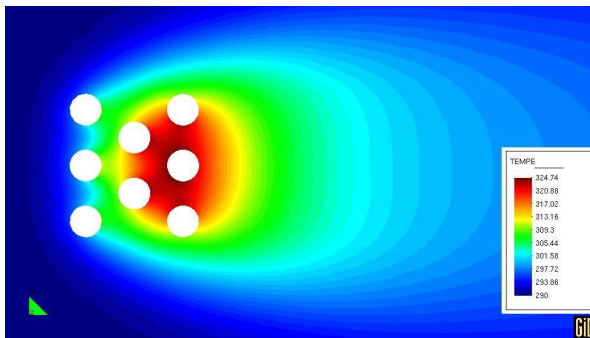


Figura 6: Distribución de temperatura para $Re = 587$

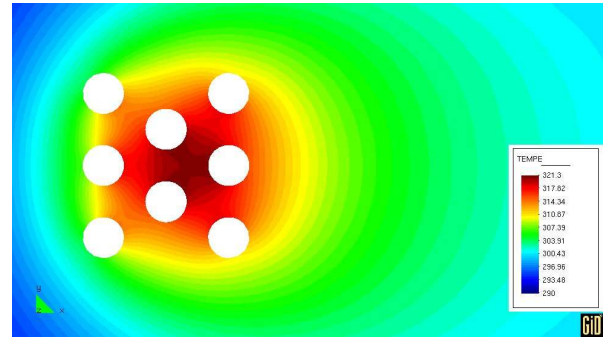


Figura 7: Distribución de temperatura para $Re = 734$

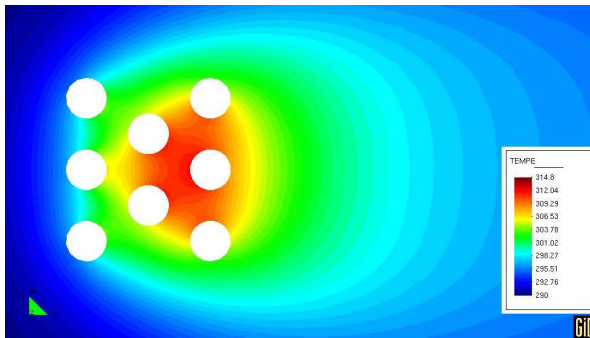


Figura 8: Distribución de temperatura para $Re = 2935$

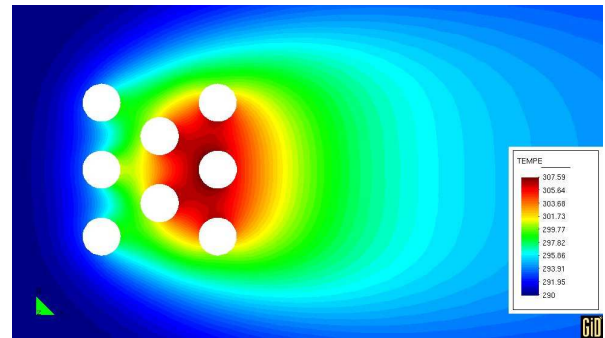


Figura 9: Distribución de temperatura para $Re = 5870$

Re	Nu	h	DT	q'
587	13	32,56 W/m ² K	29,6 °C	238,33 W/m
734	13,76	34,83 W/m ² K	27,9 °C	245 W/m
2935	25	63,6 W/m ² K	20,98 °C	335 W/m
5870	48	114,7 W/m ² K	19 °C	547,7 W/m

Tabla 3: Valores encontrados para la segunda disposición.

La tercera disposición simulada corresponde a un arreglo alineado de tubos con respecto a la dirección preferencial del flujo de aire. En las imágenes podemos observar una diferencia sustancial con los arreglos anteriores y en particular con el arreglo escalonado.

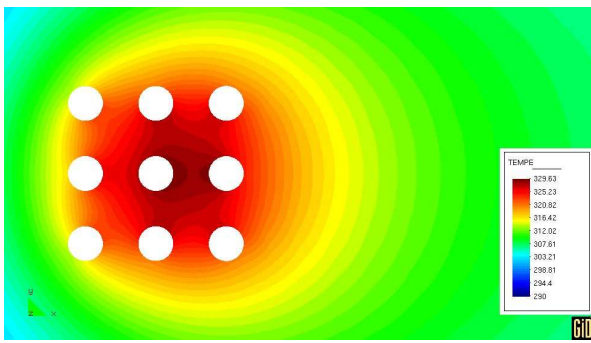


Figura 10: Distribución de temperatura para $Re = 503$

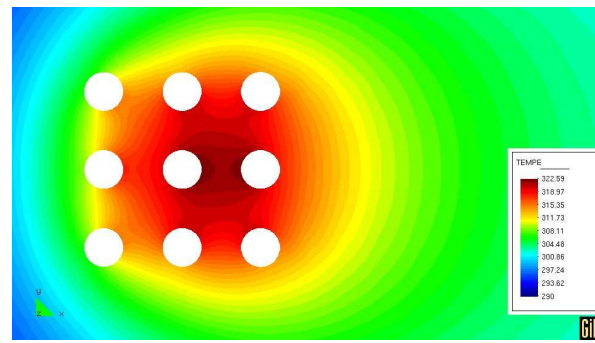


Figura 11: Distribución de temperatura para $Re = 1006$

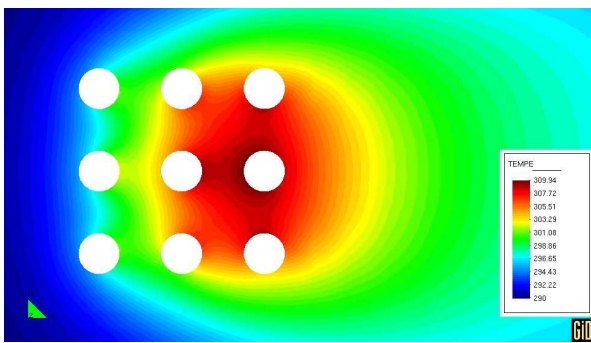


Figura 12: Distribución de temperatura para $Re = 5033$

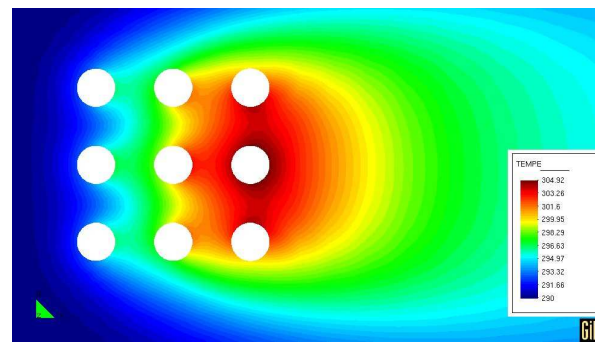


Figura 13: Distribución de temperatura para $Re = 10066$

Un aspecto importante a tener en cuenta es que para esta disposición en la zona central existe un mayor arrastre de energía por el flujo medio. Por lo tanto el coeficiente de transferencia convectivo es mayor que para los casos anteriores. Esto puede observarse de la tabla 3 en comparación con la tabla 2. Si bien los valores de h son diferentes, también son diferentes los valores del número de Reynolds.

Re	Nu	h	ΔT	q'
503	11,78	29,82 W/m ² K	32,66 °C	275 W/m
1006	17,3	43,78 W/m ² K	27,8 °C	344 W/m
5033	42,36	107,17 W/m ² K	18,1 °C	548,4 W/m
10066	69,26	152,62 W/m ² K	17,5	658 W/m

Tabla 4: Valores encontrados para la tercera disposición.

CONCLUSIONES

De acuerdo con los resultados obtenidos, para la simulación numérica en la determinación de coeficientes convectivos, se puede considerar que el programa empleado resulta ser una buena alternativa de diseño y estudio de problemas de disipación de energía para intercambiadores de calor.

Un parámetro importante, en el cálculo de los coeficientes convectivos, es la determinación del número de Nusselt. Este depende de la disposición de la geometría con respecto a dirección principal del flujo incidente y también de la temperatura para distintos lugares del intercambiador. El método empleado para la determinación del número de Nusselt fue propuesta por Zhukauskas, para distribuciones con un número mayor de líneas de intercambiadores, posteriormente se propusieron factores de corrección para intercambiadores con menor cantidad de líneas de tubos en el intercambiador. Todos estos parámetros son discutibles y modificables. En general la bibliografía no contempla un número óptimo de tubos por intercambiador, lo que si queda claro que todo depende de la aplicación de este tipo de dispositivos. Además es importante el fluido de trabajo y las variaciones de sus propiedades con la temperatura.

Por ser una simulación bidimensional, los efectos de borde (inicio y final de cada tubo) no se tienen en cuenta y es muy probable que estos influyan en el cálculo de la cantidad de energía transferida.

Estos fenómenos pueden ser determinados o medir su influencia en el sistema si se realizara una simulación numérica en forma tridimensional. Este tipo de simulación implica contar con hardware de mayor capacidad de proceso y este es el principal

inconveniente.

En una etapa posterior se simulará un número mayor de tubos y de ser posible en forma tridimensional, además de poder determinar a través de la simulación un coeficiente global de transferencia de calor y comparar resultados de caída de presión entre los intercambiadores se podrán analizar los efectos de borde del intercambiador. De la misma forma se pueden incorporar otras geometrías en las forma de los tubos o inclusive adosar superficies extendidas con el objeto de aumentar el área de intercambio.

REFERENCIAS

Ali Kosar, Chandan Mishra, Yoav Peles (2005) "Laminar Flow Across a Bank of Tubes Low Aspect Ratio Micro Pin Fins".- Journal of Fluid Engineering.

Buyruk, Ertan (1999), "Heat Transfer and Flow Structures Around Circular Cylinders in Cross-Flow". Journal of Engineering and Environmental Science.

Frank Incropera, David De Witt (1999), "Fundamentos de la Transferencia de Calor". Cuarta Edición. Editorial Prentice Hall

ABSTRACT: There are analyzed the characteristics of a flow and the heat transfer for a heat interchanger in the shape of banks of pipes staggered and aligned to the principal direction(address) of the incidental flow. For the study of the geometry of staggered pipes there are had two types of different separations and for the pipes aligned only one. From a two-dimensional analysis it is possible to determine the effects of the change of temperature, of the variation of the number of local Nusselt and coefficients convectivos for different values of the number of Reynolds, considering the same constant heat source in the interchangers. Therefore to be able to evaluate these physical parameters represents very important information to bearing in mind for a great number of possible applications for this type of interchangers. These correlations will depend principally on the spacings between(among) the pipes and of the diameter of the same ones for which they determine the form in which it(he,she) circulates the air removing the energy. To this respect they present results from a numerical simulation for the variation of temperature, speed and I calculate of coefficients convectivos inside an interchanger. A two-dimensional analysis is realized using the Method of Finite Elements (MEF).

Keyword: numerical simulation, ventilation, forced convection, coefficients convectiv.