

## **SIMULACIÓN TRIDIMENSIONAL DEL FLUJO EN GEOMETRÍAS APLICABLES A UN INTERCAMBIADOR DE CALOR**

**V. Molina, N. Salvo, C. González**

Universidad Nacional de Salta – Instituto de Energías no Convencionales (INENCO) – Departamento de Física, Facultad de Ciencias Exactas – Avenida Bolivia 5150 - C.P. 4400 – Salta Tel. 54-387-4255424 – Fax 54-387-4255489

E-mail: [molinav@inenco.net](mailto:molinav@inenco.net) - [nahuel@unsa.edu.ar](mailto:nahuel@unsa.edu.ar) - [gonzalec@inenco.net](mailto:gonzalec@inenco.net)

**RESUMEN:** En este trabajo se analizan las principales características de un flujo de energía para geometrías que pueden ser implementadas en un intercambiador de calor. El diseño básico está dispuesto en forma de banco de tubos escalonados con respecto a la dirección principal del flujo incidente (Incropera y De Witt, 1999). Se consideran geometrías para la sección de cada tubo, circular y elíptica. En cada caso, la separación entre los centros de los tubos, es la misma tanto longitudinal como transversal con respecto a la dirección principal del flujo. Las superficies de contacto entre el intercambiador y el fluido es la misma para cada geometría.

La simulación se llevó a cabo empleando el Método de Elementos Finitos en forma tridimensional. Se muestran valores de los principales números adimensionales que intervienen en el proceso de transferencia de energía para las geometrías propuestas.

**Palabras claves:** intercambiadores, simulación numérica, coeficientes convectivos.

### **INTRODUCCIÓN**

Una parte importante en las aplicaciones de energía solar son equipos que calientan un fluido de trabajo. Por lo general la energía generada en aplicaciones solares no puede ser directamente utilizada y por lo tanto es necesario intercalar un “intercambiador de calor” entre la parte que genera energía y el consumo. El estudio detallado de un intercambiador de calor es importante por que su eficiencia influye en la eficiencia global de cualquier aplicación. Para entender los fenómenos involucrados en el intercambiador se pueden realizar estudios generales que involucran valores medios de temperatura o flujos de energía.

Otra forma de analizar estos equipos es a partir de simulaciones numéricas. Actualmente existe un amplio espectro con respecto a las diferentes formas de simular un determinado fenómeno. Un método que ha probado, a partir de innumerables trabajos, su validez en la visualización, cálculo y predicción es el Método de Elementos Finitos (MEF). Por lo tanto resulta apropiado implementar el MEF para estudiar sistemas como los “intercambiadores de calor”.

También es importante tener en cuenta que este método se puede utilizar para analizar situaciones en forma tridimensional, por lo tanto implementarlo para estudiar fenómenos térmicos permite poder determinar otras componentes en el intercambio de energía. Esto es importante en el caso de intercambiadores de calor que se diseñan en forma de bancos de tubo. La geometría de cada tubo influye en la transferencia de energía.

Los estudios de intercambiadores de calor, en bancos de tubos, se realizan generalmente para tubos de sección circular. En este trabajo se comparan resultados de dos geometrías diferentes, tubos con sección circular y tubos de sección elíptica. La disposición geométrica del banco de tubo es escalonada frente a la dirección preferencial del flujo incidente (figura 1, a y b). Se consideró en las distintas geometrías que la separación entre los centros geométricos de los tubos, longitudinal en la dirección del flujo y transversal a este, son iguales. También con respecto a las superficies de contacto entre el fluido y los tubos para las dos geometrías (circular y elíptica) son iguales.

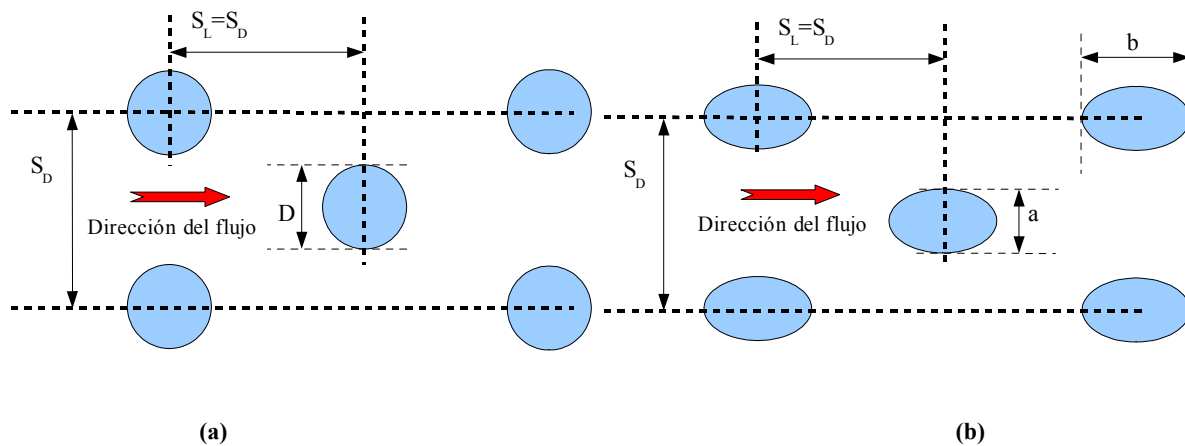
Cuando un tubo está inmerso en una corriente, genera por detrás una estela turbulenta. La estela generada modifica las condiciones fluidodinámicas y térmicas a lo largo de la corriente. Para una dada configuración de tubos, las características del flujo cambia en cada línea de tubos a medida que el fluido atraviesa el intercambiador. Este fenómeno es importante cuando se analiza la transferencia de energía para una determinada disposición de elementos como la descripta.

Diversos estudios, (Amala J. S. M, et al. 2007), (Jang J. Y. y Lai T., 1997), (Chiu Y. W. et al., 2007) muestran que no es necesario realizar un análisis sobre toda la configuración completa del banco de tubos, porque las características fluidodinámicas y térmicas se pueden estudiar a partir de una porción de la misma. Por este motivo se propuso para la simulación un sector de lo que sería todo el intercambiador completo. La simetría del sistema hace que lo que sucede en una

parte del intercambiador sea análogo a otra parte.

A partir de un análisis dimensional, de un cuerpo inmerso en una corriente fluida y si existe una diferencia de temperatura entre el cuerpo y el fluido, el número local de Nusselt representa un parámetro adimensional controlante del fenómeno de intercambio de energía. Alrededor de una configuración de tubos esta 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 máximo número de Nusselt ocurre en la región frontal del arreglo de tubos y el mínimo se encuentra por detrás, antes de la separación de la capa límite o sea antes de la formación de la estela generada. También hay que tener en cuenta que el Nusselt depende del número de Reynolds correspondiente al flujo incidente.

El área de contacto juega un papel determinante en la transferencia de energía entre un sólido y un fluido, también la distribución espacial de los tubos es importante. La figura 1a y 1b muestran esquemáticamente la distribución considerada en la simulación. De acuerdo a lo anterior, si se tiene una distribución escalonada, de sección circular o elíptica la cantidad de energía transferida del banco de tubos al fluido será diferente en cada caso. Para poder comparar diferentes diseños y determinar la influencia de estos en el intercambiador, teniendo en cuenta lo expresado en el párrafo anterior, se normalizó el estudio considerando: área de intercambio iguales, distribución espacial de los tubos (sus centros geométricos) iguales, idénticas condiciones iniciales, velocidad y temperatura.



**Figura 1:** geometrías ensayadas aplicando el MEF (a) sección circular, (b) sección elíptica.

Las características físicas, condiciones iniciales y de contorno impuestas al sistema se muestran en la tabla 1:

Fluido de trabajo	aire
Cantidad de tubos	14
Diferentes velocidad del aire incidente (m/s)	0,75, 1,25, 2,5, 5, 10 y 15
Secciones ensayadas	Circular, elíptica
Perímetro de cada tubo (m)	0,94
Configuración espacial escalonada	4 primera línea 3 segunda línea
Espesor para la dimensión en profundidad (m)	0,05
Temperatura inicial del fluido a la entrada (K)	290 constantes
Temperatura inicial de cada tubo y se incrementa (K)	292
Fuente de calor en cada tubo (W)	10

**Tabla 1:** Condiciones de trabajo para la simulación numérica.

El problema del banco de tubos se estudio numéricamente, el sistema de ecuaciones diferenciales que describen el fenómeno se muestra en la tabla 2. Para solucionarlo se utilizó el Método de Elementos Finitos, permitiendo determinar valores

numéricos de las principales variables involucradas. En esta tabla se muestra también las ecuaciones adoptadas para el modelo de viscosidad k-ε que de acuerdo a trabajos anteriores [4] es el que mejor ajusta en problemas de transferencia de energía.

Para implementar el MEF, se generó una malla de 6455 nodos y 4608 elementos hexaédricos, para ambas geometrías. La malla, figuras 2a y 2b, se consideró estructurada con concentración de elementos hacia los tubos para tener mayor aproximación en el cálculo en esta zona. La forma de la malla y dimensiones se explica luego, además se hacen algunas consideraciones sobre la simetría del fenómeno.

## SISTEMA DE ECUACIONES

La descripción matemática del problema, flujo externo, se muestra en la Tabla 2. Se resumen las principales ecuaciones diferenciales que lo describen y se supone en el análisis que el flujo incidente es turbulento.

<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>Balance de Energía Cinética</i>	$\frac{\partial k}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla k = P_k - C_\mu \frac{k^{3/2}}{L} + \nabla \cdot \left( \frac{\nu_t}{\sigma_k} \nabla k \right) + \nu \Delta k$ ; $\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$ $\nu = \frac{\mu}{\rho}$
<i>Ecuación de la variable auxiliar ε</i>	$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} + \nabla \cdot \left( \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right) + \nu \Delta \varepsilon$ $P_k = \frac{1}{\rho} \sigma_R : \nabla \mathbf{u}$
<i>Ecuación de Calor</i>	$\rho C_p [\partial_t T + \mathbf{u} \cdot \nabla T] - \nabla \cdot (\kappa \nabla T) = q$ T= temperatura
$P_k$ =producción de energía cinética, $C_\mu$ constante experimental, $s_k$ tensor de tensiones, $C_{\varepsilon 1}$ , $C_{\varepsilon 2}$ constantes para este modelo - $k$ = energía cinética turbulenta, $\sigma_R$ tensor de Reynolds, $\kappa$ coeficiente de conducción térmica, $q$ fuente de calor	

**Tabla 2:** Sistema de ecuaciones a resolver por el Método de Elementos Finitos.

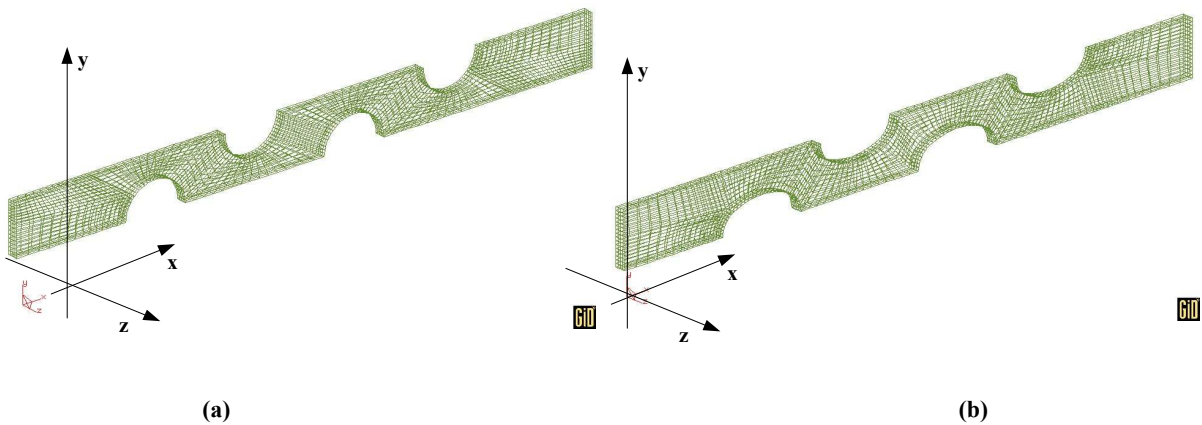
El sistema de ecuaciones que se muestra en la Tabla 2, se resuelve en forma simultánea, para esto se utilizó un código en FORTRAN 77. Este código, es de distribución libre, se implementó considerando diferentes alternativas en su ejecución (Molina y Salvo, 2003). Además este sistema se resuelve en el tiempo utilizando un esquema en diferencias finitas. La simulación proporciona valores velocidad y temperatura dentro de la sección del intercambiador. La simetría del problema facilita los cálculos en el sentido de que solo se considera una sección como se explica en la siguiente sección.

El coeficiente convectivo determina la rapidez con que se disipa la energía por efecto del flujo. Para determinar él o los valores de este coeficiente se impusieron ciertas hipótesis de trabajo, (tabla 1). El MEF determina en cada nodo de la malla los valores de variables como velocidad, temperatura y a partir de correlaciones empíricas se evaluaron los coeficientes de transferencia de energía por convección forzada para las geometrías ensayadas.

La determinación de los coeficientes de transferencia de energía se hace considerando propiedades del fluido constantes, estado estacionario y se desprecian los efectos radiativos entre los tubos.

## RESULTADOS

El sistema de ecuaciones descripto anteriormente se aplicó a los dos casos considerados. En las figuras 1 a y b puede apreciarse todos los parámetros dimensionales involucrados en la geometrías ensayadas.



**Figura2:** mallas estructuradas para el calculo, aplicando el MEF: (a) sección circular, (b) sección elíptica.

Las figuras 2a y 2b muestran el contorno de las geometrías ensayadas, en las mismas se aprecia la porción elegida (profundidad en el eje z, 0,05 m) para el cálculo.

Es importante destacar ciertas hipótesis para el trabajo realizado, sobre todo con respecto a la profundidad en el sentido del eje z. De acuerdo a la bibliografía consultada y a la simetría del problema, el fenómeno presenta simetría a lo largo de z. Por esta razón lo que sucede en una pequeña franja en z, se repite en franjas sucesivas y paralelas en el mismo eje. Esto es independiente de la geometría del tubo, esta simetría en z del fenómeno también se repite con respecto a un plano superior e inferior y = constante para todo x e z. Por lo tanto este análisis de simetría simplifica los cálculos y por supuesto la malla a implementar.

Considerando la simetría planteada para el fenómeno se puede asegurar que, por ejemplo, una vez establecido un patrón de flujo (estado estacionario) es poco probable que vórtices generados por la semi-circunferencia (o elipse) superior afecte a la generación de vórtices sobre la semi-circunferencia (o elipse) inferior. Esto también implica un desarrollo uniforme de los vórtices aguas abajo. En definitiva lo que se plantea es que una vez establecido el flujo los vórtices generados dentro del intercambiador no influyen uno con otro. Además este fenómeno se repite en planos paralelos y sucesivos sobre el eje z.

Estas hipótesis se deben confirmar a partir de los resultados pero determinaron también el estudio con respecto al diseño de la geometría. Si no se adoptan, se tendría que haber considerado un espesor (largo de tubo) mucho mayor, lo que significa que implementar un tamaño de malla muy superior y en definitiva todo se traduce en tener una capacidad de cálculo muy importante y casi imposible de implementar con computadoras comunes, que es el límite disponible de cálculo.

A pesar de tener un volumen de cálculo limitado por el tamaño de la computadoras utilizadas, los valores obtenidos de las principales variables físicas involucradas son muy aceptables como se puede apreciar a continuación.

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 10 W, además los tubos tienen una temperatura inicial de 19°C (292 K). El análisis para cada una de las geometrías se realizó para la zona frontal y posterior a la incidencia del flujo para poder evaluar la cantidad de energía transferida por todos los tubos al fluido como un único valor.

Como en general se desea estimar un coeficiente promedio de transferencia de energía para toda la configuración de tubos, en la determinación del número de Nusselt, se adoptó la correlación propuesta por Zhukauskas (1972) [5]. Esta correlación tiene en cuenta el tipo de arreglo de tubos y el número de Reynolds local. La expresión de la correlación es:

$$\overline{Nu}_D = C_2 C_1 Re_D^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25} \quad (1)$$

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. La variable  $D$  (diámetro) para el caso de la circunferencia es el propio diámetro, (figura 1a), en caso de la elipse es el semi-eje menor (figura 1b). O sea lo que importa es el área proyectada del cuerpo hacia la dirección del flujo. En los dos casos el perímetro es el mismo. El número de Reynolds depende de la  $V_{max}$ , la que se calcula para una distribución escalonada de tubos (sección circular o elíptica) a partir de:

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad V_{max} = V \frac{S_t}{2(S_D - D)} \text{ escalonados} \quad (2)$$

La tabla 3 muestra los distintos números de Reynolds considerados para ambas configuraciones:

Velocidad (m/s)	Velocidad Sección Circular (m/s)	Re Sección Circular	Velocidad Sección Elíptica (m/s)	Re Sección Elíptica
0,75	1,05	17430	0,83	13670
1,25	1,75	29048	1,38	22783
2,5	3,5	58096	2,75	45567
5	7	116192	5,5	91134
10	14	232384	11	182268
15	21	348576	16,5	273402

**Tabla 3:** Velocidades y Números de Reynolds (Re) para ambas configuraciones.

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

$$\bar{h} = \overline{Nu_D} \frac{k}{D} \quad (3)$$

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 resuelve el problema en forma adecuada. 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:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (4)$$

donde  $T_i$  y  $T_o$  son las temperaturas del fluido a medida que este circula por el intercambiador de calor,  $T_s$  es la temperatura de superficie del intercambiador para su parte posterior,  $T_i$  para todos los casos considerados es 290 K. Las variables  $T_o$  y  $T_s$  varían en el tiempo o sea sus valores cambian a medida que transcurre la simulación. El tiempo de estudio del fenómeno se fija en 1000 s, siempre contando a partir de el establecimiento del estado estacionario.

La temperatura de salida,  $T_o$ , que se necesita para la determinación de  $\Delta T_{ml}$  se calcula a partir de:

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp\left(-\frac{\text{perímetro } N \bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (5)$$

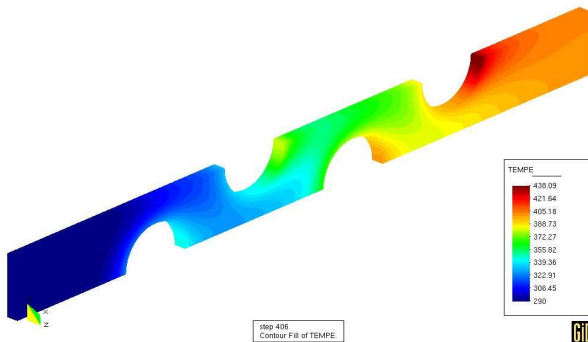
Donde N es el número de tubos en el intercambiador,  $N_T$  es el numero de tubos en el plano transversal ( $z = \text{constante}$ ) y  $S_T$  de acuerdo a las figuras 1a y 1b es la distancia entre centros pero considerando una dirección diagonal entre tubos.

La transferencia de energía promedio en el intercambiador, utilizando la ley de enfriamiento de Newton, con el valor de la diferencia de temperatura media logarítmica y empleando un coeficiente convectivo promedio se calcula como:

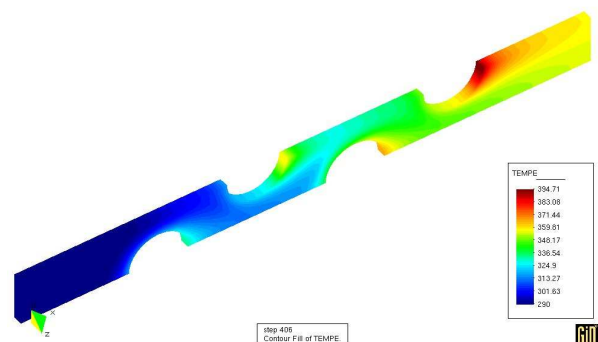
$$q' = N(\bar{h} \text{ perímetro } \Delta T_{ml}) \quad (6)$$

Para una sección circular, el perímetro es  $\pi D$  mientras que para una sección elíptica el perímetro vale:

$$\text{perímetro} = \pi \left[ 3 \cdot (a/2 + b/2) \sqrt{3a/2 + b/2} \cdot (a/2 + 3b/2)} \right] \quad (7)$$



**Figura 3:** Distribución de temperatura para  $Re = 17430$



**Figura 4:** Distribución de temperatura para  $Re = 29048$

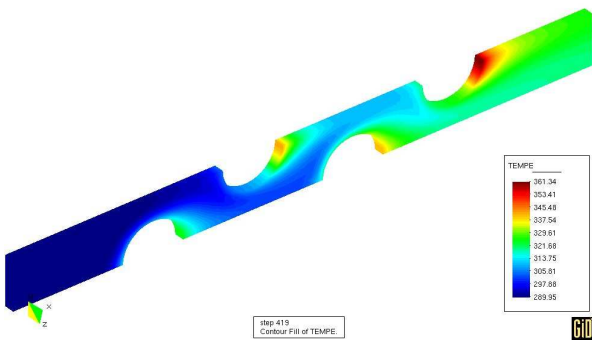


Figura 5: Distribución de temperatura para  $Re = 58096$

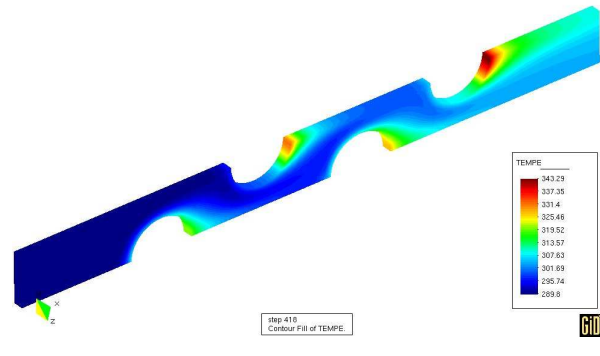


Figura 6: Distribución de temperatura para  $Re = 116192$

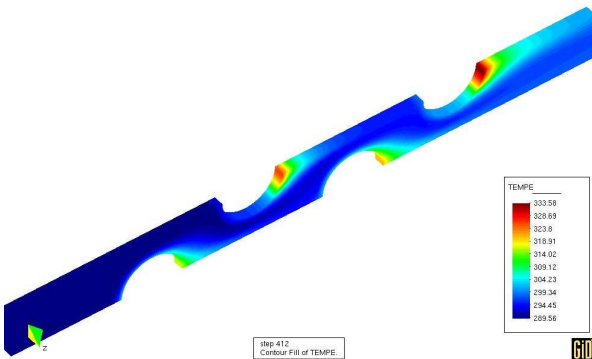


Figura 7: Distribución de temperatura para  $Re = 232384$

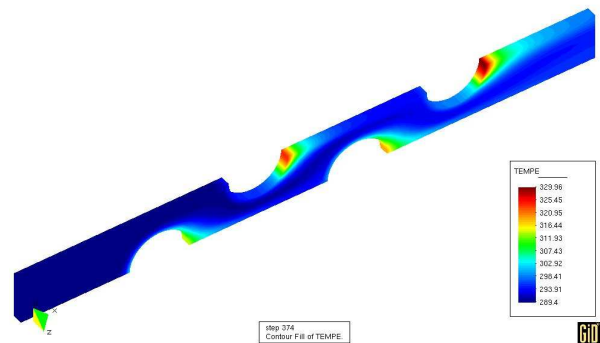


Figura 8: Distribución de temperatura para  $Re = 348576$

Para el análisis de la gráficas que se muestran los ejes coordenados son los mismos que los mostrados en las figuras 2a y 2b. Las figuras 3, 4, 5, 6, 7 y 8 muestran los resultados obtenidos para la distribución de temperatura dentro del intercambiador, para diferentes números de Reynolds con sección de tubo circular. Los valores de temperatura de superficie  $T_s$  se encuentran sobre la leyenda de cada figura. También puede apreciarse en función del color en que zona la temperatura es mayor.

A medida que aumenta el Reynolds, el intercambio de energía entre el fluido y la disposición de caños mejora. Los valores calculados se expresan en la Tabla 4 muestra los valores calculados a partir de lo obtenido en la simulación.

$Re$	$Nu$	$h (W/m^2 K)$	$\Delta T (K)$	$q' (W/m)$
17430	90	7,59	144,47	14468
29048	120,2	10,13	102,63	13718
58096	176,8	14,9	70,37	13836
116192	261,25	22,03	52,89	15347
232384	386,35	32,58	43,67	18776
348576	485,65	40,95	40,29	21771

Tabla 4: Valores encontrados para la disposición circular.

En las figuras 9, 10, 11, 12, 13, 14 se muestran los resultados obtenidos para la distribución de temperatura dentro del intercambiador, para diferentes números de Reynolds con sección de tubo elíptica. También los valores de temperatura de superficie  $T_s$  se encuentran sobre la leyenda de cada figura. En la tabla 5 se resumen los valores calculados para el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de energía.

Debido a la forma de calcular el número de Reynolds, en función de la velocidad máxima, no coincide este número para una geometría de tubo con otra. Esto es porque cambian los parámetros  $S_T$  y  $D$  por lo tanto los valores de velocidad máxima que es el empleado en el calculo del parámetro adimensional.

Lo que se mantiene constante, es la velocidad de entrada del flujo de aire, encargado de transportar la energía de los tubos del

intercambiador. En un prototipo real, esta es una variable a controlar por el operador y esta fue la consigna de trabajo. De esta forma el análisis de la transferencia de energía esta más ligado a la geometría en si que a otros parámetros de diseño.

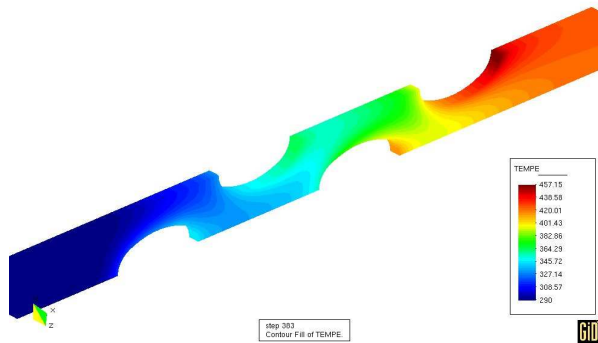


Figura 9: Distribución de temperatura para  $Re = 13670$

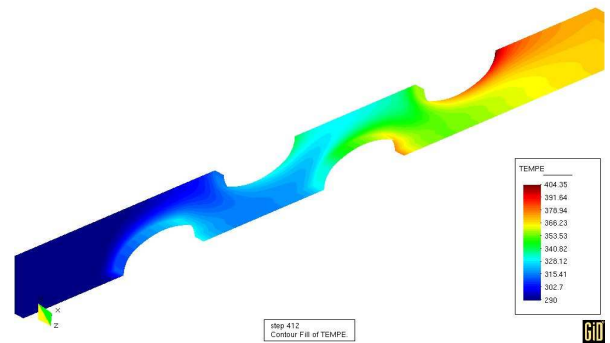


Figura 10: Distribución de temperatura para  $Re = 22783$

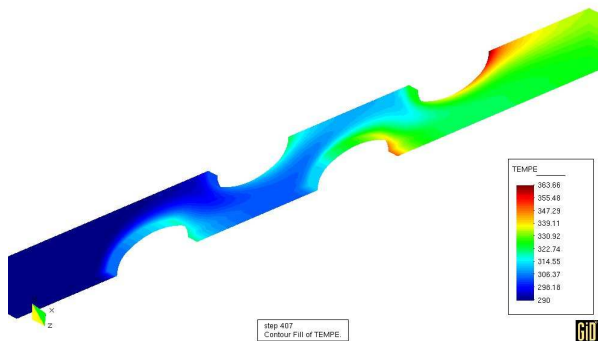


Figura 11: Distribución de temperatura para  $Re = 45567$

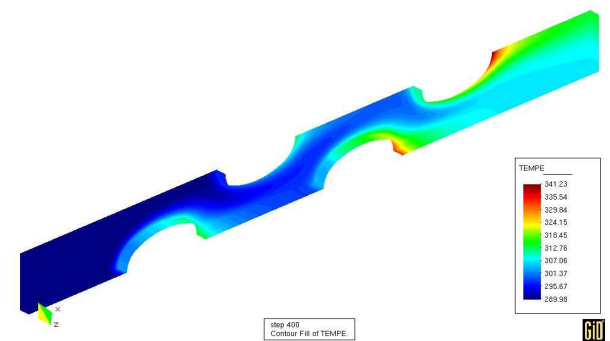


Figura 12: Distribución de temperatura para  $Re = 91134$

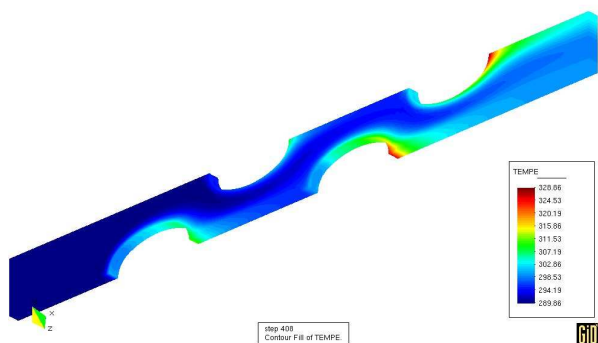


Figura 13: Distribución de temperatura para  $Re = 182268$

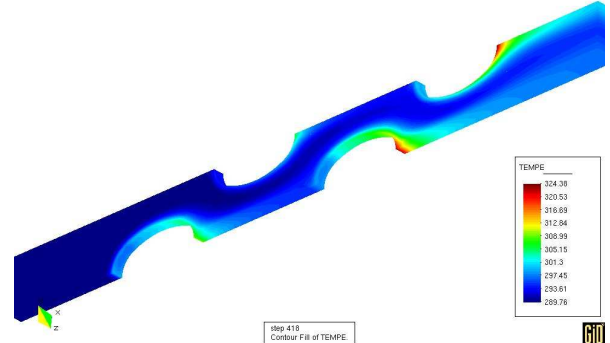


Figura 14: Distribución de temperatura para  $Re = 273402$

$Re$	$Nu$	$h$ ( $W/m^2 K$ )	$\Delta T$ (K)	$q'$ (W/m)
13670	76,01	7,81	162,87	17453
22783	101,69	11,29	111,8	17318
45567	145	16,1	72,47	16008
91134	222,5	24,69	50,62	17148
182268	330	37,03	38,64	19632
273402	415,6	46,12	34,32	21721

Tabla 5: Valores encontrados para la disposición elíptica.

En ningún caso se muestra el perfil de velocidad que adquiere el fluido que ingresa, pero se calculó los valores de esta variable y a partir de ellos se determina la velocidad máxima para el cálculo del número de Reynolds. Las distintas velocidades acompañan la distribución de energía mostrado en las diferentes figuras.

## CONCLUSIONES

Una primera conclusión del trabajo presentado y en función de las dos geometrías ensayadas, es que la forma elíptica de los tubos del intercambiador favorecen el intercambio. En este sentido esta geometría hace que un prototipo real sea más eficiente, por lo tanto mejoraría la eficiencia global de un sistema solar.

Con el aumento del número de Reynolds la diferencia de temperatura entre los tubos y el fluido disminuye para las dos geometrías, pero es más pronunciada esta disminución en el caso de la geometría elíptica que en la circular. Esto justifica el aumento de la potencia transferida por unidad de longitud.

A partir de las consideraciones de simetría se pudo obtener valores en el eje transversal (eje z) de las variables involucradas en el fenómeno. En las diferentes figuras donde se muestra, por ejemplo, la temperatura se aprecia que esta no varía sustancialmente en el eje z. Esto confirma las consideraciones de simetría para el fenómeno. Por lo tanto se cuenta con una herramienta de diseño importante, que permite obtener los primeros valores de transferencia de energía para un intercambiador de calor.

Para trabajos posteriores se pretende estudiar los coeficientes de fricción presentes en el banco de tubos.

## REFERENCIAS

Amala Justus Selvam M, Chenthil Kumar, T. Nibin, S. Muthuraman (2007) - Simulation of heat Transfer analysis in plate Heat exchanger with different chevront angles – Journal of Engineering and Applied Sciences pp 760 - 767

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

J. Y. Jang, J. T. Lai (1997) – Numerical and experimental analysis of heat transfer and fluid flow in 3D circular finned – tube heat exchangers – Intenational conference on CFD in Mineral & Metal Processing and Power Generation pp 189 - 196

Molina V., Salvo N, Gonzalez C, Barcena H (2008) - Simulación del flujo dentro de un intercambiador de calor - Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente ISSN 0329-5184 Vol. 12, 8.55 – 8.61

Molina V., Salvo N. (2003) Simulacion en 2D del efecto de viento sobre una vivienda utilizando diferentes modelos de viscosidad - Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente ISSN 0329-5184 Vol. 7 Nro 2, 8.127 – 8.132

Yuh-Wei Chiu, Yi-Xiong Lin, Jiin-Yuh Jang (2007) - Numerical and Experimental Analysis of Elliptic Finned-Tube Heat Exchangers under misted conditions- Proceedings of Clima

## ABSTRACT:

This paper reviews the main features of an energy flow geometries that can be implemented in a heat exchanger. The basic design is prepared in the form of staggered tube bank with respect to the main direction of incident flow (Incropera and De Witt, 1999). Geometries are considered for the section of each tube, circular and elliptical. In each case, the separation between the centers of the tubes is the same in both longitudinal and transverse with respect to the main direction of flow. The contact surfaces between the exchanger and the fluid is the same for each geometry.

The simulation was conducted using the Finite Element Method in three-dimensional shape. Are shown values of the main dimensionless numbers involved in the transfer of energy for geometries.

**Keyword:** exchangers, numerical simulation, convective coefficient.