

LA DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL, SU APLICACIÓN AL ESTUDIO DE LAS CARACTERÍSTICAS DE UN INTERCAMBIADOR DE TUBOS TÉRMICOS

Ing. David Fernández Rivas, Dra. Ing. Margarita Piedra Díaz

Departamento de Ingeniería Nuclear.
Instituto Superior de Tecnologías y Ciencias Aplicadas. (InSTEC), CUBA
rivas@info.isctn.edu.cu
mpiedra@fctn.isctn.edu.cu

RESUMEN

Para el estudio y el diseño de un intercambiador de calor del tipo Termosifón se emplea por primera vez en Cuba una novedosa técnica de modelación numérica, la Dinámica de Fluidos Computacional, uso que pudiera ahorrar al país numerosos recursos. Este trabajo continua, con nuevos aportes, una larga investigación que ha tenido como objetivo central, la instalación de tubos térmicos termosifón (ITTT). La simulación computacional, es una poderosa herramienta que se emplea para conocer parámetros de interés en la operación de dicha instalación. Se trabaja con programas de Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) para acortar el tiempo de experimentación y ahorrar recursos materiales y humanos durante el estudio de diferentes variantes de arreglos geométricos de los tubos térmicos. Se logran conocer las particularidades que los diferentes arreglos de tubos introducen al proceso de intercambio de calor. Este resultado brinda una importante contribución para la futura construcción de un termosifón a escala industrial. Esta investigación ha suscitado mucho interés por lo que pudiera significar para la eficiencia de la caldera las nuevas condiciones impuestas por la quema de combustible cubano.

Palabras Claves: Dinámica de Fluidos Computacional, Tubos térmicos, termosifón.

Abstract

The Computational Fluids Dynamic it is used for studying a thermosyphon heat exchanger like a novel technique of numeric modeling, for the first time in Cuba. This technique could save a lot of resources. This work is the continuation of a long research in the heat pipes technology. Working with Computational Fluids Dynamic (DFC) programs, consumes less time in the experimentation and allows saving material and human resources for these studies. It is possible to know many particularities of different geometries of tubes arrangements. This investigation will guarantee a future thermosyphon construction for industrial purposes. Also, this project has aroused great interest because it tributes to a better boiler efficiency and system's reliability under the new conditions imposed by burning Cuban fuel.

Key words: The Computational Fluids Dynamic, Heat Pipe, Thermosyphon.

Introducción

En Cuba casi toda la energía eléctrica se genera con la quema de crudo nacional. Por ello el aumento de compuestos sulfurados y otras impurezas, así como las propiedades de este nuevo combustible, obliga a operar los equipos bajo condiciones diferentes a las de diseño. Concebir nuevos equipos es una actividad compleja y costosa, así como realizar modificaciones a los existentes para que funcionen bajo nuevas condiciones y más allá de la vida útil proyectada. Todo esto requiere de trabajos de experimentación, que precisan de incontables recursos, tiempo y personal. La introducción de un equipo como el termosifón en la industria nacional tendría un impacto sustancial en el aumento de la eficiencia de las plantas que empleen en su funcionamiento flujos de aire caliente para la combustión: termoeléctricas, centrales azucareros,

plantas químicas y de alimentos, entre otras. La eficiencia térmica de tales plantas se incrementaría al aprovechar el calor que se desperdicia y se vierte al foco frío, lo que contribuiría además a mejorar el funcionamiento de los equipos.

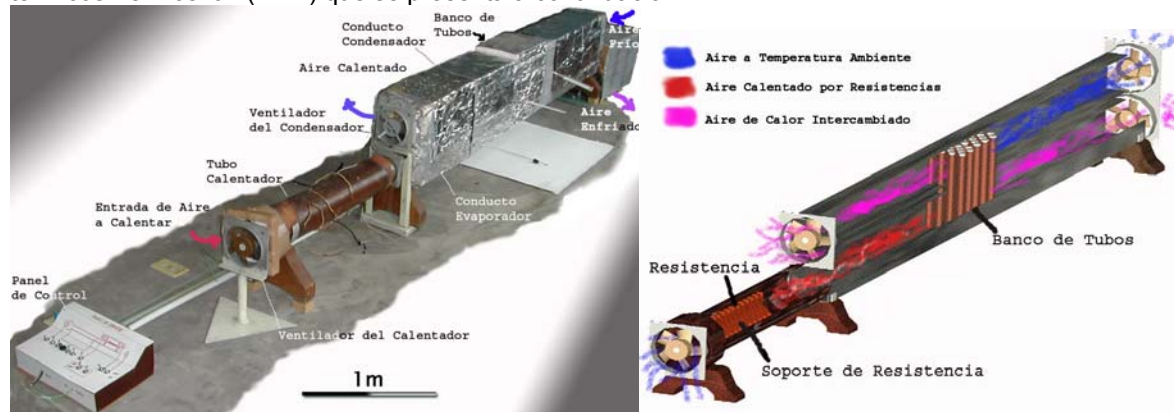
En trabajos anteriores se ha estudiado el aumento de la eficiencia en el quemado de crudo nacional en la Central Termoeléctrica (CTE) «Máximo Gómez», como consecuencia de la introducción de un calentador de aire por tubos térmicos. Un cálculo aproximado plantea que al reducir la temperatura de los gases de escape en 50 °C, la eficiencia aumenta 2%, valor nada despreciable. Este aumento de la eficiencia se traduce en un ahorro de combustible estimado en 17,3 toneladas diarias (Sánchez, Y, et al, 2002).

Para introducir finalmente un equipo como este al esquema tecnológico de dicha CTE se requiere de extensos estudios de experimentación, lo cual como ya fue planteado, dificulta alcanzar el objetivo propuesto. Esta dificultad pudiera resolverse con el empleo de la modelación numérica. La modelación numérica en problemas de transferencia térmica ya es habitual y permite conocer información sobre los aparatos, incluso antes de construirlos, lo que ahorra tiempo y materiales.

Materiales y métodos

Instalación experimental

Por la parte experimental se cuenta con la instalación de laboratorio, Intercambiador de calor de Tubos térmicos Termosifón (ITTT) que se presenta a continuación:



La geometría del ITTT es bien detallada en (Ferrer, et al 2003) y (Fernández, et al, 2004), (obsérvese la figura1). El ITTT está compuesto por 14 tubos de 16 mm de diámetro exterior y 15 tubos de 19 mm de diámetro exterior, de 210 mm de altura colocados en un arreglo al tresbolillo. Para el intercambio térmico se aprovecha el calor latente de evaporación del agua contenida dentro de los tubos, la que ha aprovechado el calor de un flujo de aire caliente que circula por el canal inferior de la instalación.

En la figura No. 2 a) se muestra un diagrama del ciclo que ocurre en el interior de un tubo térmico. En la figura No. 2 b) se presenta el esquema con la configuración del banco de tubos del ITTT. Para esta instalación se efectuaron una serie de ensayos que permitieron valorar las relaciones que guardan algunos parámetros de interés en función del diámetro de los tubos: velocidad de aumento de la temperatura hasta la estabilización del sistema, distribución de la temperatura del aire caliente a su paso por el banco de tubos, entre otros. Pero el número de ensayos que se requiere justifica la aplicación de métodos más novedosos de trabajo, por lo que se introduce la modelación numérica.



Fig.2 a) Ciclo termodinámico en tubo, b) Vista superior de arreglos de tubos, c) Tubos de 16 mm y 19 mm

Trabajo de modelación

El dominio a modelar se presenta en la figura No. 3:

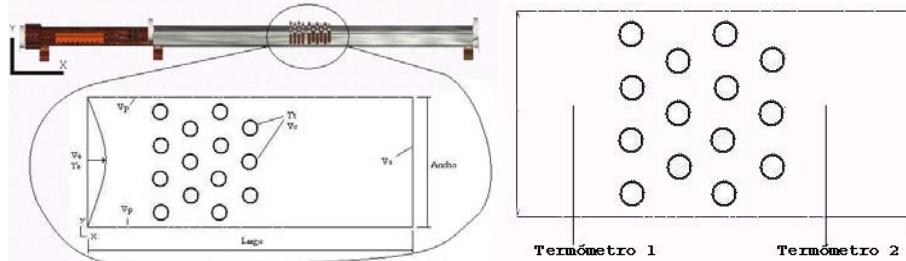


Fig. 3 a) Dominio del problema computacional, b) Puntos de interés

Por las condiciones axilsimétricas del conducto se decidió realizar el estudio del comportamiento del aire sobre el eje axial del evaporador en la zona que contiene los tubos: 25cm de largo y 10cm de ancho. Para las dos configuraciones de haces de tubo, se construyó un modelo con las condiciones de frontera necesarias para la solución estacionaria aplicando el software de DFC: FEATFLOW.

- Velocidad de entrada del fluido con perfil rectangular con valor $v = 1m/s$
- Temperatura del Fluido de perfil parabólico la entrada y valor máximo $T_e = 420K$
- Condición de Neuman a la salida del conducto
- Velocidad cero a todas las paredes y circunferencia de los tubos $v_p = 0.0m/s$
- Temperatura de las circunferencias de los tubos $T_c = 373 K$ (temperatura de ebullición del agua)

La DFC es una *tecnología sofisticada que permite no solo predecir o representar la dinámica de fluidos, sino además la transferencia térmica, los procesos de combustión, la evaporación y la interacción del fluido con estructuras móviles, entre otras (www.fluent.com)*.

En esencia los códigos de DFC resuelven la fórmula de Navier-Stokes (1) para fluidos compresibles e incompresibles o ecuación de momento, para una fuerza y viscosidad dadas,

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u - \nu \Delta u = -\nabla \tilde{p} + jT \quad (1)$$

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \cdot \nabla T - \nu \cdot \Delta T = 0 \quad (3)$$

para el intervalo de tiempo $\Omega \times (0, T]$

La ecuación de convección y difusión (3), acoplada a la ecuación (1), establece la contribución de la diferencia de temperaturas del fluido y el medio (formulación de Boussinesq).

Discretización en FEATFLOW

El código de DFC FEATFLOW, es desarrollado en la Universidad de Dortmund, Alemania y sus fuentes se encuentran libres en la Internet. Como todos los modelos de DFC, el primer paso para resolver un problema consiste en discretizar el dominio de interés en elementos con sus nodos. El sistema de ecuaciones discretizado constituye un SELA a resolver. Se muestran tres casos, dos de los cuales corresponden con las dimensiones del ITTT y uno teórico, de 12 mm de diámetro, como complemento de la investigación, ver figura No. 4:

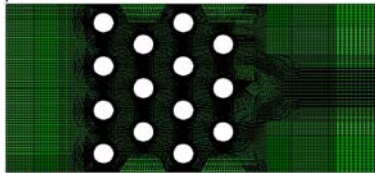


Fig. 4.1. Malla de 12 mm

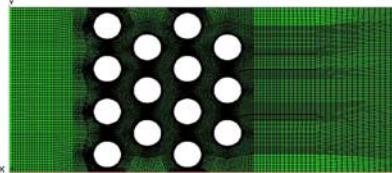


Fig. 4.2. Malla de 16 mm

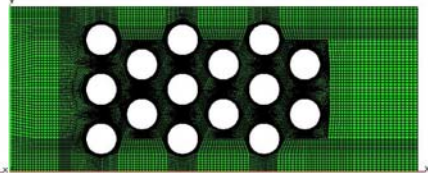


Fig. 4.3. Malla de 19 mm

El paso de las mallas construidas es menor en el entorno de los círculos a fin de obtener una mejor solución numérica del fluido al pasar.

Resultados y discusión

Valores experimentales

La velocidad del aire se obtuvo midiendo la diferencia de temperaturas entre el aire a la entrada del ventilador y al pasar la resistencia eléctrica, mediante la fórmula:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

A partir del supuesto que la potencia que disipa la resistencia sea igual al calor de Joule, se midieron la resistencia y el voltaje calculando así la potencia térmica suministrada. Para un voltaje de 227 V, una resistencia de 22 Ω medidos en la línea y una intensidad efectiva de 10 A, se determinó que la velocidad que le imprime el ventilador al aire es de aproximadamente $v = 3,38 \text{ m/s}$, valor que coincide aproximadamente con el reportado en trabajos anteriores con el ITTT (Ferrer, et al 2003) y el fabricante. La velocidad promedio a la que se desplaza el aire entre los haces de tubos arrojó el valor de $v = 6,4 \text{ m/s}$. Este valor es mayor porque el área efectiva de paso del aire se reduce aproximadamente a la mitad. De esta forma, se obtiene una distribución de velocidad a lo largo del conducto evaporador como se muestra en la figura No.5.

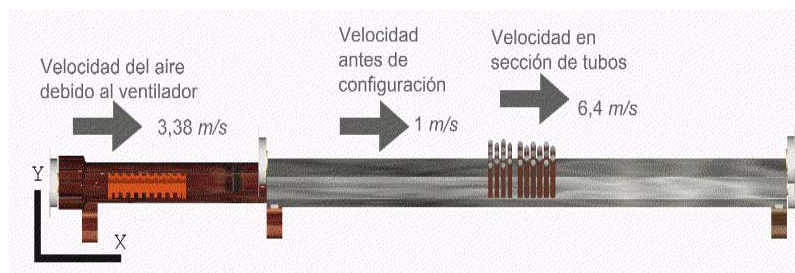


Fig. 5 Valores de velocidad a lo largo del evaporador

Para conocer la dinámica del sistema se registró la temperatura del aire en dos puntos, (Termómetro 1) y (Termómetro 2), en un rango de tiempo que abarca desde el encendido de la resistencia hasta que el aire alcanza nuevamente la temperatura ambiente cuando esta se apaga, (fig.3 b) y con esos valores se construyeron las gráficas siguientes:

Las curvas obtenidas caracterizan claramente tres etapas:

1. Encendido de la resistencia
2. Zona de estabilidad: la diferencia de temperaturas entre las dos posiciones se hace constante
3. Desconexión de la resistencia, donde la temperatura disminuye hasta el valor inicial

El valor del parámetro tiempo, aproximadamente 20 min, es un resultado importante pues indica cuándo el sistema alcanza estados estacionarios para estas condiciones de calentamiento. Transcurrido ese tiempo,

el agua ebulle dentro de los tubos y se establecen las condiciones normales de trabajo. En estas condiciones el calor absorbido por los tubos, el que es suministrado por el aire caliente, se emplea en el cambio de fase del agua, la que posteriormente en su condensación cede parte de este en el condensador, para calentar el aire ambiental. La curva final muestra como se produce el descenso de las temperaturas al desconectar la resistencia.

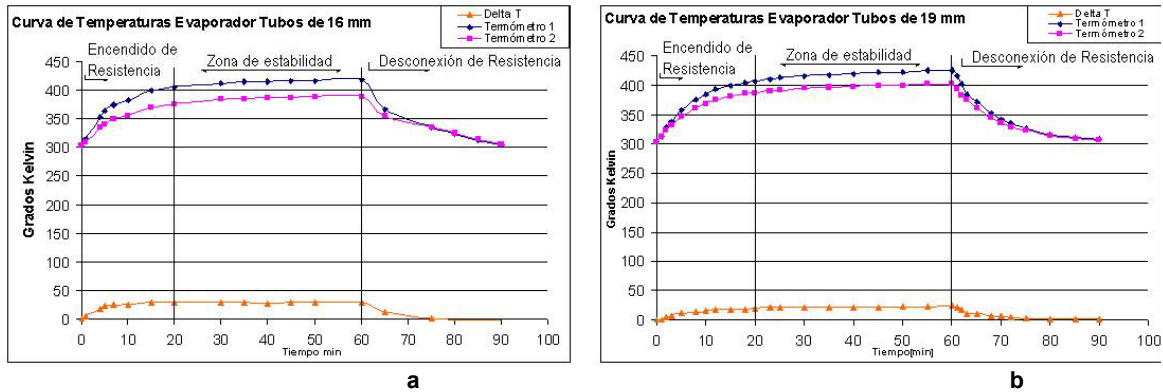


Fig. 6. Curvas de calentamiento del termosifón: a) 16 mm, b) 19 mm

En la tabla I se muestran los valores de temperatura medidos antes y después de cada banco de tubos para los diámetros de 16 mm y 19 mm.

Tabla 1. Valores medios de la temperatura para los diámetros 16 mm y 19 mm (ver Fig. 3)

Diámetro de tubos	16 mm	19 mm
Termómetro 1	419 K	418 K
Termómetro 2	404 K	398 K
ΔT	15 K	20 K

Cálculos teóricos

Para la realización de los cálculos del modelo propuesto mediante el empleo del código de DFC FEATFLOW se precisan de un grupo de variables que son obtenidas con la ayuda de un programa computacional creado al efecto, fig. 7. Estas variables responden a las siguientes fórmulas:

$$v_{\max} = \frac{S_t}{S_t - D} V \text{ [m/s]}; \quad Re = \frac{\rho \cdot v_{\max}}{\mu}; \quad Nu = C_2 C Re^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}; \quad h = Nu \frac{k}{D} \text{ [W/m}^2\text{K]}$$

$$\Delta p = N_l \chi \left(\frac{\rho \cdot v_{\max}^2}{2} \right) f, \text{ [Pa]}; \quad q' = Nh\pi \cdot D \Delta T_{ml} \quad (5)$$

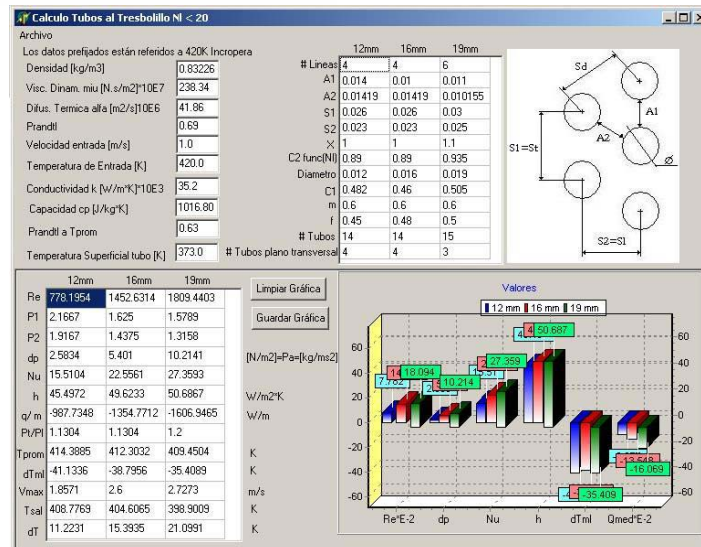


Fig. 7 Vista del programa de cálculo.

Los resultados de la modelación teórica se muestran en la tabla 2:

Tabla 2 Resultados teóricos

ϕ	12 mm	16 mm	19 mm	Unidades
V_{\max}	1,86	2,60	2,73	m/s
Re	778	1 453	1 809	*
Nu	15,51	22,56	27,36	*
ΔT_{ml}	41,13	38,8	35,4	K
T_{sal}	408,78	404,61	398,90	K
ΔT	11,22	15,39	21,10	K
Δp	2,58	5,40	10,21	kg/m/s ²
H	45,50	49,62	50,69	W/m ²
h_{total}	0,1715	0,2490	0,3026	W
q'	987,73	1354,77	1606,95	W/m
q_{total}	98,77	135,48	160,70	W

Estos valores permiten deducir que la configuración de 12 mm, comparado con la de 16 mm, tiene menor transferencia de calor pero menor caída de presión. Esto se explica por la disminución de la sección eficaz por la que circula el aire al aumentar el diámetro de los tubos, que provoca además, una constricción de las líneas de corriente obligando al fluido a pasar por zonas más estrechas (paso entre tubos) y así aumenta la velocidad máxima entre tubos, el Re, el coeficiente de transferencia y el calor intercambiado.

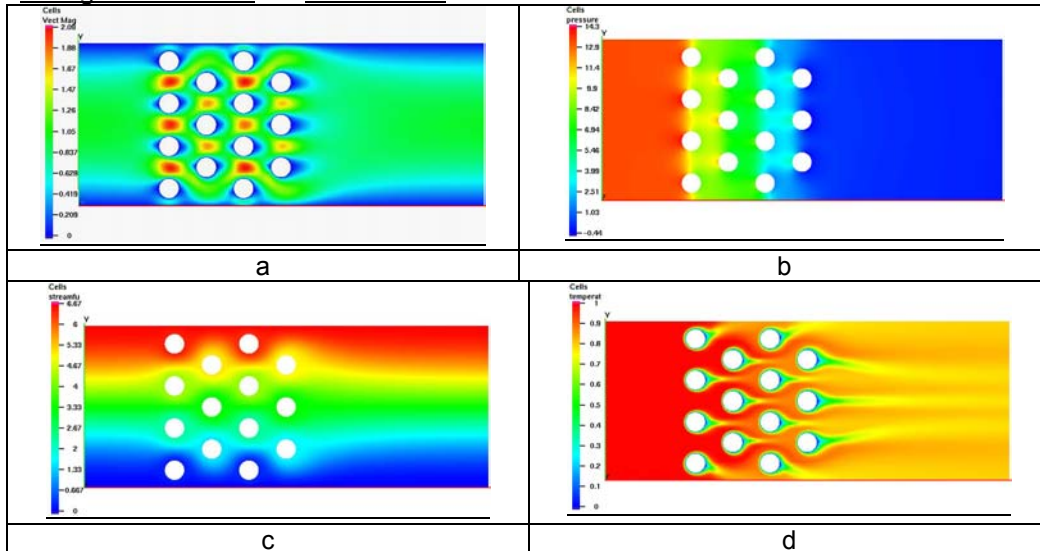
Para la configuración de 19 mm todos los valores son mayores, con excepción de los valores ΔT_{ml} y T_{sal} , ya que el paso entre tubos es mayor al de las configuraciones de 12 mm y 16 mm y la superficie de intercambio es mayor.

Cálculos de DFC

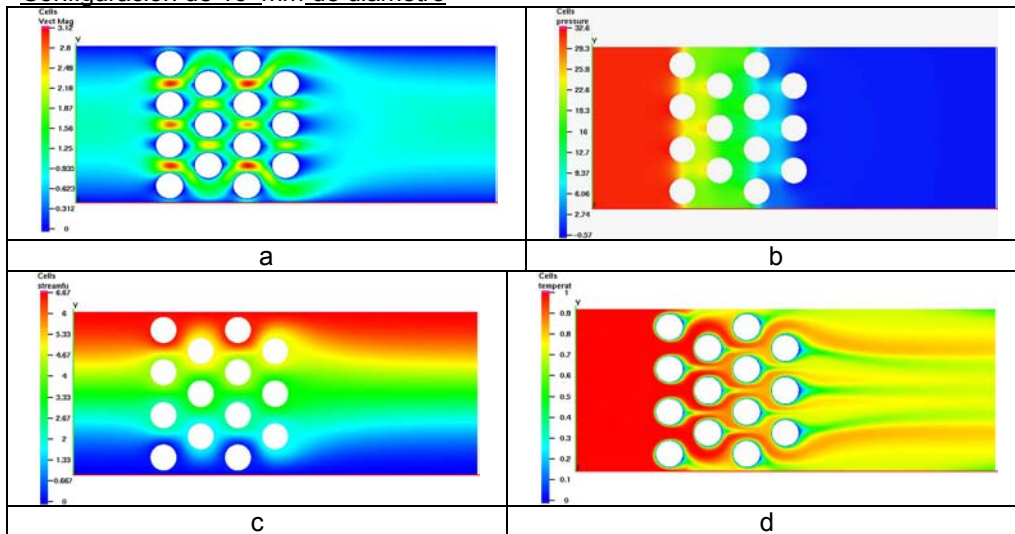
Resultados en FEATFLOW

En aras de un mejor desempeño matemático, para las condiciones de temperatura en el FEATFLOW se asumió el valor 1 a la entrada, donde se encuentra la mayor temperatura y 0,5 a la temperatura en los círculos que representan los tubos. La fig. 8 muestra los perfiles de velocidad, temperatura, presión para las configuraciones modeladas, partiendo del criterio de discretización planteado inicialmente.

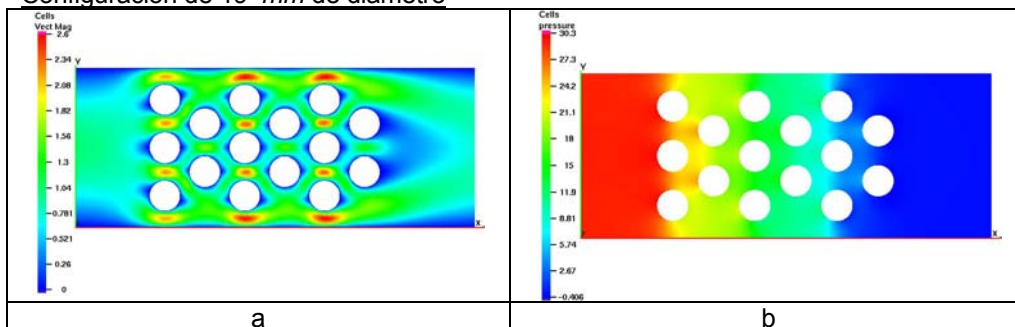
Configuración de 12 mm de diámetro



Configuración de 16 mm de diámetro



Configuración de 19 mm de diámetro



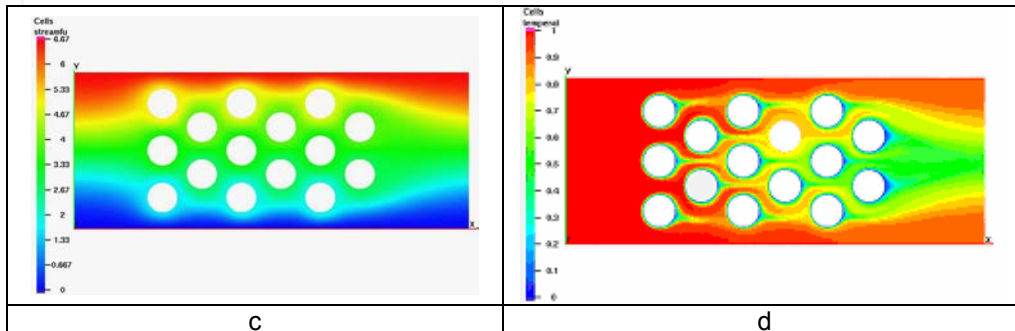


Fig. 8. a) Campo de velocidad, b) Campo de presión, c) Líneas de fluido, d) Distribución de temperaturas.

Se señalan algunos aspectos relevantes acerca de estos resultados:

- Para la solución del campo de velocidad, se verifica el incremento de la velocidad del aire al pasar entre los tubos debido a la reducción de la sección transversal para las tres configuraciones.
- La caída de presión del aire es gradual al atravesar cada hilera de tubos, al igual que sucede en un proceso real donde el fluido bordea obstáculos en su paso. Además, las zonas de mayor presión son los lugares donde el fluido encuentra mayor resistencia a su paso.
- Las líneas de corriente, tal y como se predijo a partir de los valores teóricos, se estrechan al pasar entre los tubos, lo que provoca un aumento de la velocidad del aire.
- La variación de la temperatura en la medida en que el fluido atraviesa el banco de tubos ilustra perfectamente la influencia específica de cada configuración sobre el flujo. Es evidente que el diámetro y la disposición de los tubos son factores de peso en el efecto de la disminución de la temperatura del fluido.

Comparación de resultados, teóricos, experimentales y de la Dinámica de Fluidos Computacional

En la siguiente tabla se muestra la comparación entre los resultados teóricos, experimentales, y de la DFC para los parámetros de velocidad máxima, temperatura a la salida del banco de tubos y caída de presión (Tab. 5).

Tabla 5. Comparación de los resultados				
Configuración		12 mm		
Procedencia	Teórica	DFC FEATFLOW	Experimental	
V _{máx} [m/s]	1,86	1,90	-	
Δp [Pa]	2,58	13,06	-	
T _{sal} [K]	409	410	-	
Configuración		16 mm		
Procedencia	Teórica	DFC FEATFLOW	Experimental	
V _{máx} [m/s]	2,60	2,80	-	
Δp [Pa]	5,40	25,0	-	
T _{sal} [K]	405	407	404	
Configuración		19 mm		
Procedencia	Teórica	DFC FEATFLOW	Experimental	
V _{máx} [m/s]	2,73	2.6	-	
Δp [Pa]	10,21	30.00	-	
T _{sal} [K]	399	402	398	

Se aprecia que los valores para los parámetros comparados se encuentran en el mismo orden de magnitud y, en algunos casos, son casi iguales. Se eligieron los tres parámetros comparados por las razones siguientes:

- Como se discutió antes, el arreglo de 12 mm, tiene menor transferencia de calor pero a su vez, el incremento en la caída de presión que ocurre en el de 16 mm es un aspecto a considerar en dependencia del costo que implica impulsar el flujo de aire.
- Si el objetivo principal fuera disminuir la T_{sal} del aire, entonces el de 19 mm supera con creces las otras dos configuraciones, pero el gasto de bombeo es casi el doble del de 16 mm.
- La velocidad máxima entre los tubos es otro parámetro que se debe tener en cuenta a la hora de construir un ITTT con fines industriales. Es conocido que la velocidad de los gases de escape influye en el proceso de corrosión dinámica de los materiales que encuentra a su paso. Por esto, conocer los lugares y configuraciones de mayor velocidad entre tubos ayuda a establecer las zonas seguras de operación del ITTT y las necesidades de mantenimiento.

A continuación se muestran las gráficas con los resultados que han sido presentados en la tabla 5. Como se puede apreciar de la fig. 9, la tendencia en la variación de los parámetros estudiados es la misma, solo cierta diferencia en la configuración de 19 mm debido a la inexactitud que se introduce producto a que fueron asumidas para esta las mismas condiciones que para el cálculo de las configuraciones en los arreglos de 12 y 16 mm, los que presentan diferentes distribuciones en los bancos de tubos. En el caso de la variación de la temperatura no ocurre así ya que el código emplea un sistema de ecuaciones que se rige por el balance energético del sistema, el cual viene expresado por la ecuación de transporte, ecuación 3.

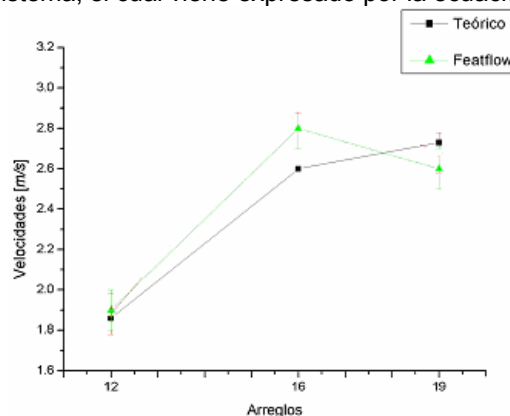


Fig. 9 Gráfica con los valores calculados de velocidad máxima entre tubos.

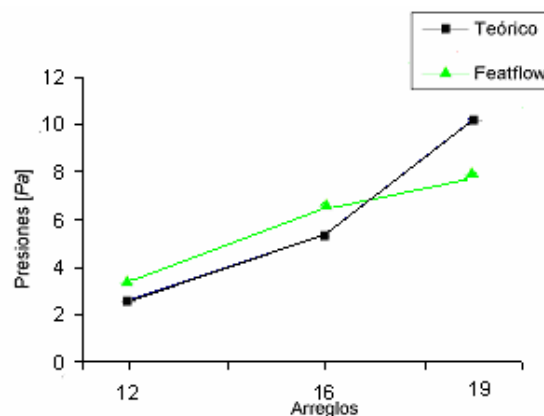


Fig. 10 Gráfica con los valores calculados de caída de presión.

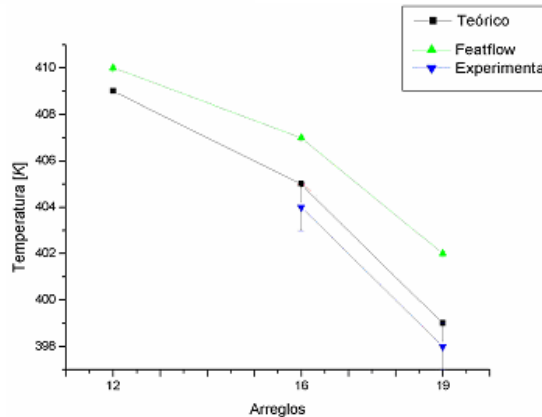


Fig. 11 Gráfica con los valores calculados de temperatura de salida del aire.

Conclusiones

- El patrón de fluido de aire del ITTT reproducido mediante los códigos de la Dinámica de fluidos computacional (DFC) código de DFC FEATFLOW reporta con bastante exactitud el comportamiento real del flujo de aire en la instalación.
- La obtención de las curvas de operación del ITTT brinda nuevos conocimientos teóricos al mostrar bajo que condiciones se establece el tiempo de estacionariedad de la instalación.
- De los resultados obtenidos se puede deducir que la configuración de 19 *mm* reúne las mejores cualidades desde el punto de vista termofísico, por lo que análisis con modelos semejantes pueden ser llevados a cabo en una aplicación industrial.

Bibliografía

1. Faghri, Amir, Heat Pipe Science and Technology. Taylor & Francis, 1995
2. Ferrer G., Crespo B, Margarita Piedra, "Diseño, construcción y estudio de un Intercambiador de calor con Tubos Térmicos", InSTEC, 2003
3. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., "Fundamentos de Transferencia de Calor", Cuarta Edición Prentice Hall, México, 1999
4. Ki-Woo, Lee, et. al., Recent Heat Pipe R&D Status in Korea, 2001 KIER-Kyushu Univ. Joint Conference, Korea Institute of Energy Research, 2001
5. Turek, S; Becker, Chr. "FEATFLOW, Finite Element Solver for the Incompressible Navier-Stokes equations, User Manual Release 1.1". University of Heidelberg, Institute for Applied Mathematics, Germany, 5-6, 1998
6. <http://www.fluent.com/>
7. Fernández, David. "Apuntes y Resultados de Trabajos empleando FEATFLOW". Dortmund, Alemania, julio-agosto, 2003
8. Fernández, David, Dra. Margarita Piedra, "Experimentos y Modelación de un Intercambiador de calor de Tubos Térmicos Termosifón usando la Dinámica de Fluidos Computacional", InSTEC, 2004
9. Sánchez, Yoandi y M Piedra. Modelación termica del horno y los conductos de gases de un generador de vapor, ISCTN, 2002.
10. E. Vólkov. A. Ferrás. M. Piedra. R. Vizcón. Investigación de los tubos térmicos como elemento de los calentadores de aire de los generadores de vapor. ISPJAE. Facultad de Energética. Diciembre de 1979.
11. M. Piedra. Investigación sobre los tubos térmicos o calóricos. Dpto. Nuclear. Diciembre de 1980.
12. Journal of the Institute of Energy. Practical experience with the application of a magnesium oxide suspension to a 250 Mw oil-fired boiler. J.C. O'Brien. 1982.
13. G.P. Peterson. An introduction to heat pipes: modeling, testing and applications.. Editorial John Wiley, 1994.