

Efecto del corrugado de las aletas helicoidales sobre el flujo de calor

Corrugated helical fins effect on heat flow

López, Emilio

Departamento de Física, Universidad Pedagógica Experimental Libertador
Instituto Pedagógico "Rafael Alberto Escobar Lara", Maracay.
claudiano@cantv.net

Recibido: 13-12-2005

Revisado: 14-10-2006

Resumen

Existen diferentes tipos de intercambiadores de calor entre los que destacan los compactos o de flujo cruzado, fabricados con diferentes tipos de aletas o superficies extendidas. En este trabajo se usaron aletas helicoidales a las cuales se le modificó su superficie mediante corrugado. Esta modificación se realiza con el fin de incrementar el coeficiente de transferencia de calor por convección h . El presente trabajo muestra los resultados experimentales obtenidos en ensayos realizados con varios intercambiadores de calor de flujo cruzado que fueron sometidos a pruebas considerando un corrugado COR2 y el número de aletas por pulgada. Los resultados experimentales obtenidos muestran que el corrugado sobre la superficie de las aletas aumenta notablemente la magnitud del coeficiente de transferencia de calor por convección y la caída de presión, comparados con los valores que se obtienen para aletas anulares lisas referidos en la bibliografía, trabajando bajo las mismas condiciones de operación. Las correlaciones matemáticas presentadas permiten diseñar y fabricar intercambiadores de calor de menores dimensiones y costo que los diseñados con aletas anulares lisas.

Palabras clave: Flujo de calor, aletas helicoidales, intercambiadores de calor.

Abstract

There are different heat exchangers types including the well known compact or cross-flow type manufactured with different fins types or extended surfaces. In this work, helical fins whose surface was modified with corrugations were used. Modification purpose is to increase convective heat transfer coefficient h . This work shows the data obtained as a result of tests carried out with several cross-flow heat exchangers which were tested using a COR2 corrugated and a specific number of fins per inch. Results obtained show that the convective heat transfer coefficient and the pressure drop produced by the corrugated shape used on fin surfaces increases considerably compared with flat fins O-ring type values mentioned in different references, working under same conditions. Mathematical relationships presented permit to design and construct small dimensions and low costs heat exchangers than those designed with O-ring flat fins.

Key words: Heat flow, helical fins, heat exchangers .

1 Introducción

Muchos casos en la industria tienen que ver con el calentamiento o enfriamiento de un fluido utilizado en un proceso determinado, sin que estos se pongan en contacto directo. Estos fluidos suelen clasificarse como calefactor (fluidos de calentamiento) y refrigerante (fluido de enfriamiento). Para permitir la transferencia de calor entre dos

fluidos se utilizan equipos denominados intercambiadores de calor. En la industria existen una gran variedad de estos equipos, siendo los más comunes los de carcasa y tubos y los de flujo cruzado compactos. En los compactos se encuentran una gran variedad de equipos fabricados con diferentes tecnologías extranjeras. Una solución a los problemas de deterioro de estos equipos en la industria es el rediseño de los mismos con tecnología nacional.

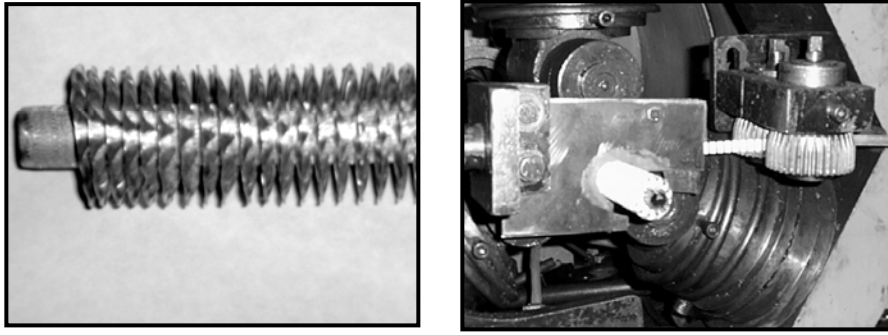


Fig. 1. Aletas helicoidales corrugado extendido y proceso de fabricación.

Pocas empresas en Venezuela fabrican tubos circulares con aletas helicoidales corrugadas y sus diseños están basados en metodologías para aletas anulares lisas. En la Fig. 1 se muestra el proceso de fabricación de las aletas helicoidales corrugadas. Todas estas fábricas tienen como experiencia particular que el corrugado incrementa la transferencia de calor y la caída de presión del lado de las aletas, pero no se tiene cuantificado la magnitud de esos valores. Esto trae como consecuencia que los equipos son sobre diseñados al utilizar las metodologías de diseño para aletas lisas.

La fabricación de tubos circulares con aletas anulares lisas es un proceso lento y engorroso.

Los tubos aleteados helicoidales surgen de la necesidad de agilizar el proceso de fabricación, tratando de minimizar el efecto del corrugado sobre la aleta y parecerse lo más posible a una aleta anular lisa.

Desde hace varios años algunos autores han estudiado el incremento en la transferencia de calor para diferentes superficies aleteadas, incluidas las anulares, modificando para ello la superficie de la aleta (Mills, 1995; Nir, 1991 y Pacheco et al., 2001).

Se planteó como objetivo primordial determinar cual es el efecto del corrugado en las aletas helicoidales sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección. Como objetivos secundarios, se plantearon: a) Establecer la caída de presión generada. b) Desarrollar un modelo matemático que represente el fenómeno. c) Comparar con las metodologías existentes para aletas anulares lisas.

Para lograr lo antes mencionado se diseñaron siguiendo el procedimiento referido por Kern (1999) e Incropera y DeWitt (1996) y fabricaron intercambiadores de calor con aletas de corrugado COR2 y se modificó el número de aletas por pulgadas, conservando fijas la altura de la aleta, el espesor, los materiales de fabricación así como el diámetro exterior del tubo y la fuerza de unión de las aletas con el tubo. En la Fig. 1 se puede observar el proceso de fabricación de las aletas corrugadas. Los equipos tienen dimensiones tales que permiten obtener variaciones de temperaturas significativas para ser evaluadas. El corrugado de la aleta, está dado por un juego de engranajes, mientras que la cantidad de aletas se corresponde con el paso entre ellas. Los

equipos fueron puestos en un banco de prueba en el cual se sometieron a experimentación, el cual fue específicamente diseñado y fabricado para las condiciones requeridas en este proyecto y verificado su funcionamiento y capacidad de medición con un intercambiador de calor de tubos circulares sin aletas, siguiendo el diseño y fabricación referido por McAdams (1954), Taborek (1985) y Michael y Alex (1999). Los equipos fabricados fueron sometidos a pruebas en las que se midieron la temperatura, presión y caudales requeridos para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor del lado de las aletas. Los resultados concretos del estudio comprobaron que el corrugado tiene influencia directa en el coeficiente de transferencia de calor así como en la caída de presión (López, 2003).

2 Objetivos:

2.1 Objetivo general.

Determinar el efecto del corrugado sobre el coeficiente de transferencia de calor por convección en las aletas helicoidales, con corrugados COR2.

2.2 Objetivos específicos.

- Establecer la caída de presión generada.
- Desarrollar un modelo matemático que represente el fenómeno.
- Comparar los valores obtenidos experimentalmente con los existentes para aletas anulares lisas.

3 Marco experimental.

Para lograr los objetivos planteados se diseñaron y fabricaron intercambiadores de calor de área frontal 400 x 400 mm. y de tres hileras en arreglo triangular variando el número de aletas por unidad de longitud. Se conservando fijas la altura, espesor, el tipo de corrugado COR2, material de fabricación de la aleta así como el diámetro exterior del tubo y la fuerza de unión de las aletas con el tubo. Los Intercambiadores de Calor (Fig.3), tienen dimensiones tales

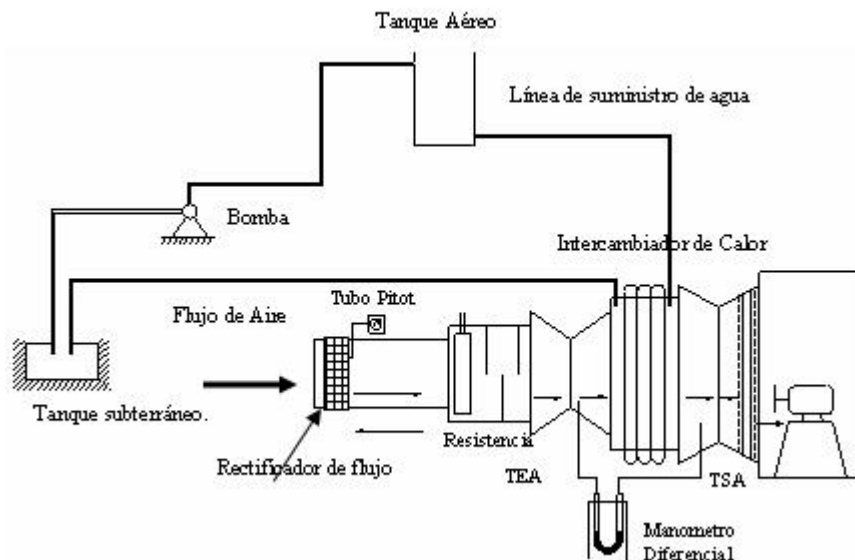


Fig. 2. Esquema del banco de prueba.

que permiten obtener diferencias de temperatura significativas entre la entrada y la salida de los fluidos y ser evaluados en condiciones de trabajo. El corrugado COR2, viene definido por el tipo de engranaje utilizado para la fabricación de las mismas. COR quiere decir corrugado y 2 es el número que refiere al paso del engranaje con el cual se conformo el corrugado. En la tabla 1 se puede observar el paso del engranaje. La cantidad de Aletas se corresponde con el paso entre las mismas. Estos equipos fueron fabricados con los siguientes materiales:

Material de la aleta: Aluminio 1100 O; dimensiones: altura 10 mm y espesor 0,41 mm.

Material del tubo: Aluminio de diámetro 5/8 pulg. BWG 18.

Los intercambiadores de calor fueron colocados en un banco de prueba para su experimentación. En la Fig. 2 se presenta un esquema del banco de prueba. Este banco fue específicamente diseñado y fabricado para las condiciones requeridas en este proyecto y verificado su funcionamiento y capacidad de medición. Los equipos fabricados fueron sometidos a pruebas en las cuales se midieron la temperatura, presión y caudales requeridos para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor del lado de las aletas.

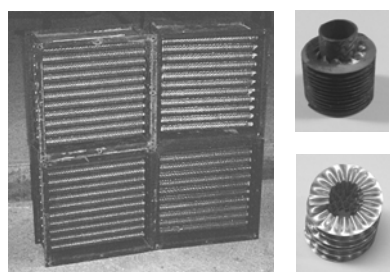


Fig. 3. Aletas helicoidales corrugado minimizado, corrugado extendido y equipos.

En la Fig. 3 se puede observar la aleta helicoidal con el corrugado minimizado y extendido y además los equipos fabricados para la experimentación. Las gráficas son realizadas siguiendo los procedimientos de Hartnett (1988), Kays y London (1964) y Legkiy y Tupitsyn (1978).

El paso entre aletas se define en función de la distancia que hay entre el inicio de una y el final de la siguiente (Tabla 1).

Tabla 1. Paso de los engranajes.

Tipo	Paso (mm)
COR2	7,422

Este paso a su vez define el número de aletas por pulg. Para simplificar la nomenclatura, en lugar de trabajar con la cantidad de aletas por pulgada, se opta por incorporar lo que se denomina número de referencia, el cual corresponde a un número de aletas/pulg. Tabla 2. Se fabricaron cuatro equipos de la series COR2.

Tabla 2. Paso y número de aletas.

Paso (mm)	Número de aletas/pulg.	Número de referencia
5,5	4,62	5
4	6,4	7
3	8,41	9
2,47	10,24	11

El intercambiador de calor fabricado con el engranaje COR2, con un paso entre aletas de 3 mm. (8,41 aletas/pulg.) se denomina COR 29.

La instrumentación diseñada para el banco esta conformada de la siguiente manera: Para la medición de las

temperaturas se utilizó un sistema de adquisición de datos con capacidad de censar 16 puntos diferentes de temperatura con un rango de 20 a 150 °C. Para medir el caudal de aire (fluido calefactor) y agua (fluido refrigerante) se utilizó un tubo Pitot y un de presión total, respectivamente, con su correspondiente curva de calibración caudal vs. altura. Para la caída de presión se emplearon manómetros diferenciales.

4 Resultados experimentales COR2

A continuación se presentan los resultados experimentales. La Fig. 4 muestra que el coeficiente de convección obtenido para aletas helicoidales corrugadas COR25 es superior al calculado para aletas anulares lisas.

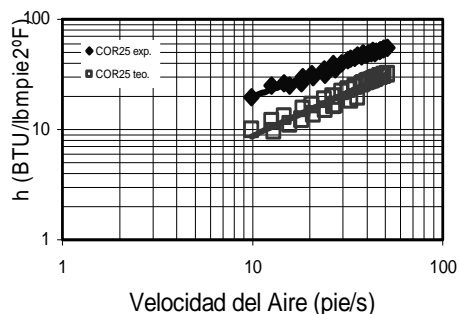


Fig. 4. Coeficiente de convección h caso COR25.

En la fig. 5 se puede observar que la caída de presión para las aletas COR25 es superior al calculado para aletas anulares lisas. Estos valores representados en estas gráficas corresponden a 4,62 aletas/pulg.

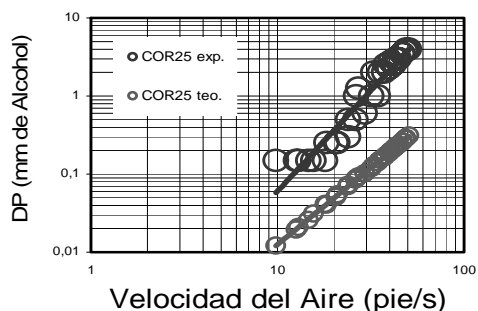


Fig. 5. Caída de presión caso COR25.

Los valores de coeficiente convectivo y caída de presión para el caso COR27 (6,4 aletas/pulg.) se muestran en las Figs. 6 y 7, donde se puede observar que ambos valores son superiores para el caso de aletas corrugadas comparados con el de aletas anulares lisas para el mismo arreglo.

En la gráfica de la Fig. 8 se muestra los resultados experimentales y teóricos obtenidos para el caso COR29 (8,41 aletas/pulg.). El coeficiente de convección para aletas corrugadas resulta ser superior a los valores determinados para aletas anulares lisas utilizando los procedimientos

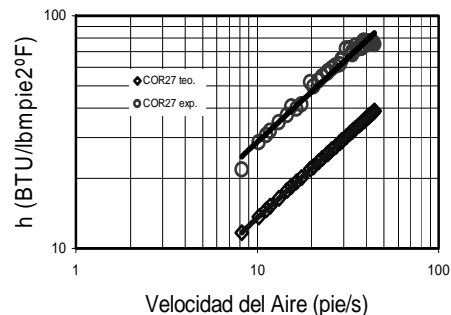


Fig. 6. Coeficiente de convección h caso COR27.

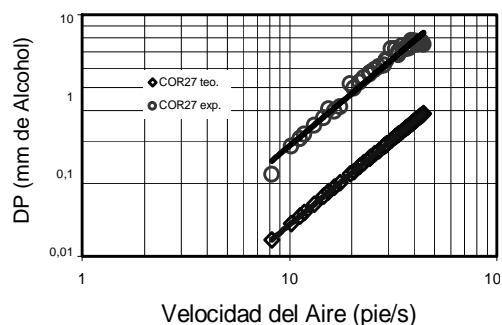


Fig. 7. Caída de presión caso COR27

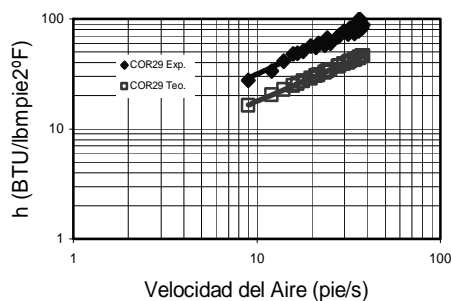


Fig. 8. Coeficiente de convección h caso COR29.

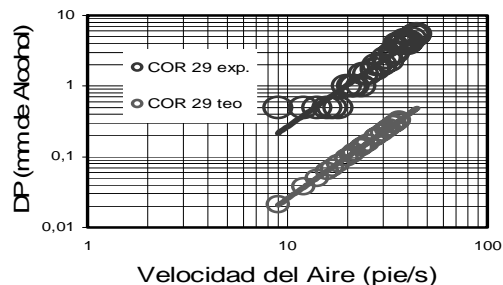


Fig. 9. Caída de presión caso COR29

En la Fig. 9 se representan los valores correspondientes de caída de presión para aletas corrugadas y aletas lisas para el caso de 8,41 aletas/pulg. En esta gráfica se pone de manifiesto que la caída de presión para las aletas helicoida-

les corrugadas es superior al calculado para aletas lisas.

Para el caso experimental COR211 se obtuvo, al igual que los anteriores, que el coeficiente de convección h y la caída de presión para aletas helicoidales es superior al determinado para aletas anulares lisas. Ver Figs. 10 y 11.

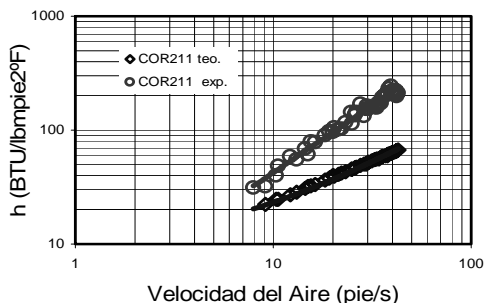


Fig. 10. Coeficiente de convección h caso COR211

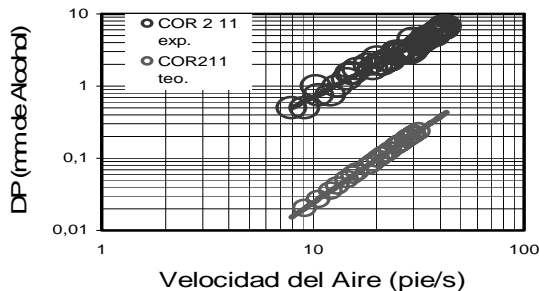


Fig. 11. Caída de presión caso COR211.

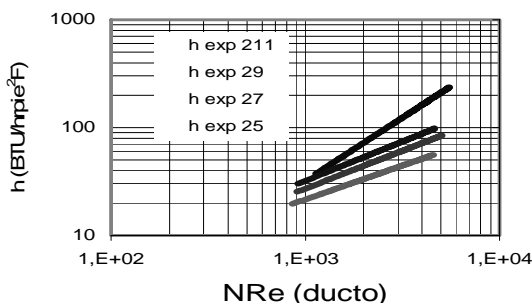


Fig. 12. Coeficiente de convección h caso COR25,7,9 y 11

En las gráficas de las Figs 12 y 13 se presenta la comparación de todos los caso para aletas corrugadas COR25,7,9 y 11.

En la Fig. 12 se puede observar que a mayor número de aletas por pulg., el valor del coeficiente de convección h aumenta. Las curvas correspondiente a COR25,7 y 9 son paralelas entre sí, mientras que para el caso COR211 la pendiente es mayor. Para valores bajos de NRe no existe diferencia entre el coeficiente h para COR29 y COR211

pero para valores NRe superiores a 2000 la diferencia entre los dos casos se noria y su incremento no es proporcional a ningún factor multiplicador.

En la gráfica de la Fig. 13 se puede observar la variación de la caída de presión para los casos COR2,5,7,9 y 11, donde para valores de NRe menores a 3000 la caída de presión es función directa del numero de aletas/pulg., mientras que para NRe mayores de 3000 la caída de presión es independiente del número de aletas/pulg.

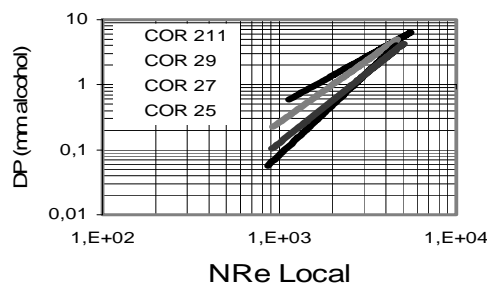


Fig. 13. Caída de presión caso COR25,7,9 y 11

5 Análisis de resultados.

Los resultados de este trabajo indican que:

- El corrugado incrementa el coeficiente de transferencia de calor h y la caída de presión del lado del aire (superficie aleteada) comparando con los valores teóricos referidos en las bibliografías para aletas anulares lisas
- La caída de presión para valores de NRe superiores a 3000 demuestra una tendencia a ser independiente del número de aletas/pulg., pero es dependiente del tipo de corrugado. Se determinó que la caída de presión es superior para aletas corrugadas comparado con los valores calculados para aletas anulares lisas.
- Para valores de NRe menores de 1.10^3 se observa una tendencia a que el coeficiente de convección experimental (h_{exp}) sea independiente del número aletas.
- El incremento del coeficiente de transferencia por convección para valores bajos de Reynolds es superior al 30%, mientras que para valores altos supera el 70% obteniéndose hasta incluso el doble del coeficiente correspondiente a aletas lisas.
- El banco utilizado para las pruebas experimentales de los distintos equipos, fue verificado ensayando un intercambiador de banco de tubos circulares sin aletas, el cual se encuentra en diferentes bibliografías de transferencia de calor. La incertidumbre del banco de prueba esta en el orden de 7,5 % para valores pequeños de coeficientes de convección h y de 3,45% para valores grandes.

6 Correlaciones matemáticas.

Existen muchas formas de expresar los fenómenos de transferencia de calor mediante ecuaciones y gráficos. Estas

vienen en función de parámetros tales como los números de Nusselt, Prandtl, Reynolds, Stanton, propiedades de los fluidos etc. La forma en que se presentan en este trabajo los modelos matemáticos es una de las más comunes en las diferentes bibliografías consultadas:

$$h = c * \frac{k}{D} * Re^n * Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$f = C_f Re^m \quad (2)$$

donde k es la conductividad térmica del aire, Re el número de Reynolds local, Pr es el número de Prandtl y D es el diámetro interno de los tubos. Las variables c , n , C_f y m son constantes de las ecuaciones 1 y 2, tabuladas en las Tablas 3 y 4.

Tabla 3. Constantes para la ecuación del coeficiente de convección COR2

	C_f	m
COR25	0.0012	0.5527
COR27	0.0516	0.1724
COR29	0.506	-0.0800
COR211	34.669	-0.4966

Tabla 4. Constantes para la ecuación del coeficiente de fricción COR2

	c	n
COR25	0.8164	0.6303
COR27	0.4433	0.7719
COR29	0.5938	0.7022
COR211	0.0277	1.1704

Tabla 5. Coeficientes de correlación R para COR2

	R Coeficiente de convección h	R Coeficiente de fricción f
COR25	0.9853	0.9589
COR27	0.9860	0.9739
COR29	0.9773	0.9649
COR211	0.9860	0.9868

Valores válidos para intervalos de Reynolds (local para h y en el ducto para C_f) comprendidos entre $100 \leq NRe \leq 10.000$

Los valores de estas constantes fueron obtenidos con un procedimiento matemático sencillo, igualando las Ecs. (1) y (2) a ecuaciones potenciales y despejando de estas las constantes.

7 Coeficientes de correlación.

Los coeficientes R obtenidos para las correlaciones matemáticas, tanto para el coeficiente de convección (h)

como para (f) el coeficiente de fricción, reflejan una buena correlación entre las variables. Estos coeficientes se muestran en la Tabla 5.

Esto demuestra que los valores obtenidos en los incrementos en los coeficientes h no son debido a la incertidumbre del banco.

8 Conclusiones.

Con el presente trabajo se pudo demostrar que al modificar la superficie de las aletas helicoidales se incremento el coeficiente de transferencia de calor h y la caída de presión, del lado del aire, comparando con los valores teóricos referidos en las bibliografías para aletas anulares lisas. La caída de presión para valores de NRe superiores a 1.10^5 puede considerarse independiente del número de aletas/pulg., pero depende del tipo de corrugado o modificación que se realice a la superficie. Se determinó que la caída de presión es superior para aletas corrugadas comparado con los valores calculados para aletas anulares lisas.

Se puede concluir que para valores de NRe menores de 1.10^3 el coeficiente de convección experimental (h_{exp}) muestra una tendencia a ser independiente del número de aletas. La Incertidumbre en el Banco tiene poco efecto sobre los valores obtenidos de coeficiente de convección h . Las correlaciones matemática presentadas en este trabajo representa en buena medida el fenómeno físico estudiado, esto se muestra en los coeficiente de correlación calculados. Estas ecuaciones están basadas en las propiedades del fluido del lado de las aletas y diámetro interno del tubo.

9 Agradecimientos

A los Prof. Miguel Reyes, Ulises Lacoa y José F. Rodríguez. USB.

A los Prof. de la Escuela de Mecánica del IUET LV.

Referencias

- Mills AF, 1995, Transferencia de calor, IRWIN, España.
- Nir A, 1991, Heat transfer and friction factor correlations for crossflow over staggered finned tube bank, Heat Transfer Engineering, Vol. 12, No 1, pp 43-58.
- Pacheco, A., Sen M, Yang KT y McClain RL, 2001, Neural network analysis of fine-tube refrigerating heat exchanger with limited experimental data, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, pp.763-770.
- Kern DQ, 1999, Procesos de transferencia de calor, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V., México, Trigésima primera reimpresión, pp.616-643.
- López E, 2003, Determinación experimental del efecto del corrugado en aletas helicoidales sobre el flujo de calor, Universidad Simón Bolívar, Caracas, Venezuela.
- Incropera FP y DeWitt DP, 1996, Fundamentos de transferencia de calor, Prentice Hall, México, Cuarta Edición.

Taborek J, 1985, Bond resistance and design temperatures for high-finned tubes- A reappraisal, The American Society of Mechanical Engineers, Proceedings of the Thermal/Mechanical Heat Exchanger Design, pp 49-58.

Yau KK, Cooper JR y Rose JW, 1986, Horizontal plain and low-finned condenser tube-effect of fin spacing and drainage strips on heat transfer and condensate relation, Transactions of ASME, Vol. 108, pp. 946-950.

Michael KJ y Alex V, 1999, Experimental investigation of heat transfer and fluid in internally finned tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, pp.1343-

1351.

McAdams WH, 1954, Heat transmission, 3^a ed., McGraw Hill Book Company, New York.

Rohsenow HG, 1988, Enhancement of single-phase heat transfer, Handbook of Heat Transfer Applications, Second Edition, pp 17.2-17.27.

Kays WM y London AL, 1964, Compact heat exchangers, McGraw-Hill Book Company.

Legkiy VM. y Tupitsyn YK, 1978, Certain features of heat transfer in finned-tube bundles in crossflow, Heat Transfer Soviet Research, Vol. 10, No 6, pp.112-117.