

# Intercambiadores de calor de tubo en espiral

---

## Spiral tube heat exchangers

**JUAN GONZALO ARDILA MARÍN**

*Ingeniero Mecánico*

*Instituto Tecnológico Metropolitano*

*juanardila1477@correo.itm.edu.co*

*Medellín, Colombia*

**DIEGO ANDRÉS HINCAPIÉ ZULUAGA**

*Ingeniero Mecánico, Magister en Física*

*Instituto Tecnológico Metropolitano*

*diegohincapie@itm.edu.co*

*Medellín, Colombia*

*Fecha de recibido: 15/03/2012*

*Fecha de aceptado: 15/12/2012*

### RESUMEN

El uso de tubos en espiral en intercambiadores de calor ha crecido, lo que ha hecho crecer el interés de la academia en el estudio de estos dispositivos, encontrándose que el mejoramiento en la tasa de transferencia obedece a la formación de flujos secundarios al interior de los tubos. Por tal razón, se han planteado una serie de correlaciones de transferencia de calor, desarrolladas numérica o experimentalmente, que permiten predecir la convección en los tubos en espiral y dimensionar los intercambiadores, y que son actualmente una herramienta fundamental de diseño. Este artículo presenta las principales correlaciones que se aplican a tal fin. Aunque se experimenta mejora térmica en los intercambiadores de calor, se evidencia dificultad en el flujo, e incremento en la caída de presión, por lo que se han desarrollado y se presentan en este artículo, una serie de correlaciones para el factor de fricción. Al final se justifica la selección de esta tecnología y se presentan las nuevas tendencias.

**PALABRAS CLAVE:** Intercambiadores de calor, tubos en espiral plana, tubos en espiral helicoidal, correlaciones de transferencia de calor, correlaciones de caída de presión.

### ABSTRACT

The use of spiral tubes in heat exchangers has grown, increasing the interest of the academy in these devices, finding that the improvement in the transfer rate is given by the formation of secondary flows within the tubes. Which have been raised a series of correlations of heat transfer, numerical or experimentally developed, that allow predicting the convection in the spiral tubes and size exchangers, becoming a critical design tool. This article presents the main correlations that apply to that purpose. Although it has been experiencing thermal improvement, is evidence a difficulty in the flux, and increase in the pressure drop, therefore have been developed, and are also presented in this article, a series of correlations for the friction factor. At the end justifies the selection of this technology and presents the new trends.

**KEYWORDS:** Heat exchangers, spiral tubes, helical coil tubes, correlations of heat transfer, pressure drop correlations.

## 1. INTRODUCCIÓN

Según Zachár [1], se ha investigado sobre diferentes métodos para mejorar la tasa de transferencia de calor en intercambiadores y sobre diferentes técnicas de mejora: éstas se han clasificado en dos categorías principales: técnicas activas que requieren alimentación externa (vibración o campos electromagnéticos) y técnicas pasivas que no necesitan alimentación externa (geometrías especiales o inserciones dentro del tubo). Un método pasivo muy usado es el de tubos en espiral [2] en los que el flujo secundario causado por la fuerza centrífuga aumenta la transferencia de calor [3].

La transferencia de calor en tubos circulares curvados ha sido objeto de varios estudios, los cuales tienen amplia difusión en la literatura científica; las tasas de transferencia de calor en las bobinas helicoidales son más altas en comparación con los tubos rectos, por lo cual son ampliamente utilizados en aplicaciones industriales [4]. Debido a la alta eficiencia en la transferencia de calor y el volumen compacto, los intercambiadores de tubo en espiral se utilizan ampliamente en calderas, frigoríficos, reactores nucleares, plantas químicas, de medicamentos, alimentos y criogenia, así como en dispositivos militares y de aire acondicionado [5, 6, 7]. De acuerdo con Ghorbani [4], su principal aplicación se encuentra en los sistemas solares domésticos de agua caliente (SDHW – Solar Domestic Hot Water); sin embargo, su uso en sistemas de recuperación de calor se encuentra en aumento.

La tasa de transferencia de calor de los intercambiadores de calor en espiral es significativamente mayor que en intercambiadores de tubos rectos debido al patrón de flujo secundario en planos normales a la corriente principal [4].

Se han usado paquetes computacionales comerciales de dinámica de fluidos (CFD, Computational Fluid Dynamics) para predecir el desarrollo del perfil dinámico y del perfil térmico obteniendo acercamiento con los datos experimentales en intercambiadores de calor de tubos en espiral concéntricos, en intercambiadores de coraza y tubo en espiral, en tubos en espiral rectangular, en tubos en espiral con flujo bifásico, en tubos en espiral con flujo monofásico, en tubos en espiral con torsionado, y que usan los programas: FLUENT, CFX,

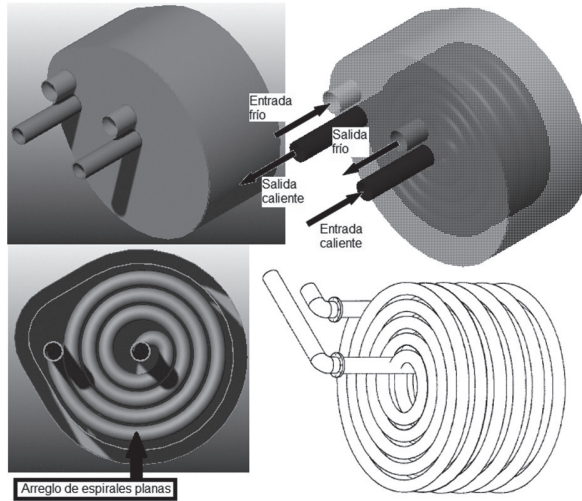
PHOENICS, ANFIS; por [1, 8,9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17,18,19,20, 21,22, 23].

En este trabajo se realiza una revisión de las diferentes disposiciones en que se encuentran los tubos en espiral en sus aplicaciones en intercambiadores de calor y los resultados de las investigaciones publicadas sobre este campo de la ciencia y la tecnología, en especial en lo que respecta al desarrollo de correlaciones de transferencia de calor y caída de presión, fundamentales para el diseño de estos dispositivos; y por otro lado, se explica la ventaja que presentan sobre tecnologías substitutas o competidoras, para establecer las bases que permitan presentar las tendencias en este campo.

## 2. CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO EN ESPIRAL

### 2.1 Intercambiadores de coraza y tubo en espiral

En los intercambiadores de calor de coraza y tubo en espiral se pueden emplear arreglos de espirales planas o espirales helicoidales. Como aparece en la Figura 1, en el intercambiador de coraza y tubos en espiral plana, el fluido caliente ingresa por el centro del elemento en espiral y fluye hacia la periferia, mientras el flujo del fluido frío entra por la periferia y viaja hacia el centro. Los coeficientes de transferencia de calor son altos en ambos lados debido a la acción contracorriente, lo que puede llevar a unos requisitos de superficie del 20% o menos que los de intercambiadores de coraza y tubos rectos [25]. Minton [3] presenta procedimientos de diseño para este tipo de intercambiadores que ofrecen varias ventajas sobre los intercambiadores de calor de coraza y tubos rectos: el flujo secundario causado por la fuerza centrífuga aumenta la transferencia de calor, son compactos y el flujo no es afectado por obstáculos (lo cual los hace ideales para calefacción y refrigeración de líquidos viscosos y lodos), experimentan menos suciedad y son relativamente más fáciles de limpiar; pero aunque son generalmente más costosos que los intercambiadores de coraza y tubos rectos con la misma superficie de transferencia de calor, tienen más eficiencia térmica y menor costo de mantenimiento, lo que trae como resultado una opción más rentable [3].

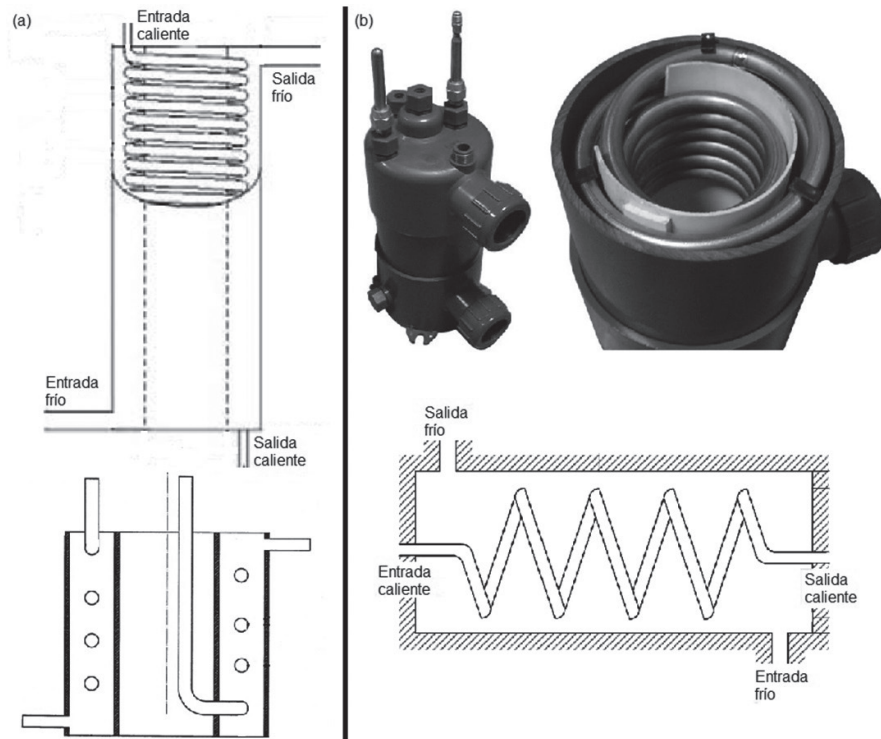


**Figura 1.** Intercambiador de calor de coraza y tubos en espiral plana. Adaptado de [24].

La Figura 2 ilustra el arreglo de intercambiador de calor de coraza y tubo helicoidal; pueden apreciarse dos disposiciones: (a) con núcleo vacío, en donde la coraza

rodea la hélice exclusivamente, y (b) de tipo tanque, en donde la hélice está inmersa en el fluido que circula a través de la coraza. Es posible encontrar dispositivos que trabajan a contracorriente o con flujo paralelo, o bien, con orientación vertical u horizontal, dependiendo de las necesidades particulares y de la disponibilidad de espacio; algunos estudios han tratado los efectos de estas posibilidades [26].

Una variación importante de este tipo de aplicaciones es el intercambiador de calor de tubos en espiral en reservorios térmicos, durante décadas pasadas ha habido un rápido crecimiento de interés en el uso de estos a fin de lograr la recuperación rápida de calor de alta calidad, los reservorios térmicos almacenan el calor presente en un medio conveniente y relativamente barato (como el agua) para la optimización de su uso y la disminución de las reservas de combustible para la calefacción; sus beneficios incluyen: reducción del tamaño de las calderas, mayor eficiencia en su funcionamiento y nivelación de carga en las horas pico de demanda [28]. En la Figura 3 puede observarse la posible disposición de estos arreglos.

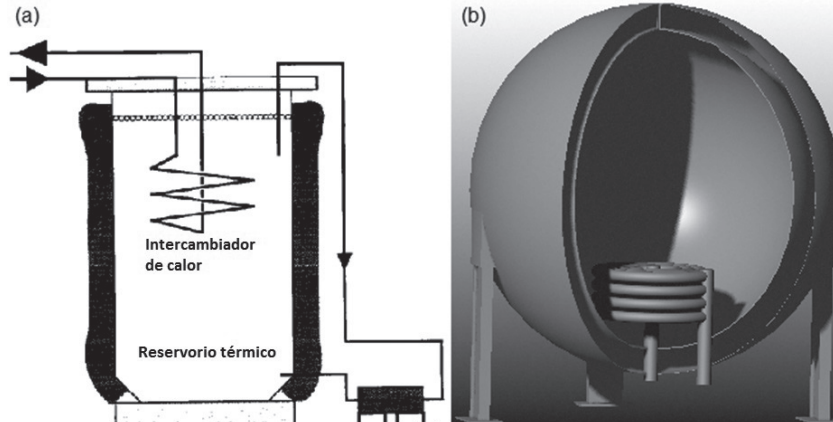


**Figura 2.** Intercambiador de calor de coraza y tubos en espiral helicoidal. Adaptado de [4, 17, 27].

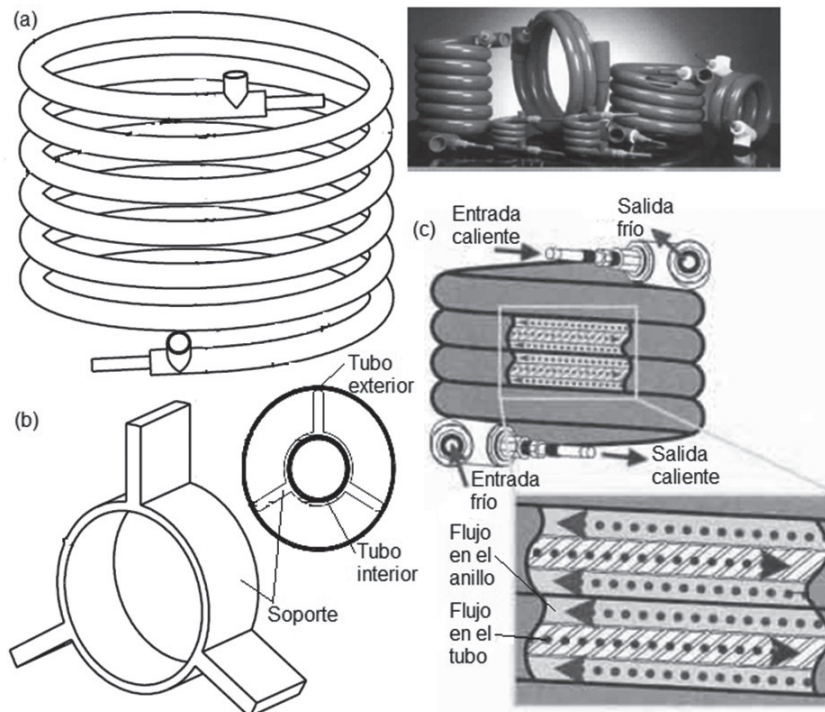
## 2.2 Intercambiadores de tubos concéntricos en espiral

La disposición de intercambiadores de calor de tubos concéntricos se encuentra en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, calderas, condensadores, pre-calentadores o post-enfriadores

de fluidos; igualmente es posible encontrar dicha disposición de tubos en espiral helicoidal que consta de un tubo interior por donde fluye comúnmente el fluido caliente y un tubo exterior que forma una región anular a través de la cual fluye, generalmente en contracorriente, el fluido frío, tal como se muestra en la Figura 4; son aplicables diversas combinaciones de fluidos.



**Figura 3.** Intercambiador de calor de tubos en espiral en reservorio térmico (a) tanque cilíndrico - intercambiador superior; (b) tanque esférico - intercambiador inferior. Adaptado de [26].

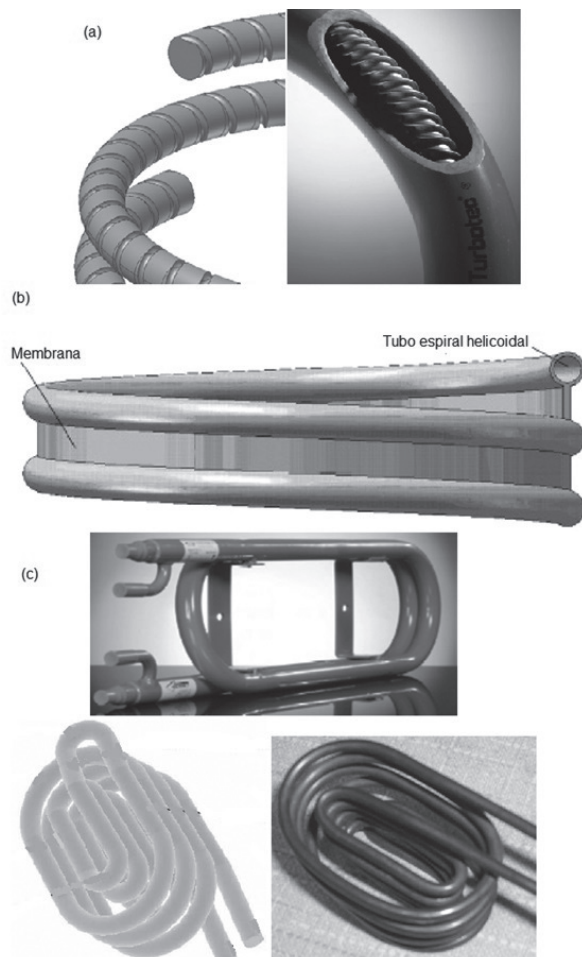


**Figura 4.** Intercambiador de calor de tubos concéntricos en espiral (a) disposiciones y tamaños usuales, (b) soporte del tubo interno, (c) orientación del flujo a contracorriente. Adaptado de [29, 30] y de Turbotec® Brochure.

La circulación del fluido frío en las regiones de la coraza cercanas a la espiral, en los intercambiadores de calor de coraza y tubo en espiral, es pobre; este problema puede evitarse mediante el uso de una configuración de tubos concéntricos en espiral helicoidal [8]. El diseño de un intercambiador de calor de doble tubo helicoidal requiere definir los coeficientes de transferencia de calor para los dos lados del tubo, la tasa de flujo en el tubo helicoidal y en el espacio anular, junto con las temperaturas deseadas en la entrada y la salida [9].

### 2.3 Otras características disponibles

La Figura 5 presenta diferentes disposiciones posibles: (a) tubo torsionado, (b) membrana helicoidal y (c) hélice rectangular.



**Figura 5.** Características especiales disponibles. Adaptado de [1, 19, 20] y de Turbotec® Brochure.

Es común encontrar modificaciones o características especiales que buscan incrementar las prestaciones o el rendimiento de los intercambiadores de calor de tubo

en espiral, bien sea plana o helicoidal, por ejemplo: El torsionado proporciona una mayor superficie para una longitud dada de tubo y crea una acción de mezcla turbulenta que da lugar a una transferencia de calor muy alta a través de las paredes del tubo. Los intercambiadores de calor de tubo en espiral con pared torsionada muestran incrementos del 80-100% en la tasa de transferencia de calor debido al movimiento adicional giratorio que genera fenómeno de vórtice [1]; la membrana helicoidal mostrada en la Figura 5(b) se utiliza para sistemas de recuperación de calor residual debido a su alto coeficiente global de transferencia de calor y configuración compacta [19]; la combinación de tubos rectos con tramos curvos permite gran versatilidad de diseño y adaptación a diferentes espacios disponibles en conveniencia con las necesidades de diseño y las ventajas de cada una de estas disposiciones.

### 3. CORRELACIONES PARA DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO EN ESPIRAL

El diseño de intercambiadores de calor de tubo en espiral implica su dimensionamiento para la satisfacción de los requerimientos energéticos de cada situación particular, a saber: la transferencia de calor necesaria para alcanzar las temperaturas deseadas en los fluidos de trabajos y los consumos energéticos en bombeo o ventilación de los fluidos a través del intercambiador para vencer las caídas de presión experimentadas en este. La ecuación (1) permite conocer el área de transferencia ( $A$ ) asociada a un flujo de calor ( $Q$ ) referido al cambio de temperatura media ( $\Delta T_m$ ) apropiado y a un coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ); dicha área depende del desarrollo de la espira que describe el tubo, es decir, de la longitud del tubo y de su diámetro (en el caso de tubo liso; para tubo corrugado, torsionado o con aletas intervienen otros parámetros) y el flujo de calor depende del flujo másico del fluido ( $\dot{m}$ ) de su calor específico a presión constante ( $c_p$ ) y del cambio deseado de la temperatura del fluido ( $\Delta T_f$ ) (si no existe cambio de fase), tal como se expresa en (2).

$$Q = UA\Delta T_m \quad (1)$$

$$Q = \dot{m}c_p\Delta T_f \quad (2)$$

El cambio apropiado de temperatura media ( $\Delta T_m$ ) depende de los cambios de temperatura de los fluidos ( $\Delta T_f$ ) deseado y necesario, es decir, del calentamiento o enfriamiento que se espera obtener en un fluido y del que se necesita experimente el otro fluido para satisfacer la condición deseada; el cambio de temperatura medio

usado más comúnmente es el cambio de temperatura medio logarítmico ( $\Delta T_{ml}$ ) que puede calcularse mediante (3), donde la definición de los deltas de temperatura  $\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  depende de la disposición del flujo, bien sea paralelo o en contracorriente, pero siempre estarán dados por las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, es decir por sus  $\Delta T_f$ .

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 \Delta T_2)} \quad (3)$$

El coeficiente global de transferencia de calor ( $U$ ) para intercambiadores de calor de tubo en espiral se reduce a (4), donde los subíndices  $i$  y  $o$  se refieren a las superficies interna y externa del tubo,  $h$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor,  $A$  es el área de la superficie,  $D$  es el diámetro del tubo,  $L$  es la longitud del tubo, es decir, el desarrollo de la espira, y  $k$  es la conductividad del material del tubo; la expresión puede extenderse si se tiene en cuenta la resistencia térmica adicional introducida por las impurezas e inclusiones que empiezan a desarrollarse en las superficies.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

El problema para el diseñador está en la estimación de los coeficientes convectivos de transferencia de calor ( $h$ ) que resulten acertados para la configuración de tubos en espiral. El método más práctico a menudo implica el cálculo de  $h$  a partir de correlaciones empíricas de la forma (5) para tubos curvados; la forma particular de estas ecuaciones se obtiene relacionando resultados de mediciones de transferencia de calor por convección en términos de grupos adimensionales apropiados [31]. El número de Nusselt ( $Nu$ ) proporciona una medida de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie. Según (5)  $Nu$  debe ser alguna función universal del número de Dean ( $De$ ) y del número de Prandtl ( $Pr$ ); si se conociera esta función podría encontrarse el coeficiente convectivo  $h$ .

$$Nu = \frac{hD}{k_f} = f(De, Pr) \quad (5)$$

En (5) es una longitud característica, en el caso de tubo en espiral es su diámetro  $k_f$  y es la conductividad térmica del fluido. El parámetro adimensional de Prandtl queda definido en (6); es la razón de difusividades de momento y térmica y es una característica propia del fluido, que da una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite hidrodinámica y térmica. Dean fue el primero en predecir teóricamente el flujo secundario

causado por las fuerzas centrífugas en 1928; su análisis de perturbación predijo que, para relaciones de curvatura grandes, la pérdida por fricción es función de un solo parámetro, que ahora se llama el número de Dean [32]; lo definió tal como aparece en (7) y es una característica propia del flujo y la geometría: Recuérdese que el número de Reynolds ( $Re$ ) definido en (8) es la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en la capa límite hidrodinámica y determina la existencia de flujo laminar o turbulento según predominen las fuerzas de velocidad a las de fricción.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k_f} \quad (6)$$

$$De = Re \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (7)$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (8)$$

Donde  $\mu$  es la viscosidad del fluido y  $\rho$  es su densidad,  $V$  es la velocidad media del flujo,  $r$  es el radio del tubo y  $R$  es el radio de curvatura de la espira.

El Reynolds crítico para tubos en espiral viene definido por (9) según Srinivasan [33] que estudió la transición sobre la base de mediciones del coeficiente de fricción y propuso la correlación para el número de Reynolds crítico en tubos curvados; Ito [34] propone un límite para la transición de flujo laminar a turbulento como (10), que muestra que el efecto de la curvatura es retrasar la transición con respecto a tubos rectos [23]; Cioncolini y Santini [35] proponen correlaciones más complejas para el número de Reynolds crítico.

$$Re_c = 2100 \left(1 + 12 \sqrt{\frac{r}{R}}\right) \quad (9)$$

$$Re_c = 2000 \left(1 + 13,2 \left(\frac{r}{R}\right)^{0,6}\right) \quad (10)$$

Para valores típicos de curvatura, (9) y (10) arrojan valores similares, por ejemplo 10069 y 8631 para  $r/R = 0,1$  ó 13370 y 12051 para  $r/R = 0,2$ .

Por otro lado, como se dijo anteriormente, hay tanto interés en la caída de presión ( $\Delta p$ ) asociada con el flujo a través del intercambiador como en la transferencia global de calor; la potencia que se requiere para impulsar el fluido a menudo implica un gasto de operación mayor y es directamente proporcional a la caída de presión [31] definida en (11) según Darcy – Weisbach; determinar esta caída de presión presenta un

nuevo reto para el diseñador en la estimación correcta del factor de fricción ( $f$ ), pero de nuevo resulta común encontrar correlaciones empíricas en términos de grupos adimensionales pertinentes.

$$\Delta p = f \frac{\rho V^2 L}{2D} \quad (11)$$

### 3.1 Correlaciones para transferencia de calor

Numerosos investigadores han publicado correlaciones para transferencia de calor como resultado de su trabajo, no solamente experimental, sino también numérico; cabe aclarar el hecho de que la simulación se ha convertido en una valiosa herramienta para determinar correlaciones, siempre que los modelos empleados sean debidamente validados a partir de resultados experimentales cercanos al fenómeno a simular numéricamente. La Tabla 1 presenta algunas de las principales correlaciones para transferencia de calor empleadas en intercambiadores de calor de tubos en espiral, ecuaciones (12) a (18).

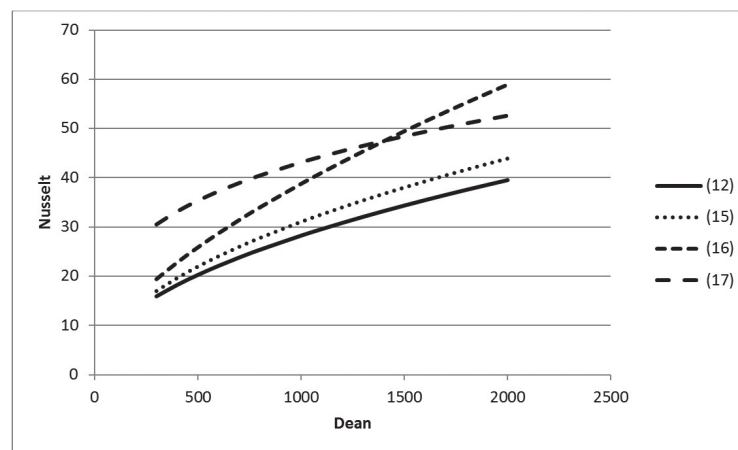
En la Figura 6 puede apreciarse una comparación entre las correlaciones publicadas por Dravid (12), Kalb y Seader (15), Xin y Ebdian (16) y Naphon y Wongwises (17); dichas correlaciones presentan una tendencia clara: el incremento de transferencia de calor asociado al incremento de flujo másico; a la hora del cálculo de los coeficientes convectivos resulta indistinto el uso de

cualesquiera de ellas, generando diferencias menores al 5% en el dimensionamiento de los intercambiadores. La gráfica se construyó para un fluido supuesto con Prandtl de 5 y en un rango de flujos con Dean desde 300 hasta 2000; algunas de estas correlaciones se establecieron a partir de resultados experimentales, otras a partir de análisis numérico.

Una relación extensa de correlaciones para el número de Nusselt a partir de otros parámetros como el número de Reynolds o la razón de curvatura, de otras geometrías especiales como tubo torsionado, o de procesos en lo que haya cambio de fase como evaporación o condensación, con variedad de fluidos, tanto experimentales como numéricos, puede encontrarse en [1, 4, 8, 10, 11, 12, 16, 18, 23, 29, 30, 36, 37, 38, 39,40].

**Tabla 1.** Correlaciones de transferencia de calor para intercambiadores de tubos en espiral.

Correlación	Dean	Prandtl	Referencia
(12)	50-2000	5-175	[41, 42]
(13)	20-1200	0,005-0,05	[32]
(14)	80-1200	0,7-5	
(15)	$\geq 80$	0,7-5	[43]
(16)	20-2000	0,7-175	[44]
(17)	$\geq 300$	$\geq 5$	[24]
(18)	2000-12000	1-3,5	[17]



**Figura 6.** Comparación entre correlaciones de transferencia de calor para intercambiadores de tubos en espiral.

### 3.2 Correlaciones para caída de presión

Numerosos investigadores han abordado el tema de la caída de presión y han publicado correlaciones para el factor de fricción; a continuación se presentan algunas de ellas.

El factor de fricción para flujo laminar en tubos en espiral helicoidal puede calcularse con (19) [45].

$$\frac{f}{f_s} = \left[ \left( 1 - \frac{0,18}{[1+(35/De)^2]^{0,5}} \right)^m + \left( 1 + \frac{r/R}{3} \right)^2 \left( \frac{De}{88,33} \right) \right]^{2,5} \quad (19)$$

Donde  $m = 2$  para  $De < 20$ ,  $m = 1$  para  $20 < De < 40$  y  $m = 0$  para  $De > 40$ , y  $f_s = 16/Re$ : factor de fricción en tubo recto.

El factor de fricción para flujo laminar en tubos en espiral helicoidal puede calcularse a partir de (20), y para flujo turbulento según (21) [34].

$$f = 0,37 \left( \frac{64}{Re} \right) De^{0,36} \quad \text{para} \quad Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} < 0,034 \quad (20)$$

$$f \left( \frac{R}{r} \right)^{0,5} = 0,00725 + 0,076 \left[ Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} \right]^{-0,25} \quad (21)$$

$$\text{para } 0,034 < Re \left( \frac{R}{r} \right)^{-2} < 300$$

El factor de fricción en flujo turbulento se correlaciona con el número de Reynolds por considerarse un parámetro más exacto que el número de Dean [40]. Mori y Nakayama [46] proponen (22) para el cálculo del factor de fricción en régimen turbulento para tubos curvados.

$$f = \frac{64}{Re} \left( \frac{Re}{(R/r)^2} \right)^{\frac{1}{20}} \quad (22)$$

El factor de fricción según White [47] se presenta en (23) y (24) para diferentes rangos del número de Dean o del número de Reynolds.

$$\frac{f}{f_s} = 1 - \left[ 1 - \left( \frac{11,6}{De} \right)^{0,45} \right]^{\frac{1}{0,45}} \quad (23)$$

$$\text{para } 11,6 < De < 2000$$

$$\frac{f}{f_s} = 0,08 Re^{-0,25} + 0,012 \sqrt{\frac{r}{R}} \quad (24)$$

$$\text{para } 15000 < Re < 100000$$

## 4. JUSTIFICACIÓN DE LAS VENTAJA DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO EN ESPIRAL

Casi todos los estudios reportados para tubos en espiral se limitan con una de dos condiciones de contorno principales, flujo constante de calor en la pared o temperatura de pared constante; sin embargo, en aplicaciones industriales de intercambiadores de calor el uso de dichas condiciones no parece ser físicamente realista; esto complica el diseño de dispositivos donde se suministra calefacción o refrigeración por un fluido, a otro separado por la pared de la espiral [8]. Por lo anterior, más recientemente se han utilizado estudios de transferencia de calor fluido a fluido, utilizando condiciones de contorno físicamente realistas con valores de las propiedades térmicas y de transporte que dependen de la temperatura del medio de transferencia de calor [15]. Se ha informado ampliamente en la literatura que las tasas de transferencia de calor de espiras helicoidales o planas son más altas en comparación con la de tubos rectos; debido a su estructura compacta y al alto coeficiente de transferencia de calor, los intercambiadores de calor de tubo en espiral son ampliamente utilizados en aplicaciones industriales, tales como la generación de energía, la industria nuclear, sistemas de recuperación de calor, refrigeración, industria alimentaria y farmacéutica, etc. [48,49]. La tasa de transferencia de calor de los intercambiadores de calor de tubo en espiral es significativamente más grande debido al patrón de flujo secundario en planos normales al flujo principal, que en tubos rectos. Como puede apreciarse en las Figuras 7 y 8, la modificación de flujo es debida a las fuerzas centrífugas causadas por la curvatura del tubo [1]. Debe recordarse que Dean fue el primero en predecir teóricamente el flujo secundario causado por las fuerzas centrífugas; la Figura 7 muestra el perfil de flujo secundario calculado teóricamente por Austin [50] para los números de Dean de 1 y 300, característicos de las regiones de alto y bajo número de Dean, respectivamente. La Figura 8 muestra el perfil secundario obtenido numéricamente por los autores del presente artículo mediante los módulos Fluent® y CFX® del paquete ANSYS® para simulación termo-fluidodinámica.



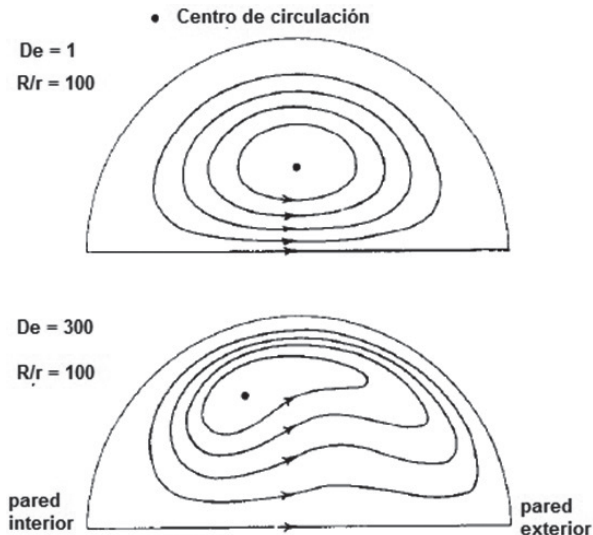


Figura 7. Comparación de las líneas de flujo secundario para alto y bajo Dean. Adaptado de [46].

## 5. CONCLUSIONES Y TENDENCIAS

El estudio de los intercambiadores de calor que emplean tubo en espiral, bien sea plana o helicoidal, ha sido promovido por el incremento en su aplicación industrial y el desarrollo de las técnicas de fabricación. Esto a su vez se debe al hecho de que estos dispositivos resultan compactos, fáciles de mantener y térmicamente más eficientes que las opciones tradicionales disponibles en el mercado como la de tubos rectos, lo cual justifica su alto costo, que se convierte en una inversión rápidamente recuperable. Su alta eficiencia térmica se debe al desarrollo de un flujo secundario que causa una mezcla interna del fluido y permite que más partículas entren en contacto con la superficie de transferencia de calor. Numerosos investigadores han logrado predecir este comportamiento y han publicado resultados de estudios que se vuelven cada vez más realistas. Lo que vendrá a continuación es un incremento en los estudios teóricos, numéricos y experimentales en este campo que promuevan el conocimiento de esta, relativamente nueva tecnología y, a su vez, su aplicación en la industria; el tema de intercambiadores de calor con tubos en espiral tiende a volverse centro de atención en academias, centros de investigación y en el sector empresarial.

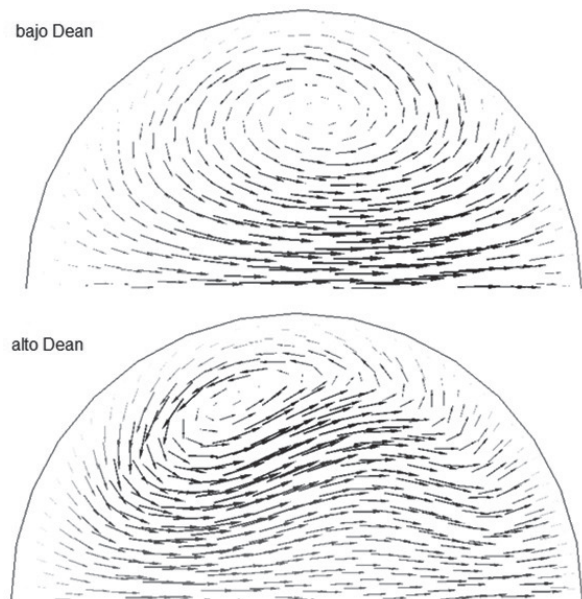


Figura 8. Líneas de flujo secundario para tubos curvados.

## 6. REFERENCIAS

- [1] A. Zachár, "Analysis of coiled-tube heat exchangers to improve heat transfer rate with spirally corrugated wall," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, June 2010, pp. 3928-3939.
- [2] H. Shokouhmand, M.R. Salimpour and M.A. Akhavan-Behabadi, "Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using Wilson plots," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, August 2007, pp. 84-92.
- [3] P. Minton, "Designing spiral tube heat exchangers," *Chemical engineering*, vol. 77, No. 11, 1970, pp. 145-152.
- [4] N. Ghorbani, H. Taherian, M. Gorjiand H. Mirgolbabaee, "Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 34, February 2010, pp. 900-905.
- [5] A. Awwad, R. C. Xin, Z. F. Dong, M. A. Ebadian and H. M. Soliman, "Measurement and correlation of the pressure drop in air-water two-phase flow in horizontal helicoidal pipes," *International Journal Multiphase Flow*, vol. 21, No. 4, January 1995, 607-619.
- [6] R. C. Xin, A. Awwad, Z. F. Dong and M. A. Ebadian, "An experimental study of single-phase and two-phase flow pressure drop in annular helicoidal pipes," *International Journal Heat and*

- Fluid Flow, vol. 18, March 1997, pp. 482-488.
- [7] R. C. Xin, A. Awwad, Z. F. Dong and M. A. Ebadian, "An investigation and comparative study of the pressure drop in air-water two-phase flow in vertical helicoidal pipes," *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 39, No. 4, April 1995, pp. 735-743.
- [8] Vimal Kumar, Supreet Saini, Manish Sharma and K.D.P. Nigam, "Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger," *Chemical Engineering Science*, vol. 61, April 2006, pp. 4403-4416.
- [9] Timothy J. Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, "Effect of fluid thermal properties on the heat transfer characteristics in a double-pipe helical heat exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 45, March 2006, pp. 1158-1165.
- [10] Timothy J. Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, "Numerical analysis of the lethality and processing uniformity in a double-pipe helical heat exchanger," *Chemical Engineering and Processing*, vol. 49, June 2010, pp. 672-679.
- [11] Timothy J. Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, "Numerical studies of a double-pipe helical heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, December 2005, pp. 1266-1273.
- [12] Timothy J. Rennie and Vijaya G.S. Raghavan, "Thermally dependent viscosity and non-Newtonian flow in a double-pipe helical heat exchanger," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, November 2006, pp. 862-868.
- [13] Gabriela Huminic and Angel Huminic, "Heat transfer characteristics in double tube helical heat exchangers using nano fluids," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, June 2011, pp. 4280-4287.
- [14] M. Mehrabi, S. M. Pesteei and T. Pashae G., "Modeling of heat transfer and fluid flow characteristics of helicoidal double-pipe heat exchangers using Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS)," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38, January 2011, pp. 525-532.
- [15] J.S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J.C. Mandal, Kannan N. Iyer and P. K. Vijayan, "Thermal hydraulic characteristics of air-water two-phase flows in helical pipes," *chemical engineering research and design*, vol. 88, September 2009, pp. 501-512.
- [16] J.S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J.C. Mandal, Kannan N. Iyer and P. K. Vijayan, "CFD analysis of single-phase flows inside helically coiled tubes," *Computers and Chemical Engineering*, vol. 34, November 2010, pp. 430-446.
- [17] J.S. Jayakumar, S. M. Mahajani, J.C. Mandal, P. K. Vijayan and Rohidas Bhoi, "Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers," *chemical engineering research and design*, vol. 86, October 2007, pp. 221-232.
- [18] Rahul Kharat, Nitin Bhardwaj and R.S. Jha, "Development of heat transfer coefficient correlation for concentric helical coil heat exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, May 2009, pp. 2300-2308.
- [19] Zhenxing Zhao, Xiangyu Wang, Defu Che and Zidong Cao, "Numerical studies on flow and heat transfer in membrane helical-coil heat exchanger and membrane serpentine-tube heat exchanger," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, article in press, 2011.
- [20] I. Conte and X. F. Peng, "Numerical and experimental investigations of heat transfer performance of rectangular coil heat exchangers," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, August 2008, pp. 1799-1808.
- [21] I. Conte and X. F. Peng, "Numerical investigations of laminar flow in coiled pipes," *Applied Thermal Engineering*, vol. 28, June 2007, pp. 423-432.
- [22] Subhashini Vashisth and K.D.P. Nigam, "Prediction of flow profiles and interfacial phenomena for two-phase flow in coiled tubes," *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, vol. 48, June 2008, pp. 452-463.
- [23] Ivan Di Piazza and Michele Ciofalo, "Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, October 2009, pp. 653-663.
- [24] Paisarn Naphon and Somchai Wongwises, "An experimental study on the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral coil heat exchanger," *International Communications of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, No. 6, 2002, pp. 797-809.
- [25] James R. Couper, W. Roy Penney, James R. Fair and Stanley M. Walas, *Chemical Process Equipment*, second edition. Fayetteville: ELSEVIER, 2005, p.182.
- [26] R. Mote, S. D. Probert and D. Nevrala, "The Performance of a Coiled Finned-Tube Heat-Exchanger Submerged in a Hot-Water Store: The Effect of the Exchanger's Orientation," *Applied Energy*, vol. 38, 1991, pp. 1-19.
- [27] M.R. Salimpour, "Heat transfer characteristics of a temperature-dependent-property fluid in shell and coiled tube heat exchangers," *International*

- Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 35, August 2008, pp. 1190-1195.
- [28] D. M. Tanton, *Some Aspects of the Use of Water-Filled Heat Stores in Gas-Fired Central-Heating Systems* [PhD Thesis]. Bedfordshire: Cranfield Institute of Technology - School of Mechanical Engineering, 1986.
- [29] Somchai Wongwises and Maitree Polsongkram, "Condensation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, July 2006, pp. 4386-4398.
- [30] Somchai Wongwises and Maitree Polsongkram, "Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a in a helically coiled concentric tube-in-tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, October 2005, pp. 658-670.
- [31] Theodore L. Bergman, Frank P. Incropera, David P. DeWitt and Adrienne S. Lavine, *Introduction of heat transfer*, sixth edition. John Wiley and Sons, 2011, p. 509.
- [32] C. E. Kalb and J. D. Seader, "heat and mass transfer phenomena for viscous flow in curved circular tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, August 1971, pp. 801-817.
- [33] S. Srinivasan, S. Nadapurkar and F. A. Holland, "Friction factors for coils," *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, vol. 48, 1970, pp. 156-161.
- [34] H. Ito, "Friction factors for turbulent flow in curved pipes," *Journal of Basic Engineering*, vol. 81, 1959, pp. 123-134.
- [35] A. Cioncolini and L. Santini, "An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 30, 2006, pp. 367-380.
- [36] Yoshiyuki Inagaki, Hiroshi Koiso, Hideki Takumi, Ikuo Ioka and Yoshiaki Miyamoto, "Thermal hydraulic study on a high-temperature gas-gas heat exchanger with helically coiled tube bundles," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 185, May 1998, pp. 141-151.
- [37] Narasimha Acharya, Mihir Sen and Hsueh-Chia Chang, "Analysis of heat transfer enhancement in coiled-tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 44, November 2000, pp. 3189-3199.
- [38] Vimal Kumar, Burhanuddin Faizee, Monisha Mridha and K.D.P. Nigam, "Numerical studies of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger," *Chemical Engineering and Processing*, vol. 47, January 2008, pp. 2287-2295.
- [39] M.R. Salimpour, "Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers," *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 33 July 2008, pp. 203-207.
- [40] Ashok K. Satapathy, "Thermodynamic optimization of a coiled tube heat exchanger under constant wall heat flux condition," *Energy*, vol. 34 May 2009, pp. 1122-1126.
- [41] A. N. Dravid, K. A. Smith, E. W. Merrill and P. L. T. Brian, "Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes," *A.I.Ch.E Journal*, vol. 17, 1971, pp. 1114-1122.
- [42] A.N. Dravid, *The effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes* [ScD Thesis]. Cambridge, Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 1969.
- [43] C.E. Kalb and J. D. Seader, "Fully developed viscous-flow heat transfer in curved circular tubes with uniform wall temperature," *A.I.Ch.E. Journal*, vol. 20, 1974, pp. 340-346.
- [44] R.C. Xin and M.A. Ebdian, "The effects of Prandtl numbers on local and average convective heat transfer characteristic in helical pipes," *Journal Heat transfer*, vol. 119, 1997, pp. 467-473.
- [45] R. L. Manlapaz and S. W. Churchill, "Fully developed laminar flow in a helically coiled tube of finite pitch," *Chemical Engineering Communications*, vol. 7, 1980, pp. 57-78.
- [46] Y. Mori and W. Nakayama, "Study on forced convective heat transfer in curved pipes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, 1967, pp. 681-695.
- [47] C.M. White, "Fluid friction and its relation to heat transfer," *Transactions of Institution of Chemical Engineering*, vol. 10, 1929, pp. 66-86.
- [48] B. Bai, L. Guo, Z. Feng and X. Chen, "Turbulent heat transfer in a horizontally coiled tube," *Heat Transfer - Asian Research*, vol. 28, No. 5, 1999, pp. 395-403.
- [49] K. Futagami and Y. Aoyama, "Laminar heat transfer in helically coiled tubes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 31, 1988, pp. 387-396.
- [50] L. R. Austin, *The development of viscous flow within helical coils* [PhD Thesis]. Salt Lake, Utah: University of Utah, 1971.