

# Caída de presión de un flujo turbulento en un espacio anular con hélices insertadas

## The pressure drop of turbulent flow in an annular space with wire coil inserts

Josué Imbert-González<sup>I</sup>, Octavio García-Valladares<sup>II</sup>, Reinaldo Guillen-Gordín<sup>I</sup>.

I. Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente. Santiago de Cuba, Cuba.

Correo electrónico: [imbert@fim.uo.edu.cu](mailto:imbert@fim.uo.edu.cu)

II. Universidad Nacional Autónoma de México, Instituto de Energías Renovables. Morelos, México.

Recibido: 30 de noviembre de 2014

Aceptado: 11 de abril de 2015

### Resumen

El trabajo presentado evaluó el comportamiento experimental de la caída de presión en un espacio anular con alambres enrollados insertados para números de Reynolds entre 1500 y 5000. La zona de prueba se seleccionó alejada de la influencia de los efectos de entrada. Anteriormente se realizaron pruebas de visualización del flujo para verificar la presencia de un flujo turbulento en esta gama del número de Reynolds. A partir de los datos experimentales se obtuvieron ecuaciones de correlación del factor de fricción para el

flujo turbulento. Las ecuaciones obtenidas se compararon con los datos experimentales. Los resultados indican hasta qué punto las hélices inducen la aparición de turbulencias en un espacio anular

**Palabras claves:** caída de presión, flujo anular, análisis hidrodinámico, visualización de flujo, hélices insertadas.

### Abstract

The work presented evaluates the experimental behavior of the pressure drop in an annular space with coiled wires inserted for Reynolds numbers between 1500 and 5000. The test zone was selected away from the influence of entrance effects. Previously flow visualization tests were performed to verify the presence of a turbulent flow in this range of Reynolds number. From the experimental data were obtained correlation equations of the friction

factor for turbulent flow. The equations obtained were compared with experimental data. The results indicate to what extent the helices induce the occurrence of turbulence in an annular space.

**Key words:** drop pressure, annular flow, hydrodynamic analysis, visualization flow, wire coil inserts.

### Introducción

El diseño adecuado de intercambiadores de calor a partir del empleo de técnicas para incrementar la transferencia de calor, puede conducir a un importante ahorro de recursos. Un número significativo de investigadores han desarrollado métodos para incrementar la turbulencia y el intercambio de calor entre los fluidos y las superficies de contacto.

La clasificación de las técnicas de incremento más ampliamente aceptada es la realizada por Arthur E. Bergles, *et al.* [1]. Los autores clasifican las técnicas en dos grupos: activas o pasivas, en dependencia de si requieren o no de potencia externa. La mayoría de las técnicas de interés comercial son pasivas, con configuraciones específicas de la superficie de intercambio de calor o por medio de dispositivos insertados.

Aun bajo el constante crecimiento de la demanda de transferencia de calor en equipos intercambiadores y de investigaciones alrededor de nuevas técnicas de incremento basadas en la incorporación de nanofluidos [2], y materiales electroactivos [3], las técnicas pasivas de incremento de la transferencia de calor continúan siendo las más usadas desde el punto de vista económico y las de mayores posibilidades de aplicación inmediata en la industria. Existen actualmente muchas formas disponibles y comercializadas de elementos turbulizadores del flujo tal como lo refiere Popov, *et al.* [4], está sometido a investigación este tipo de dispositivos y su optimización.

La presencia del turbulizador permite el aumento de la turbulencia en el flujo, independientemente de su fijación a la superficie, pues el incremento de los coeficientes convectivos es mayor que el derivado del incremento del área de transferencia de calor.

Resultados de investigaciones experimentales publicadas por [5-8], ponen de manifiesto las posibilidades de las hélices como elemento promotor de turbulencia en espacios anulares, ya que permiten modificar la hidrodinámica del flujo, con un discreto aumento de la caída de presión. Sin embargo, los análisis experimentales desarrollados no han permitido obtener correlaciones en base al incremento del calor transferido, y la caída de presión que inducen estos elementos turbulizadores. Este hecho fue señalado por [9,

10], quienes además constataron que existían discrepancias significativas entre las distintas fuentes disponibles.

Una de las ventajas más importantes del uso de hélices, es que pueden instalarse en espacios anulares de intercambiadores de ámulos lisos ya existentes, siendo económicamente favorable respecto a otros elementos turbulizadores [11].

Atendiendo a lo anterior, esta investigación evalúa de manera experimental la caída de presión de un flujo turbulento en un espacio anular, en el que se incorporan hélices como elementos turbulizadores para la determinación del factor de fricción y ecuaciones de correlación que pueden ayudar al diseño térmico de intercambiadores de calor. El trabajo incluye un análisis de visualización de flujo anular donde se insertan hélices, para corroborar la presencia de un régimen turbulento en el intervalo del número de Reynolds analizado.

## Métodos y Materiales

El sistema experimental empleado está compuesto por un conducto anular, semejante a un intercambiador de calor de tubo en tubo (doble tubo). La figura 1 muestra un esquema de la instalación con los distintos elementos que la componen.

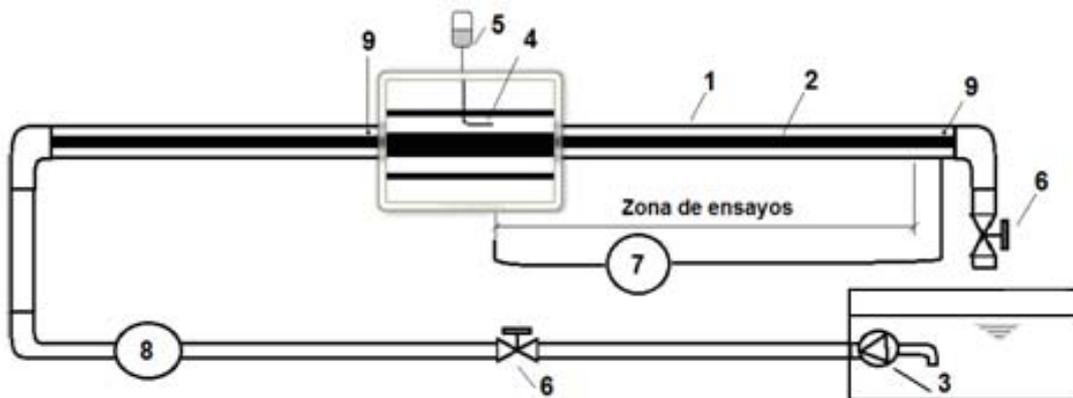


Fig. 1. Esquema de la instalación

Componentes de la instalación:

- |                               |   |
|-------------------------------|---|
| 1. Tubo exterior de acrílico. | 6. Válvulas.                                    |
| 2. Tubo interior de cobre.    | 7. Manómetro diferencial.                       |
| 3. Bomba sumergible.          | 8. Flujómetro de Coriolis.                      |
| 4. Aguja inyectora.           | 9. Medición de la temperatura del flujo anular. |
| 5. Depósito de tinta.         |   |

El tubo exterior (1) es de acrílico transparente de 61,6 mm de diámetro interior ( $D_i$ ) dispuesto horizontalmente, en el cual está ubicado de manera concéntrica un tubo de cobre (2) de diámetro exterior ( $d_e$ ) igual a 21,3 mm. El agua, que es empleada como fluido de trabajo, es impulsada por una bomba sumergible (3), siendo el caudal regulado por medio de dos válvulas de aguja (6). Para la determinación de la caída de presión se ubicó un manómetro diferencial de columna invertida (7) entre la entrada y la salida del flujo. El flujo se mide por medio de un flujómetro de Coriolis (8). La tabla 1 agrupa los parámetros geométricos de la instalación de visualización.

Tabla 1. Parámetros geométricos de la instalación experimental de visualización de flujo

Diámetro exterior del tubo exterior ( $d_e$ )	0,0213 m
Diámetro interior del tubo exterior ( $D_i$ )	0,0616 m
Diámetro hidráulico ( $D_h$ )	0,0403 m
Relación anular ( $a$ )	2,94

## Ensayos de visualización de flujo

Previamente a los ensayos experimentales para determinar la caída de presión, se realizaron ensayos de visualización de flujo para corroborar la presencia de flujo turbulento. El empleo de la inyección de tinta, como método de visualización, de acuerdo con Lin C. K. *et al.* [12], combinado con la medición del flujo, se efectuó para identificar la turbulencia en el valor inferior del número de Reynolds evaluado. Como complemento del

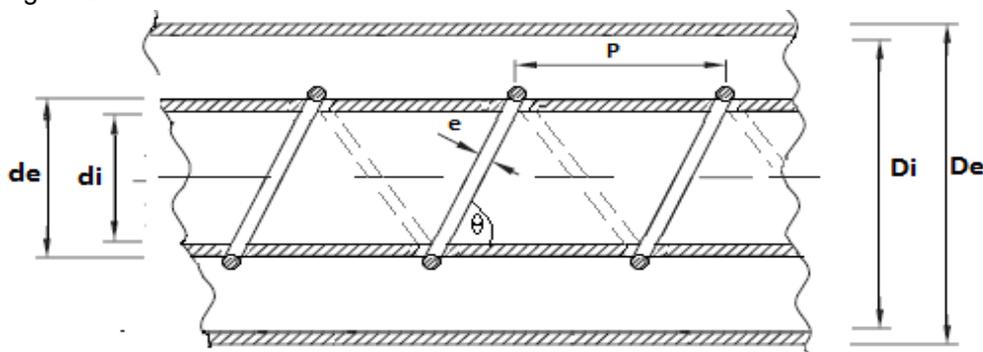
empleo de esta técnica, se utiliza una cámara fotográfica de alta velocidad, con el objetivo de realizar la captura de imágenes que sirvan de soporte a los resultados.

Para el empleo de la inyección de tinta como método de visualización del flujo se tuvieron en cuenta los aspectos expuestos por Wolfgang M. [13], que permiten reducir la perturbación en el flujo. Se empleó como inyector una aguja de 0,5 mm de diámetro, que representa una reducción mínima en el área de flujo (0,04 %). La densidad de la tinta empleada solo difiere en 0,05 % de la densidad del agua a la temperatura de trabajo (25 °C). La altura piezométrica del depósito de la tinta, fue obtenida por experimentos de ajuste, regulando la salida mediante una válvula.

### Ensayos de caída de presión

En la instalación experimental mostrada en la figura 1 se llevaron a cabo ensayos para la determinación de la caída de presión. La sección de ensayos para la determinación de la caída de presión se sitúa a una distancia igual a 25 veces el diámetro hidráulico desde la entrada del flujo a la sección anular, para asegurar condiciones de flujo completamente desarrollado. Estos ensayos se basan en determinar la diferencia de presión entre la entrada y la salida en el flujo que circula en el espacio anular recto. En todos los experimentos desarrollados se evitó el intercambio térmico para disminuir la influencia del cambio de las propiedades del flujo en la caída de presión.

La geometría de los elementos que caracterizan la inserción de las espirales en el espacio anular se puede observar en la figura 2.



**Fig. 2.** Espirales helicoidales insertadas en un espacio anular y las geometrías que caracterizan esta inserción

Las propiedades físicas del fluido se tomaron a la temperatura media del flujo, siendo la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del flujo inferior a 0,5 °C. Se efectuaron mediciones de caída de presión a cinco valores de flujo anular para cada una de las hélices insertadas. Los datos experimentales obtenidos permiten complementar el análisis hidrodinámico del flujo.

### Cálculo del factor de fricción

La caída de presión  $\Delta p$  es función de la velocidad del flujo anular  $V$ , el diámetro hidráulico  $D_h$ , la longitud en la que se realiza la medición de la caída de presión del flujo  $L$ , y las propiedades físicas del fluido: densidad  $\rho$  y viscosidad dinámica  $\mu$ . El factor de fricción de Darcy-Weisbach determinado a partir de los resultados experimentales viene dado por:

$$f_{D_h} = \frac{2 D_h \Delta p}{\rho L V^2} \quad (1)$$

El número de Reynolds se evaluó teniendo en cuenta el diámetro hidráulico según la forma:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2)$$

En los ensayos para determinar la pérdida de presión, se obtienen una serie de puntos en forma de factor de fricción de Darcy-Weisbach  $f$ , frente al número de Reynolds  $Re$ . Estos resultados permitieron desarrollar correlaciones para el factor de fricción en régimen turbulento. En el diámetro hidráulico se tuvo en cuenta el diámetro de las hélices insertadas.

$$D_h = \frac{(D_i^2 - d_e^2 - e^2)}{(D_i + d_e + e)} \quad (3)$$

La dimensión de referencia en la determinación del factor de fricción y el número de Reynolds es el diámetro hidráulico  $D_h$ , siendo la temperatura media del flujo anular  $T_a$ , la temperatura de referencia a la cual se determinan las propiedades del flujo.

Para seleccionar la geometría de las espirales a insertar se parte de criterios y experiencias anteriormente publicadas [14], estos autores obtuvieron resultados experimentales que indican un menor incremento relativo de la caída de presión respecto al incremento del coeficiente de transferencia de calor, para hélices de

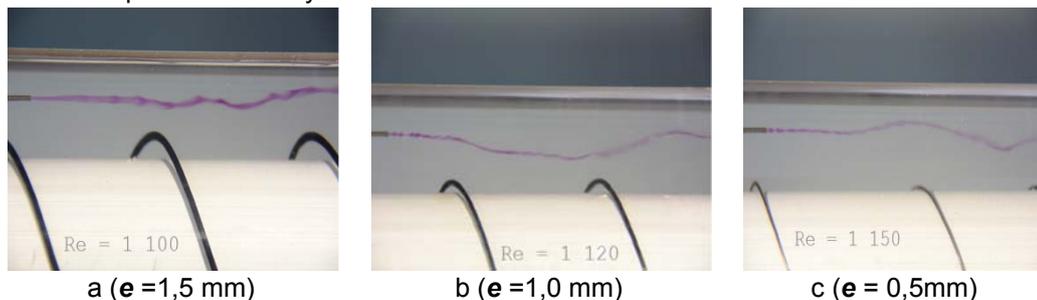
diámetro de hilo ( $e$ ) igual a 0,5 mm, con un paso entre espiras  $P$  de 1,75 veces el diámetro hidráulico  $D_h$ . Slanciauskas A. [15] a partir de un análisis de resultados experimentales, recomienda para el caso de líquidos, cuyo valor del número de Prandtl se encuentre por encima de 5, se seleccionen elementos con menor altura relativa respecto al espesor de la subcapa laminar viscosa y con el menor paso uniforme que pueda ser incluido, indicando que este incremento es más efectivo en flujos en régimen transitorio, ya que permiten adelantar la turbulencia. Tomando en cuenta estos resultados se seleccionaron las geometrías de las espirales que se muestran en la tabla 2.

**Tabla 2.** Geometrías de las espirales empleadas

Geometrías	Hélice I	Hélice II	Hélice III
Espesor de la hélice ( $e$ )	0.5 mm	1.0 mm	1.5 mm
Paso evaluado ( $P$ )	20.0 mm	19.8 mm	19.7 mm
Ángulo de la hélice ( $\theta$ )	52.0°	52.0°	52.0°
Relación ( $P/D_h$ )	0.5	0.5	0.5
Relación ( $e/d_e$ )	0.023	0.046	0.070

## Resultados y Discusión

La visualización del flujo en el espacio anular ( $a = 2,9$ ) con la inserción de las hélices, se realiza mediante inyección de tinta, lo que permite establecer cuando el flujo comienza a presentar inestabilidad y cómo se produce la transición a la turbulencia. La figura 3 muestra tres fotografías de referencia correspondiente a los ensayos de visualización de flujo para valores del número de Reynolds correspondiente al régimen laminar ondulado previo a la aparición del Reynolds crítico.



**Fig. 3.** Muestras de las fotografías para identificar la hidrodinámica en espacios anulares con hélices insertadas a partir de la inyección de tinta

En la visualización del flujo se observa que al insertar las hélices, existe un adelanto en la aparición de la turbulencia respecto al flujo en ánuos lisos. Este fenómeno se debe a la modificación de los parámetros hidrodinámicos del flujo en las nueve variantes geométricas analizadas. Como resultado de los ensayos de visualización de flujo se corrobora que un sistema de flujo anular ( $a=2,9$ ) con números de Reynolds igual o superior a 1 500, que presenta helicoides insertadas de acuerdo con las hélices seleccionadas, no presenta características de flujo laminar.

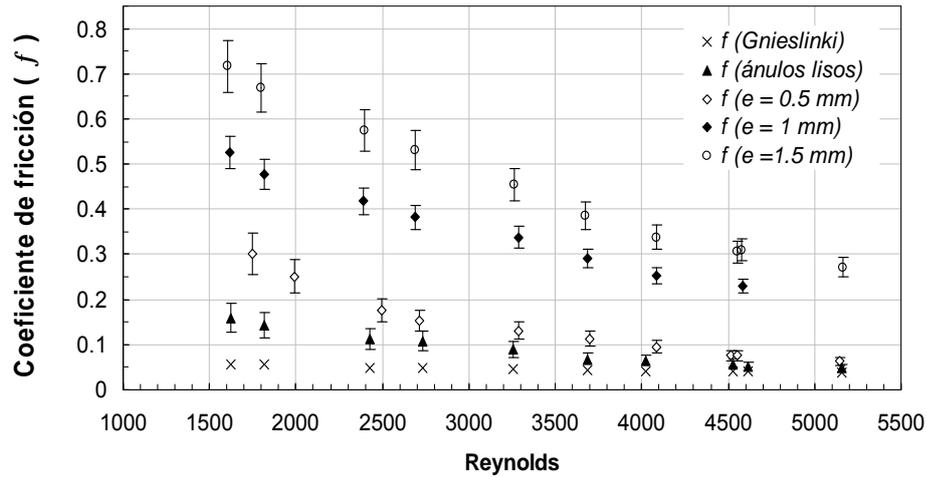
Los resultados del factor de fricción obtenido, se muestran en la figura 4 en función del número de Reynolds. En el gráfico se representa, a modo de comparación, la ecuación de Gnielinski V. [16] para ánuos lisos en el régimen turbulento:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.8 \log_{10} Re'' - 1.5 \quad (4)$$

$$Re'' = Re \frac{(1 + a^2) \ln(a) + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \ln(a)} \quad (5)$$

$$a = \frac{D_i}{d_e} = 2.9 \quad (6)$$

En la figura 4 se observa que las series de puntos tienen un comportamiento cercano al asintótico, típico de un sistema turbulento. La diferencia entre los valores para ánuos lisos, obtenidos experimentalmente y los referidos al factor de fricción de acuerdo con la ecuación de Gnielinski [16], tiene su causa fundamental en la rugosidad de los tubos que conforman el sistema geométrico y la perturbación provocada por los elementos destinados a mantener los tubos concéntricos.



**Fig. 4.** Factor de fricción para el ánulo liso y con la incorporación de las hélices de diámetro de hilo  $e = 0,5$  mm,  $e = 1$  mm,  $e = 1,5$  mm

En los puntos experimentales se representan las barras verticales de la certidumbre en la lectura de los instrumentos de medición considerados en las pruebas experimentales. En la tabla 3 se presenta la incertidumbre de los instrumentos empleados en las mediciones efectuadas.

**Tabla 3.** Incertidumbre de los instrumentos empleados

Instrumento	Magnitud	Error
Termistor	Temperatura del flujo	$\pm 0,1$ °C
Manómetro Diferencial	Diferencia de presión	$\pm 3,0$ %
Flujómetro	Gasto másico	$\pm 0,23$ %
Calibre	Longitud	$\pm 0,0001$ m

La incertidumbre de los parámetros determinados se realizó por el método de de la propagación de errores [17]. Los valores obtenidos se muestran en la tabla 4. En la figura 7 se representa la incertidumbre para el coeficiente de fricción con barras verticales en cada punto.

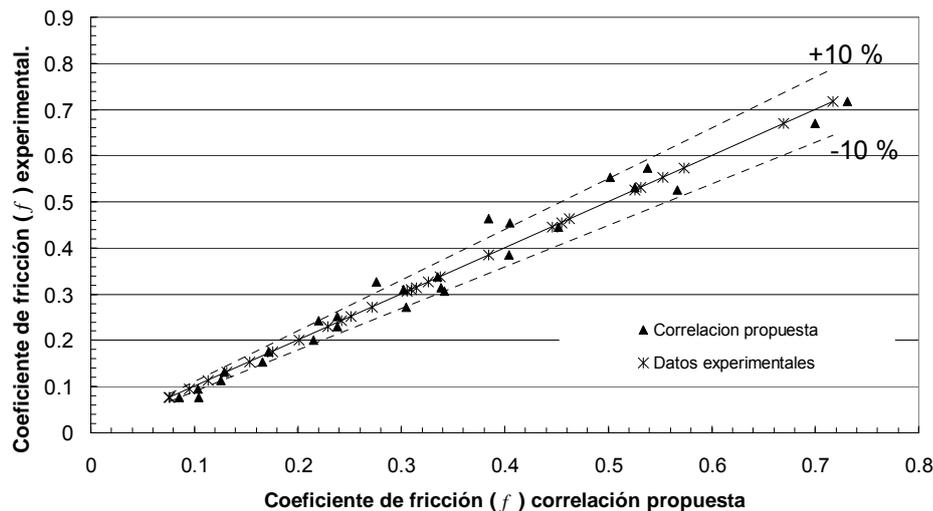
**Tabla 4.** Incertidumbre de los parámetros obtenidos

Parámetro	Intervalo de la incertidumbre
Reynolds	3,5 % - 8,1 %
Coefficiente de fricción	7,4 % - 10,1 %

La tendencia de los valores del factor de fricción obtenidos, corroboran que en espacios anulares rectos el salto hidrodinámico, ocurre a valores de Reynolds más bajos que en sistemas de flujo de sección circular (tubos) [7, 9].

Se puede observar que todas las hélices inducen un aumento del factor de fricción, proporcional al diámetro de hilo de la hélice insertada. A medida que aumenta el número de Reynolds, disminuye la influencia del diámetro de hilo en el factor de fricción. Para todas las series de datos, se aprecia un comportamiento similar en la tendencia de las curvas respecto a la representada para ánuos lisos.

La trayectoria de los valores experimentales obtenidos para el factor de fricción, representados en la figura 5, contemplan los niveles de certidumbre considerados de acuerdo con la instrumentación empleada, de lo cual se concluye que los puntos para cada caso son representativos en las variantes geométricas investigadas.



**Fig. 5.** Comparación entre el factor de fricción obtenido experimentalmente y el predicho por la correlación general propuesta

Los valores del factor de fricción obtenidos a partir de los datos experimentales, permiten obtener ecuaciones de correlación. Por medio del paquete estadístico Statgraphics Centurion XX, se efectuaron los ajustes de modelos de regresión no lineal para cada hélice, proponiendo un modelo de función similar a la ecuación de Blasius [18]:

$$f = m_1 Re^{n_1} \quad (7)$$

La iteración que emplea el sistema estadístico se completó para todos los casos y los coeficientes obtenidos convergieron de manera satisfactoria. Los coeficientes de regresión obtenidos indican que los modelos ajustados, tienen un ajuste superior a 96,0 % respecto a los valores experimentales. En la tabla 5 se muestran los coeficientes  $m_1$  y  $n_1$ , obtenidos mediante el procedimiento de ajuste. Están incluidos en la tabla los valores para la correlación de los datos para el flujo en ánuos lisos ( $a = 2,9$ ).

**Tabla 5.** Constantes de las correlaciones particulares para el factor de fricción según la ecuación 7

Hélice	$m_1$	$n_1$	Rango de Reynolds	Coeficiente de Correlación
ánulos lisos	264,7	-0,99	1 500–5 000	97,75 %
$e = 0,5$ mm	515,5	-1,03	1 500–5 000	97,07 %
$e = 1,0$ mm	119,7	-0,73	1 500–5 000	97,68 %
$e = 1,5$ mm	368,2	-0,84	1 500–5 000	96,71 %

El factor de fricción es función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa. En este caso esta rugosidad está caracterizada por el diámetro de hilo adimensional respecto al diámetro hidráulico ( $e/D_h$ ). Se obtuvo una única ecuación general para correlacionar los resultados experimentales de las hélices insertadas. Esta ecuación general, es la propuesta para predecir el factor de fricción de sistemas de flujo en espacios anulares ( $a = 2,9$ ), que presenten hélices insertadas, de acuerdo con las consideraciones de esta investigación.

$$f = 12130.0 Re_{D_h}^{-0.85} \left( \frac{e}{D_h} \right)^{1.023} \quad (8)$$

Válida para números de Reynolds entre 1 500 - 5 000 y número de Prandtl entre 5 y 8, y para hélices donde el paso entre espiras sea  $0,5 D_h$  y las hélices de diámetro de hilo entre 0,5 y 1,5 mm.

En la ecuación 8 el coeficiente de correlación es de un 97,15 %, lo que indica poca variabilidad en  $f$ . El error del estimado muestra que la desviación estándar de los residuos es 0,0327. El error absoluto medio es de 0,0245, que indica el valor promedio de los residuos en los datos experimentales. Para el empleo de las ecuaciones particulares según la forma de la ecuación 7 y la ecuación general 8, la temperatura de referencia es la temperatura media del flujo anular a la cual se determinan las propiedades del flujo. El diámetro hidráulico  $D_h$ , es la dimensión de referencia. La figura 5 expone una comparación entre los puntos del factor de fricción obtenidos experimentalmente y el predicho por la correlación general propuesta.

Se puede apreciar que los valores experimentales se encuentran dentro del rango del +/-10 % de desviación de los valores que predice la ecuación 8, como posibles causas de estas diferencias se señalan las vibraciones

en las hélices producidas durante la experimentación debido a la holgura que puede quedar entre la pared del tubo y las hélices arrolladas alrededor del tubo interno así como la incertidumbre de los instrumentos empleados en la cadena experimental.

Aunque la relación anular (2,9) bajo la cual se realizan los ensayos experimentales, se ubica dentro de las más generales y frecuentes empleadas en el diseño de intercambiadores de tubo en tubo, las ecuaciones obtenidas no pueden emplearse para otra relación anular. Este elemento constituye una limitante, sin embargo al considerar las diferentes variantes en los tubos estandarizados empleados en la construcción de intercambiadores de calor se advierte que las mismas tienen un campo de aplicación no despreciable.

## Conclusiones

Los ensayos de visualización de flujo por el método de inyección de tinta permitieron complementar el análisis hidrodinámico al corroborar la presencia de un régimen turbulento en el espacio anular con hélices insertadas para el intervalo del número de Reynolds analizado.

La caída de presión determinada en sistema de flujo anular, presentó un incremento significativo al insertar hélices alrededor de la pared exterior del tubo interior. Este incremento depende del diámetro de hilo de la hélice insertada  $e$ . La influencia de esta variable decrece rápidamente a medida que se incrementa el número de Reynolds. La ecuación obtenida para el cálculo del factor de fricción de un flujo circulando en un espacio anular recto, con hélices insertadas alrededor de la pared exterior del tubo interior es válida para sistemas de flujo donde se cumpla que el diámetro de hilo de la hélice insertada, se ubique entre 0,5 mm y 1,5 mm, con un paso entre espiras de  $0,5 D_h$  y números de Reynolds entre 1500 - 5000 y números de Prandtl medio del flujo entre 5 y 8.

## Agradecimientos

Se agradece el apoyo brindado por la Unidad de Educación Continua y por la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del Instituto de Energías Renovables, IER de la Universidad Nacional Autónoma de México, UNAM, para la realización de esta investigación y en especial al Dr. Jorge I. Hernández y el MSc. Emilio Arenas.

## Referencias

- Bergles AE, Nirmalan V, Junkhan GH, et al. Bibliography on Augmentation of Convective Heat and Mass Transfer-II. Iowa, USA: Iowa State University; 1983. ISBN 978-1575240602.
- Haghighi EB, Saleemi M, Nikkam N, et al. Cooling performance of nano fluids in a small diameter tube. *Journal of Experimental Heat Transfer, Thermodynamics, and Fluid Mechanics*. 2013;49:114-22. ISSN 0894-1777.
- Léal L, Miscevic M, Lavielle P, et al. An overview of heat transfer enhancement methods and new perspectives: Focus on active methods using electroactive materials. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013;61:505-24. ISSN 0017-9310.
- Popov IA, Gortyshov Yu F y Olimpiev VV. Industrial Applications of Heat Transfer Enhancement: The Modern State of the Problem (a Review). *Thermal Engineering*. 2012;59(1):1-12. ISSN 0040-6015.
- Siddique M, Khaled AR, Abdulhafiz NI, et al. Recent Advances in Heat Transfer Enhancements: A Review Report. *International Journal of Chemical Engineering*. 2010;1:1-28. ISSN 1385-8947.
- Hussein T, Salman YK, Hakim S, et al. An experimental study of heat transfer to turbulent separation fluid flow in an annular passage. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011;54:766-73. ISSN 0017-9310.
- Eiamsa-ard S, Thianpong C y Eiamsaard P. Turbulent heat transfer enhancement by counter/co-swirling flow in a tube fitted with twin twisted tapes. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2010;34:53-62. ISSN 0894-1777.
- Fernandez J y Uhia FJ. Heat transfer and friction characteristics of spirally corrugated tubes for outer ammonia condensation. *International Journal of Refrigeration*. 2012;35:2022-32. ISSN 0140-7007.
- García A, Solano JP, Vicente PG, et al. The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils. *Applied Thermal Engineering*. 2012;35:1359-4311. ISSN 1359-4311.
- Çakmak G, LütfiYücel H, Argunhan Z, et al. Experimental investigation of Thermal Performance in a Concentric-Tube Heat Exchanger with Wavy Inner Pipe. *International Journal Thermophys*. 2012;33:1055-67. ISSN 0195-9284.
- Joshi S y Kriplani VM. Review of heat transfer augmentation with tape inserts. *International Journal of Engineering Science and Technology*. 2011;3:162-4. ISSN 2141-2820.
- Lin CK, Miao JJ, Chen QS, et al. Flow Visualization in a Circular-to-Rectangular Transition Duct. *International Journal of Turbo and Jet-Engines*. 1993;10:61-74. ISSN 2191-0332.
- Wolfgang M. *Flow Visualization*. London, UK: Academic Press, LTD; 1987. ISBN 0 12 491351 2.
- Swanepoelland W y Meyer JP. Research Note: Preliminary investigation of heat transfer augmentation by means of spiral wires in the annulus of tube-in-tube heat exchangers. *R & D Journal*. 1997;13(3):98-100. ISSN 0257-9669.
- Slanciauskas A. Two friendly rules for the turbulent heat transfer enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2001;44:2155-61. ISSN 0017-9310.
- Gnielinski V. *Heat Transfer Coefficients for Turbulent Flow in Concentric Annular Ducts*. *Heat Transfer Engineering*. 2009;30:431-6. ISSN 0145-7632.
- Goldstein R. *Fluid Mechanics Measurements*. Philadelphia, USA: John Wiley & Sons; 1996. ISBN 1-56032-306-X.
- Incropera FP, De Witt D, Berman TL, et al. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. Danvers, USA: John Wiley & Sons; 2011. ISBN 978-0470-50197-9.