



ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL A BAJAS PRESIONES EN UN CONDENSADOR HELICOIDAL INTEGRADO A UN TRANSFORMADOR TÉRMICO

ESTIMATION OF THE CONDENSATION HEAT TRANSFER COEFFICIENT FOR STEAM WATER AT LOW PRESSURE IN A COILED DOUBLE TUBE CONDENSER INTEGRATED TO A HEAT TRANSFORMER

O. Flores¹, V. Velázquez¹, M. Meza¹, H. Horacio¹, D. Juárez² y J. A. Hernández^{2*}

¹Posgrado en Ingeniería y Ciencias Aplicadas de la Universidad Autónoma del Estado de Morelos. Av. Universidad No. 1001, Col Chamilpa, CP. 62209, Cuernavaca, Morelos, México.

²Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp), Universidad Autónoma del Estado de Morelos (UAEM). Av. Universidad No. 1001, Col Chamilpa, CP. 62209, Cuernavaca, Morelos, México.

Recibido 17 de octubre de 2012; Aceptado 23 de marzo de 2013

Resumen

Se realizó un estudio experimental para calcular el coeficiente de transferencia de calor de condensación de vapor de agua en un condensador de doble tubo helicoidal. El vapor fluye por el tubo interno y por la sección anular fluye a contra corriente agua de enfriamiento. La presión de operación del condensador se encuentra dentro del intervalo de 4 a 9 kPa con un número de Reynolds de vapor entre 7200 y 23200. Los flujos máxicos por unidad de área del agua de enfriamiento están en un intervalo de 450 a 850 kg/m²s. El coeficiente de transferencia de calor de condensación es calculado por dos métodos: el primero es en base al balance de energía y ecuaciones de transferencia de calor; en el segundo, se utilizó la técnica Wilson Plot. Los valores calculados del coeficiente de transferencia de calor de condensación muestran similitud entre ambos métodos. El intervalo de los coeficientes de condensación obtenidos es de 2200 W/(m²°C) ≤ α_{con} ≤ 5500 W/(m²°C). Además, una correlación para la estimación del coeficiente de condensación en función del número de Re y Pr es propuesta.

Palabras clave: coeficientes de transferencia de calor, condensación, condensador helicoidal, Wilson Plot, transformador térmico.

Abstract

An experimental study was conducted to calculate the condensation heat transfer coefficient of steam water in a double helical tube condenser. The steam flows through the inner tube and the cooling water flows in counter flow in the annular section. The operating pressure of the condenser is ranging from 4 kPa to 9 kPa and the Reynolds number of steam is ranging from 7200 to 23200. The mass flux of the cooling water is ranging from 450 kg/m²s to 850 kg/m²s. The heat transfer coefficient is calculated by two methods: the first is based on energy balance and heat transfer equations, and the second by Wilson Plot method. The heat transfer coefficient results shows similarity between both methods and it is ranging from 2200 W/m²°C to 5500 W/m²°C. Furthermore, we propose a correlation for the condensation heat transfer coefficient based on the Nusselt, Reynolds and Prandtl numbers.

Keywords: heat transfer coefficient, steam, coiled condenser, Wilson Plot, heat transformer.

*Autor para la correspondencia. E-mail: alfredo@uaem.mx
Tel. 52-777-329-70-84, Fax. 52-777-329-70-84.

1 Introducción

Los intercambiadores de calor helicoidales son ampliamente utilizados en procesos alimentarios, equipos médicos, industria de procesos y en sistemas de aprovechamiento y recuperación de calor de desecho, debido a los altos coeficientes de transferencia de calor y a su estructura compacta (Shou-Shing y col., 1987; Paisarn Naphon 2007; Han y col., 2005; Renny y col., 2007; Prabhanjan y col., 2002).

Un ejemplo de un sistema de recuperación de calor son los transformadores térmicos (bombas de calor por absorción); estos equipos elevan la temperatura de una fuente de baja energía a un nivel más alto (Hernández y col., 2008; Escobar y col., 2008). El calor obtenido puede ser usado en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales; por ejemplo, en procesos de calefacción, refrigeración, purificación de efluentes, etc. (Holland y col., 1999).

Los componentes principales de un transformador térmico para un ciclo refinado son: un evaporador, un absorbedor, un generador, un economizador y un condensador, como muestra la Fig. 1 (Rivera y col., 1994). La finalidad del condensador es cambiar de la fase vapor a la fase líquida a algún tipo de fluido refrigerante, en este caso agua. Los coeficientes de transferencia de calor son importantes para el diseño y la fabricación de los equipos de intercambio de calor; así como para el modelado y simulación del proceso. Colorado y col. (2011) y Colorado-Garrido y col. (2009) proponen un modelo para predecir puntualmente (a partir de volúmenes de control) la transferencia de momento y energía para el condensador y el evaporador del sistema de bombas de calor por absorción. Los autores utilizan coeficientes de transferencia de calor reportados en la literatura obteniendo resultados de 10-20 % de error. Por lo tanto se requiere de la determinación de estos coeficientes para condiciones particulares de operación. Otro aspecto importante es la configuración de los equipos de transferencia de calor para aumentar el aprovechamiento de la energía y beneficios en costos económicos. Hernández-Escoto y Hernández-Castro (2006); y Medina-Leaños y col. (2011) presentan un análisis sobre condiciones de operación en secuencias de destilación para un mejor aprovechamiento del consumo energético.

Una técnica para obtener los coeficientes convectivos de transferencia de calor es utilizando el método "Wilson Plot". La ventaja de este método es que no requiere de la medición directa de la

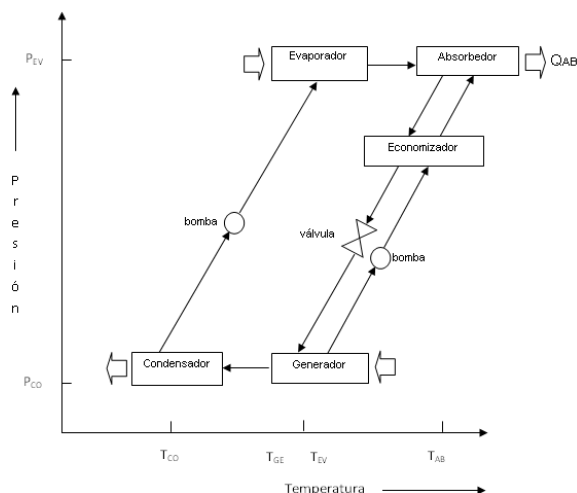


Fig. 1. Ciclo termodinámico del transformador térmico

temperatura de la superficie de transferencia de calor; la cual es difícil de medir en los intercambiadores de calor aplicados a bombas de calor.

Singh y col. (2001) utilizaron el método Wilson Plot para la estimación de coeficientes de transferencia de calor de condensación de vapor de agua en intercambiadores de calor con tubos aletados a diferentes presiones entre 100 y 200 kPa.

Kumar y col. (2001) usaron este método para calcular el coeficiente de condensación de vapor de agua y del refrigerante R-134a en el exterior de tubos horizontales y tubos aletados.

Fernandez-Seara y col. (2005) calcularon los coeficientes de transferencia de calor de condensación de vapor de agua sobre un tubo horizontal mediante el método Wilson Plot. El método original ha tenido algunas modificaciones para estimar los coeficientes de película en distintos tipos de intercambiadores de calor (Fernandez-Seara y col., 2007).

El objetivo de este trabajo es determinar el coeficiente de transferencia de calor de condensación del vapor de agua a bajas presiones, para condiciones particulares de operación de un transformador térmico. Dos métodos son utilizados: el primer usa un balance de energía y ecuaciones de transferencia de calor; el segundo aplica el método Wilson Plot.

Tabla 1. Dimensiones del condensador helicoidal de tubos concéntricos.

	Tubo interno (mm)	Tubo externo (mm)
Diámetro externo	9.52	19.05
Diámetro interno	6.22	15.75
Diámetro helicoidal	240	240
Vueltas	4	4
Longitud	3500	3500
Altura	300	300

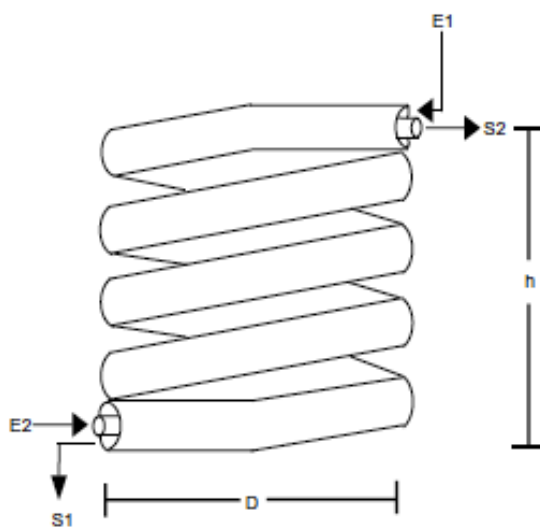


Fig. 2. Condensador helicoidal acoplado al transformador térmico.

2 Materiales y métodos

2.1 Generación de vapor y descripción del condensador

Para la generación de vapor se utiliza agua caliente como suministro de energía al generador de vapor. El agua proviene de un tanque calentado por resistencias eléctricas con las cuales se regula la temperatura del agua en el interior del tanque. Una vez que el agua circula por el generador de vapor para ceder su energía regresa al contenedor. Existe generación de vapor cuando el agua en el interior del generador alcanza la temperatura de saturación. La temperatura de saturación está en función de la presión

$$T_{sat} = f(P) \quad (1)$$

El condensador es un intercambiador de calor helicoidal de tubos concéntricos en forma de

serpentín vertical. Por el tubo interior fluye vapor proveniente del generador para ser condensado y en la sección anular fluye agua proveniente de una torre de enfriamiento. Los sistemas de enfriamiento son necesarios para remover el calor, éstos están típicamente constituidos por una torre de enfriamiento cuyos intercambiadores de calor se encuentran en un arreglo a contra corriente (Morales-Fuentes y col., 2005).

El material de fabricación es de acero inoxidable 316L.

La Fig. 2 muestra un diagrama esquemático del condensador. La Tabla 1 describe las dimensiones del condensador helicoidal.

El experimento consistió en variar el flujo de agua de enfriamiento en un intervalo de 450 a 850 kg/m²s regulado por una válvula operada manualmente; mientras se mantenía constante la presión en el condensador. Este procedimiento se realizó a las presiones de 3.8, 5.7, 6.8, 8.2, 8.9 kPa. La Tabla 2 muestra el diseño experimental de las pruebas realizadas.

2.2 Instrumentación, medición y adquisición de datos

Para la medición del flujo de agua de enfriamiento se utilizó un flujómetro con un flujo máximo de medición de 15 l/min. La exactitud del flujómetro es de $\pm 3\%$ en la medición de la escala total.

Para la medición del flujo de agua de enfriamiento se utilizó un flujómetro con un intervalo de medición de 1.5 a 15 l/min.

Para la medición de la temperatura se utilizaron termopares tipo T los cuales se calibraron con un termómetro de referencia (± 0.1 °C) resultando con una incertidumbre de ± 0.2 °C para cada termopar.

Para medir la presión se utilizó un transductor de presión con un intervalo de medición de -101.35 kPa a 103.42 kPa con una exactitud de $\pm 0.25\%$ de la escala total.

Se utilizó un adquisidor de datos de la marca Agilent Technologies serie 34970A con un módulo multiplexor HP 34901A con 20 canales de entrada de voltaje para la medición directa del voltaje de los termopares y del transductor de presión.

Desde el inicio de la prueba experimental se registran datos cada 10 segundos, el condensador pasa por un estado transitorio hasta que se logra llegar a un estado estable.

Tabla 2. Pruebas realizadas en el condensador acoplado al transformador térmico.

	Presión (kPa)				
	3.8	5.7	6.8	8.2	8.9
Flujo de enfriamiento (l/min)			6.5		
			6.0		
			5.5		
			5.0		
			4.5		
		4.0			

Una vez que se tienen condiciones de estado estable se registran los datos de flujo de agua de enfriamiento, temperatura y presión en el condensador durante 10 minutos.

Posteriormente se realiza la siguiente variación en el flujo de enfriamiento para obtener otra condición de estado estable.

3 Programación del algoritmo termodinámico para el condensador

Se utilizó el software MATLAB® para la programación de un modelo termodinámico para la estimación del coeficiente de condensación del vapor de agua. Las propiedades termodinámicas del agua fueron calculadas según las ecuaciones de la IAPWS-IF97 (Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam).

Las consideraciones para la estimación del coeficiente de transferencia de calor en el condensador son las siguientes:

1. El análisis está realizado bajo condiciones de estado estacionario.
2. Las caídas de presión en las tuberías son despreciables.
3. La condición de vapor a la entrada del condensador es de vapor saturado y de líquido sub enfriado a la salida.
4. Las pérdidas de calor al ambiente en el condensador son despreciables.

A continuación se presentan las ecuaciones utilizadas para la estimación del coeficiente de transferencia de condensación utilizando balances de energía y ecuaciones de transferencia de calor.

3.1 Balances de energía y transferencia de calor para el condensador

La potencia del condensador se calcula con la diferencia de temperaturas del flujo externo del agua de enfriamiento.

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m}_{ext} C p_{ext} (T_{out} - T_{in})_{ext} \quad (2)$$

El flujo másico de vapor que se condensa en el interior del tubo se calcula del balance energético con respecto a las entalpías del vapor en la entrada y a la salida del condensador.

En donde:

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_{con}}{h_{v,in} - h_{l,out}} \quad (3)$$

De acuerdo a la consideración 3) se tiene:

$$h_{v,in} = f(P_{con}) \quad (4)$$

$$h_{l,out} = f(T_{se}, P_{con}) \quad (5)$$

La potencia del condensador es la suma de la potencia necesaria para el cambio de fase \dot{Q}_{cf} y para el subenfriamiento del condensado \dot{Q}_{se} ; matemáticamente se expresa con la siguiente ec. (6):

$$\dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{cf} + \dot{Q}_{se} \quad (6)$$

La potencia requerida para el cambio de fase; en condiciones de saturación es:

$$\dot{Q}_{cf} = \dot{m}_v (h_v - h_l)_{sat} \quad (7)$$

La potencia requerida para el sub enfriamiento es calculada a partir del balance de energía con la ecuación (6)

$$\dot{Q}_{se} = \dot{Q}_{co} - \dot{Q}_{cf}$$

En la sección de sub- enfriamiento el líquido en condiciones de saturación disminuye su temperatura por debajo de la temperatura de saturación hasta llegar a la salida del condensador.

Las ecuaciones de transferencia de calor en la sección de cambio de fase son:

$$\dot{Q}_{cf} = (UA)_{cf} (LMTD)_{cf} \quad (8)$$

Donde $(UA)_{cf}$ es la multiplicación del coeficiente global de transferencia de calor U por el área de transferencia de calor en la sección de cambio de fase A .

Tabla 3. Resultados de los balances de masa, energía y transferencia de calor para el condensador.

P_{con} (kPa)	Q_{con} (W)	Re_{ext}	α_{ext} (W/m ² °C)	Re_{vap}	α_{con} (W/m ² °C)	U (W/m ² °C)
8.9	2646	4165	3017	21255	5420	1938
8.2	2429	4118	2999	19347	5084	1347
6.8	1864	3948	2935	15044	4046	1701
5.7	1604	3871	2902	10904	3309	1546
3.8	1039	3754	2859	8646	2734	1397

La diferencia de temperatura media logarítmica en la sección de cambio de fase $(LMTD)_{cf}$, está definida como:

$$LMTD_{cf} = \frac{(T_{sat} - T_{out,ext}) - (T_{sat} - T_{turn,ext})}{\ln\left(\frac{T_{sat} - T_{out,ext}}{T_{sat} - T_{turn,ext}}\right)} \quad (9)$$

Donde $T_{turn,ext}$ es la temperatura del agua de enfriamiento en la cual el flujo interno se encuentra en la fase de líquido saturado. Esta temperatura es calculada mediante un balance de energía utilizando la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_{se} = \dot{m}_{ext} C_{p_{ext}} (T_{turn} - T_{in})_{ext} \quad (10)$$

La resistencia térmica global de transferencia de calor en la sección de cambio de fase es:

$$Rt_{cf} = \frac{1}{(UA)_{cf}} = \frac{(LMTD)_{cf}}{Q_{cf}} \quad (11)$$

El coeficiente de transferencia de calor de condensación α_{con} es calculado a partir del coeficiente global de transferencia de calor en la sección de cambio de fase U_{cf} , el coeficiente convectivo del lado del agua de enfriamiento α_{ext} y la resistencia de transferencia de calor debido a la pared del tubo interno R_{wall} ; considerando que la resistencia por ensuciamiento es despreciable, se tiene la siguiente ecuación:

$$\alpha_{con} = \frac{1}{\frac{1}{U_{cf}} - \frac{1}{\alpha_{ext}} - R_{wall}} \quad (12)$$

En la Tabla 3 se presenta los valores calculados del coeficiente de condensación α_{con} .

4 Método Wilson Plot para el condensador

Para este caso en particular la resistencia interna y la resistencia de la pared son tomadas como constantes; mientras que la resistencia externa es la que varía

en función del flujo de enfriamiento; la resistencia térmica global se puede expresar como la suma de resistencias a la transferencia de calor como:

$$Rt = R_{int} + R_{wall} + R_{ext} \quad (13)$$

Donde la resistencia interna se calcula con la siguiente ecuación (14):

$$R_{int} = \frac{1}{\alpha_{con} A_{int}} \quad (14)$$

La resistencia de la pared se calcula con la siguiente ecuación (15):

$$R_{wall} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi\lambda_{wall}l} \quad (15)$$

La resistencia externa se calcula con la siguiente ecuación (16):

$$R_{ext} = \frac{1}{\alpha_{ext} A_{ext}} \quad (16)$$

Las resistencias tomadas como constantes se agrupan en la siguiente ecuación (17):

$$C_1 = R_{int} + R_{wall} \quad (17)$$

La variación del coeficiente convectivo externo es función de la velocidad, esta variación se puede representar mediante la siguiente ecuación:

$$\alpha_{ext} = C_2 V_{ext}^m \quad (18)$$

Donde al coeficiente m se le asigna un valor 0.82 (Dittus-Boelter) y C_2 es una constante con un valor por determinar.

Finalmente, la resistencia térmica global obtenida de las pruebas experimentales puede ser representada como una función lineal de los valores experimentales de $1/V_{ext}^m$:

$$Rt = C_1 + \frac{1}{C - 2A_{ext}} \frac{1}{V_{ext}^m} \quad (19)$$

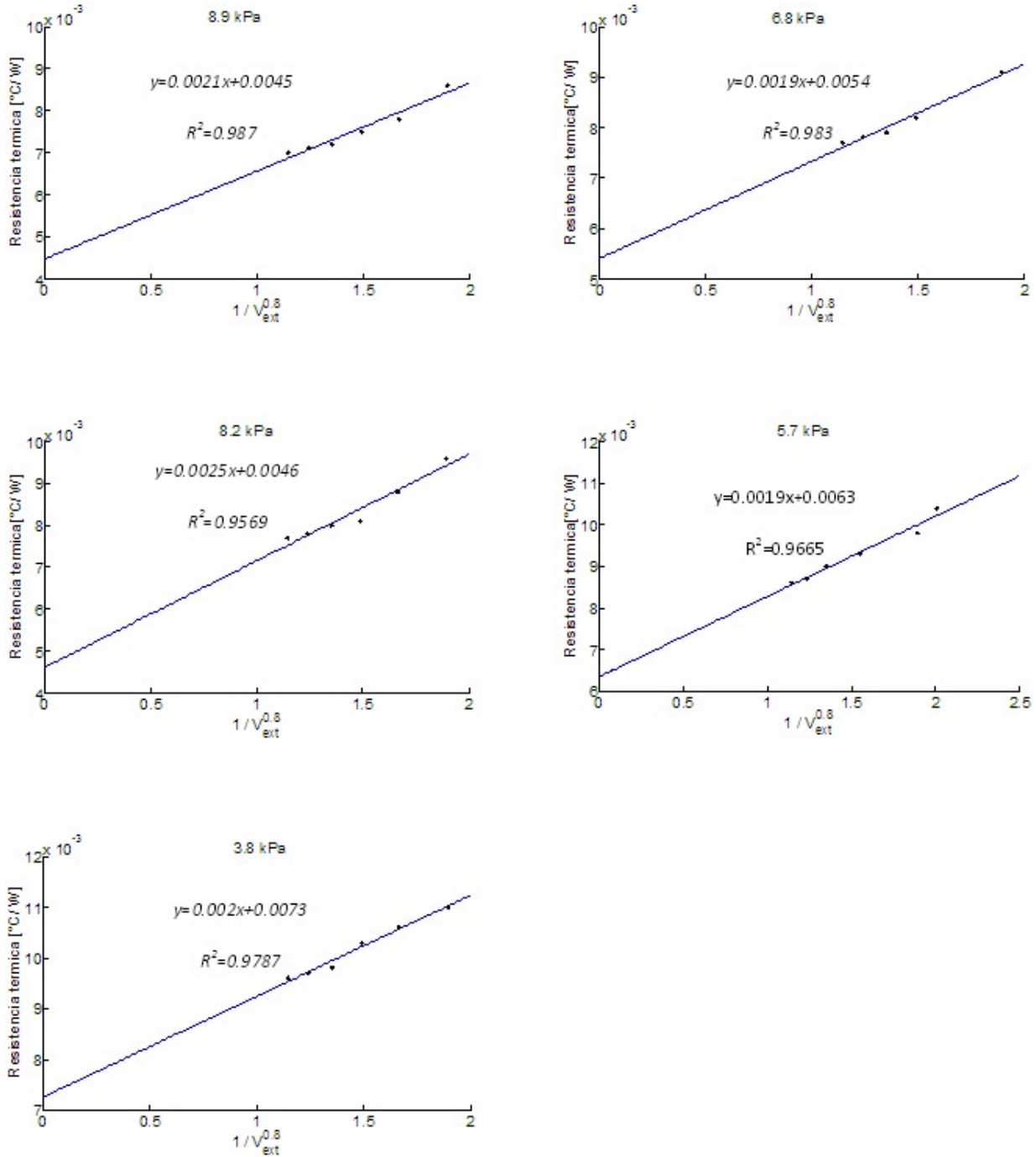


Fig. 3. Representación de la resistencia térmica global en función del inverso de la velocidad.

El coeficiente de transferencia de calor de condensación en la parte interna del condensador; es calculado combinando las ecuaciones (14) y (17):

$$\alpha_{con} = \frac{1}{(C_1 - R_{wall})A_{int}} \quad (20)$$

A_{int} representa el área de transferencia de calor en contacto con el vapor, en la sección de cambio de fase.

La Fig. 3 muestra los valores de R_t calculados experimentalmente con respecto a $1/V_{ext}^{0.8}$ utilizados para el cálculo de α_{con} utilizando el método Wilson

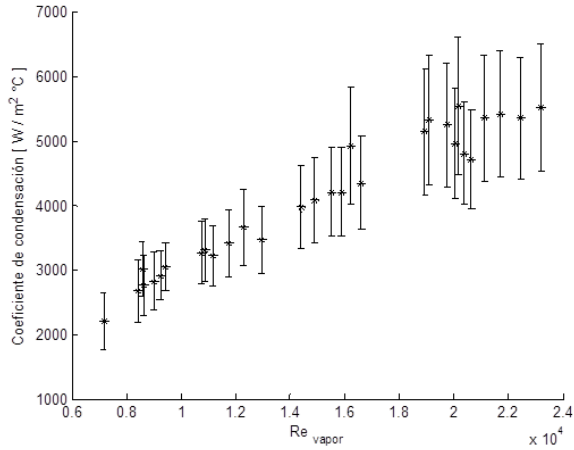


Fig. 4. Error asociado a las mediciones.

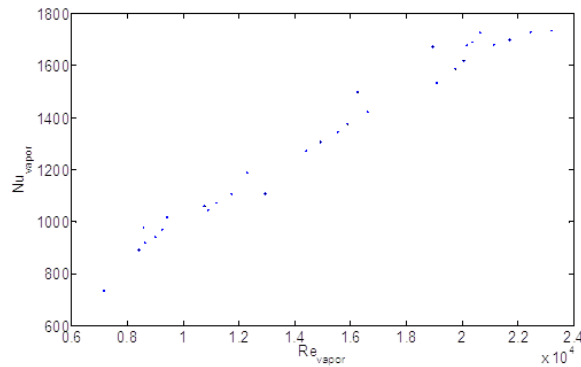


Fig. 5. Nusselt de vapor vs Reynolds de vapor.

Plot.

5 Resultados y discusión

La Tabla 4 presenta que el coeficiente de condensación calculado mediante Wilson Plot subestima entre un 2 % y un 6 % al coeficiente de condensación promedio calculado con el balance energético.

La Figura 4 muestra valores del coeficiente de condensación de vapor obtenidos a partir del balance de energía usando la ecuación 20 los cuales incluyen el error asociado por las mediciones.

La incertidumbre calculada para el coeficiente de condensación de vapor en este trabajo está entre los valores de $\pm 12\%$ a $\pm 20\%$. García-Valladares (2003) reporta diferentes intervalos de incertidumbre para el coeficiente de condensación de distintos refrigerantes en el interior de tubos lisos de entre $\pm 5\%$ hasta $\pm 30\%$.

Tabla 4. Coeficiente convectivo de condensación (α) calculado por balances de energía y por el método Wilson Plot

P_{co} (kPa)	Q_{co} (W)	Re_{vap}	α_{be} ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)	α_{wp} ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
8.9	2646	21255	5420	5166
8.2	2429	19347	5084	4966
6.8	1864	15044	4046	3943
5.7	1604	10904	3309	3112
3.8	1039	8646	2734	2602

Tabla 5. Constantes de la correlación tipo Nusselt

Ecuación (22)	Coefficiente de regresión
$Nu = aRe^b Pr^c$	0.9894
$a = 1.6840$	
$b = 0.6897$	
$c = 1.5398$	

La Figura 5 describe el número de Nusselt del vapor calculado con el balance energético para cada valor de Reynolds de las pruebas experimentales. El Nusselt de vapor presenta una tendencia lineal para valores de Reynolds entre 7200 y 23200.

5.1 Obtención de correlaciones semi-empíricas para el cálculo del coeficiente de transferencia de condensación

A partir de los valores calculados experimentalmente se proponen las siguientes correlaciones para la estimación del coeficiente de condensación en las cuales se consideran los valores de Nu, Re y Pr.

$$Nu = aRe^b Pr^c \quad (21)$$

donde $7200 \leq Re \leq 23200$

$$Nu = \frac{\alpha_{cond} d_{int}}{\lambda_{vap}} \quad (22)$$

El método usado para ajustar los coeficientes fue el método de Nelder-Mead. Este método de optimización hace una minimización a la función la cual puede ser una ecuación no lineal multidimensional que además no considera restricciones.

Los valores de los coeficientes de la ecuación 22 son presentados en la Tabla 5.

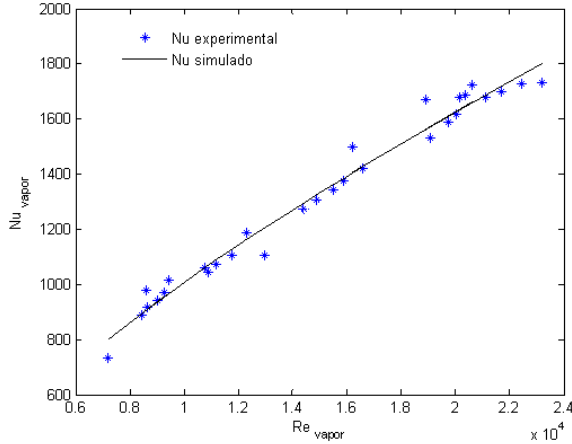


Fig. 6 . Nusselt de vapor calculado y Nusselt de vapor simulado con respecto al Reynolds de vapor.

La Figura 6 muestra los valores calculados del número Nusselt del vapor calculado experimentalmente y los valores simulados para la ecuación propuesta en este trabajo; con respecto al número de Reynolds del vapor.

Conclusiones

Se utilizó un condensador helicoidal de tubos concéntricos acoplado a un transformador térmico para calcular los coeficientes de condensación de vapor de agua en el interior del tubo del condensador para presiones entre 3.8 y 8.9 kPa; número de Reynolds del vapor entre 7 200 y 23 200 y flujo másico de vapor por unidad de área de 2.26 a 10.35 kg/m²s. Se obtuvieron valores del coeficiente de condensación en el intervalo de 2 200 a 5 500 W/m²K.

El coeficiente de condensación presenta una tendencia lineal para los valores inferiores a 23 000 del número de Reynolds del vapor.

De la similitud de los coeficientes de transferencia de condensación obtenidos por el balance energético y los obtenidos por el método Wilson Plot; se propone al método Wilson Plot como una herramienta para calcular los coeficientes de transferencia de calor para geometrías helicoidales con cambio de fase en un fluido.

Se obtiene una correlación de tipo Nusselt mediante el método de optimización Nelder-Mead. La ecuación propuesta está descrita en la Tabla 5 y Figura 6, con números de Reynolds entre $7200 \leq Re \leq 23,200$.

Agradecimientos

Los autores le damos agradecimientos al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (Conacyt), que nos dio el apoyo necesario para realizar el presente trabajo. Al Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas (CIICAp) por su gran colaboración en el proyecto.

Nomenclatura

A	superficie [m ²]
C _p	capacidad calorífica específica [J/kg°C]
D	diámetro helicoidal [m]
d	diámetro [m]
Dn	número de Dean $Dn = Re(d_{hidr}/D)^{0.5}$
E	entrada
S	salida
ΔT	incremento de la temperatura [°C]
G	flujo volumétrico [lt/min]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
He	número helicoidal $He = Dn [1 + (\frac{H}{2\pi R})^2]^{1/2}$
h _{lg}	calor latente de vaporización [J/kg]
H	altura entre cada vuelta del condensador [m]
h	entalpía específica [J/kg]
LMTD	temperatura media logarítmica [°C]
L	longitud [m]
\dot{m}	flujo másico [kg/s]
Nu	número de Nusselt [Nu = ad/λ]
Pr	número de Prandtl [Pr = Cpμ/λ]
P	presión [kPa]
Q	potencia [W]
R	radio helicoidal [m]
Re	número de Reynolds $Re = \rho dv/\mu$
Rt	resistencia térmica global [°C/W]
T	temperatura [°C]
U	coeficiente global de transferencia de calor [W/m ² °C]
V	velocidad [m/s]

Letras Griegas

α	coeficiente de condensación [W/m ² °C]
λ	conductividad térmica [W/m°C]
ρ	densidad [kg/m ³]
μ	viscosidad dinámica [Pa s]

Subíndices

be	balance energético
con	condensador
cf	cambio de fase
ext	externo
ge	generador
hidr	hidráulico

int	interno
in	entrada
l	líquido
out	salida
sat	saturación
se	subenfriamiento
tb	tubo
v	vapor
wall	pared
wp	Wilson Plot

Referencias

- Colorado, D., Hernández, J.A., García-Valladares, O., Huicochea, A. y Siqueiros, J. (2011). Numerical simulation and experimental validation of a helical double-pipe vertical condenser. *Applied Energy* 88, 2136-2145.
- Colorado-Garrido, D., Santoyo-Castelazo, E., Hernández, J.A., García-Valladares, O., Siqueiros, J. y Juárez-Romero, D. (2009). Heat transfer of a helical double-pipe vertical evaporator: Theoretical analysis and experimental validation. *Applied Energy* 86, 1144-1153.
- Dittus, F.W. y Boelter, L.M.K. (1930). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *University of California Publications in Engineering* 2, 443-461.
- Escobar, R.F., Juárez, D., Siqueiros, J., Irlas, C. y Hernandez, J.A. (2008). On-line COP estimation for waste energy recovery heat transformer by water purification process. *Desalination* 222, 666-672.
- Fernández-Seara, J., Uhíaa, F. J., Sieres, J. y Campo, A. (2005). Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson Plot method. *European Journal of Physics* 26, 1-11.
- Fernández-Seara, J., Uhíaa F. J., Sieres, J. y Campo, A. (2007). A general review of the Wilson Plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. *Applied Thermal Engineering* 27, 2745-2757.
- García-Valladares, O. (2003). Review of in-tube condensation heat transfer correlations for smooth and microfin tubes. *Heat Transfer Engineering* 24, 6-24.
- Han, J.T., Lin, C.X. y Ebdian, M.A. (2005). Condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R-134a in an annular helical pipe. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, 1307-1316.
- Hernández-Escoto, H. y Hernández-Castro, S. (2006). Energy integration in distillation sequences for the separation of quaternary mixtures. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 5, 17-26.
- Hernández, J.A., Juárez-Romero, D., Morales, L.I. y Siqueiros, J. (2008). COP prediction for the integration of a water purification process in a heat transformer: with and without energy recycling. *Desalination* 219, 66-80.
- Holland, F. A., Siqueiros, J., Santoyo, S., Heard C. L. y Santoyo E. R. (1999). *Water purification using heat pumps*. Editorial E & FN Spon, London.
- Kakaç, S. y Liu, H. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. Second Edition. Editorial CRC. Boca Raton, Florida.
- Kumar, R., Varma, H.K., Agragawal, K.N. y Mohanty, B. (2001). A comprehensive study of modified Wilson Plot technique to determine the heat transfer coefficient during condensation of steam and R-134a over single horizontal plain and finned tubes. *Heat Transfer Engineering* 22, 3-12.
- Medina-Leaños, R., Segovia-Hernandez, J.G. y Felix-Flores, M.G. (2011). Dynamic behavior thermally coupled reactive distillation sequences for different operating conditions. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 10, 147-160.
- Morales-Fuentes, A., Picón-Nuñez, M. y Martínez-García, M. (2005). Effect of the network arrangement on the total heat transfer surface area in cooling systems. *Revista Mexicana de Ingeniería Química* 5, 93-99.
- Manlapaz, R. L., y Churchill, S. W. (1980). Fully developed laminar flow in a helically coiled tube of finite pitch. *Chemical Engineering Communications* 7, 57-78.

Renny-Timothy, J. y Vijaya Raghavan, G.S. (2007). Thermally dependent viscosity and non-Newtonian flow in a double-pipe helical heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 27, 862-868.

Paisarn Naphon. (2007). Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 34, 321-330.

Prabhanjan, D.G., Raghavan, G.S.V. y Rennie, T.J. (2002). Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 29, 185-191.

Rivera, W., Best, R. Hernandez, J., Heard, C.L. y Holland, F.A. (1994). Thermodynamic study of advanced absorption heat transformer I. Single and two stage configurations with heat exchangers. *Heat Recovery Systems and CHP* 14, 173-183.

Shou-Shing, H., Chihng-Tsung, L. y Anthony, C.K. (1987). Thermal analysis of the performances of helical-type roughened double-pipe heat exchangers. *Applied Energy* 26, 67-73.

Singh, S.K., Kumar, R. y Mohanty, B. (2001). Heat transfer during condensation of steam over a vertical grid of horizontal integral-fin copper tubes. *Applied Thermal Engineering* 21, 717-730.

Anexo 1. Cálculo de las longitudes para la sección de cambio de fase y la sección de líquido subenfriado

A continuación se presentan los cálculos necesarios para la determinación de las longitudes para cada sección del condensador.

El Nusselt del agua de enfriamiento que fluye por la sección anular se calcula mediante la correlación de Manlapaz y Churchill (1980):

$$Nu_{ext} = \left[\left(4.3649 + \frac{4.636}{x_3} \right)^3 + 1.816 \left(\frac{He}{x_4} \right)^{3/2} \right]^{1/3} \quad (A.1)$$

donde:

$$\begin{aligned} He &= Dn(1 + K)^{1/2} \\ K &= (H/(2\pi R))^2 \\ x_3 &= ((1.0 + 1342)/(PrHe^2))^2 \\ x_4 &= 1.0 + (1.15/Pr) \end{aligned}$$

Donde H es la altura entre cada vuelta de la espiral del condensar y R es el radio helicoidal. El número de Dean Dn, es un número adimensional que da la relación entre la fuerza de viscosidad que actúa sobre un fluido en una tubería curvada y la fuerza centrífuga. El número de Dean Dn se define como:

$$Dn = Re \left(\frac{d_{hidr}}{D} \right)^{0.5} \quad (A.2)$$

donde Re es el número de Reynolds, d_{hidr} es el diámetro hidráulico y D es el diámetro helicoidal.

Con el Nusselt obtenido en la parte externa se calcula el coeficiente convectivo de transferencia calor del agua de enfriamiento (α_{ext}) con la siguiente ecuación:

$$\alpha_{ext} = \frac{Nu_{ext}\lambda}{d_{hidr}} \quad (A.3)$$

Para la determinación del coeficiente convectivo del líquido subenfriado en el tubo interno del condensador se supone un Nusselt de 3.66 (Kakac y Liu, 2002) para la parte de subenfriamiento; esto es debido a que derivado de cálculos realizados para la determinación del régimen de flujo para todas las condiciones dadas se obtuvo un régimen de flujo laminar.

Con el Nusselt del líquido subenfriado en la sección de subenfriamiento se calcula el coeficiente convectivo de transferencia calor

$$\alpha_{se} = \frac{Nu_{se}\lambda}{d_{int}} \quad (A.4)$$

El coeficiente global de transferencia de calor para la sección de subenfriamiento se calcula con la siguiente ecuación:

$$U_{se} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ext}} + \frac{r_{ext} \log(r_{ext}/r_{int})}{\lambda_{wall}} + \left(\frac{1}{\alpha_{se}} \right) \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right)} \quad (A.5)$$

La potencia de subenfriamiento es la potencia total del condensador menos la potencia requerida para el cambio de fase de vapor saturado a líquido saturado; la cual se puede calcular con la ecuación (6) del texto:

$$\dot{Q}_{se} = \dot{Q}_{ext} - \dot{Q}_{con} \quad (A.6)$$

La temperatura del agua de enfriamiento en el momento que ocurre el cambio de fase fue calculada mediante un balance energético utilizando la ecuación (10) del texto:

$$T_x = \frac{\dot{Q}_{se}}{(\dot{m}_{ext} C_{p_{ext,in}}) + T_{ext,in}}$$

Por lo tanto el área de subenfriamiento es la siguiente:

$$A_{se} = \frac{\dot{Q}_{se}}{(U_{se} LMTD_x)} \quad (A.7)$$

La longitud requerida para la sección de subenfriamiento

$$L_{se} = \frac{A_{se}}{2\pi r_{ext}} \quad (A.8)$$

La longitud de la sección de condensación es la diferencia de la longitud total del condensador menos la longitud de subenfriamiento

$$L_{con} = L_{tb} - L_{se} \quad (A.9)$$