

Caracterización de un intercambiador de calor para el control de humedad en invernaderos

CLEMENTE IBARRA CASTANEDO*
PHILIPPE JACQUET**
DANIEL R. ROUSSE*

1. ANTECEDENTES

Este estudio forma parte del proyecto “Projet Échangeur” (Proyecto Intercambiador) iniciado por el Ministerio de la Agricultura, de la Pesca y de la Alimentación del Québec (MAPAQ) en conjunción con el Centro de Información y Desarrollo Experimental en Invernaderos (CIDES) con el objeto de dar solución al problema del exceso de humedad en invernaderos [1].

Diversos estudios han demostrado que es factible controlar los niveles de humedad en instalaciones agrícolas a través de intercambiadores de calor aire-aire de bajo costo [2], basándose en dichos estudios, la construcción de un primer prototipo precomercial se llevó a cabo en 1996 [3]. Este intercambiador cuenta con un corazón de 24 m de extensión (L) compuesto por 4 tubos de plástico corrugado de $D_{nom}=76$ mm alrededor de un tubo central de $D_{nom}=101$ mm. Los primeros resultados mostraron un rendimiento térmico alrededor del 80% aún en presencia de escarcha.

Ante estos alentadores resultados, una segunda generación de prototipos más compactos (24 tubos: $D_{nom}=50$ mm, $L=4,5$ m), mostrada en la Figura 1, fue construida y evaluada.

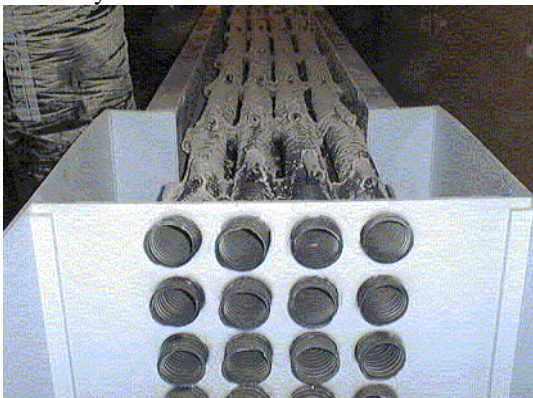


Figura 1. Prototipo de segunda generación, vista transversal.

Esta vez, además de los invernaderos, un nuevo medio agrícola ha sido motivo de estudio: los criaderos de pollos. Una tercera generación de prototipos (150

tubos: $D_{nom}=38$ mm, $L=1,5$ m) con deflectores transversales está actualmente en fase de prueba.

En resumen, los prototipos se encuentran aún en evolución por lo que es necesario contar con una herramienta de diseño fiable que facilite la modelización de su comportamiento térmico.

El objetivo de este trabajo fue la determinación de las correlaciones que caracterizan el intercambio térmico de cada lado de los prototipos.

2. ANÁLISIS TÉRMICO DE LOS PROTOTIPOS

El análisis térmico de los prototipos puede dividirse en dos partes: la transmisión de calor del *lado frío*, al interior de los conductos corrugados; y la transferencia de calor del *lado caliente*, al exterior de los mismos. La Figura 2 muestra gráficamente la configuración de los prototipos.

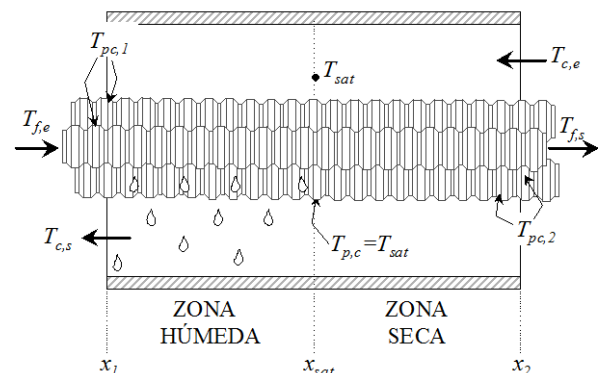


Figura 2. Configuración de los prototipos.

El aire que circula del lado frío se calienta a medida que avanza a través del intercambiador (de x_1 a x_2), la transferencia de energía se produce sin cambio de fase ya que la temperatura de la pared interna se mantiene siempre por encima del punto de rocío. Existe en la literatura un gran número de correlaciones empíricas para flujo interno turbulento que facilitan la evaluación de la transferencia de calor del lado frío. Sin embargo, la presencia de corrugaciones impide la adopción de una de estas soluciones sin antes validarla de alguna manera. El procedimiento a seguir para este caso, consiste en comparar los resultados obtenidos

*GREUL, Université Laval, Cité Universitaire, Sainte-Foy (Québec) Canadá, G1K 7P4
**LABOMAP, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 71250 Clunay, Francia

por experimentación a los valores estimados con las correlaciones empíricas.

El comportamiento térmico del lado caliente es más complejo. Tal como se ilustra en la Figura 2, la temperatura de la pared externa en x_2 (correspondiente a la entrada de aire caliente y salida del aire frío), es generalmente mayor que la temperatura de saturación de la mezcla ($T_{p,c,2} > T_{sat}$). Existe un punto entre x_1 y x_2 , marcado como x_{sat} en la Figura 2, donde la temperatura de la pared iguala la temperatura de saturación ($T_{p,c} = T_{sat}$) y que demarca el inicio de la condensación. A partir de x_{sat} , la condensación se intensifica en dirección de x_1 (salida de aire caliente y entrada del aire frío), donde la diferencia de temperatura entre los dos flujos alcanza su valor máximo.

El lado caliente del intercambiador se divide de esta manera en una *zona seca* y una *zona húmeda*. La transferencia total de energía es la suma del *calor sensible*, resultante de un cambio de temperatura entre la entrada y la salida; y del *calor latente*, que se manifiesta por un cambio de fase en la zona húmeda. Esto complica la caracterización del lado caliente, de hecho, no existen actualmente correlaciones empíricas para un sistema como este. La derivación de correlaciones a partir de datos experimentales es necesaria.

La construcción de un dispositivo experimental para la adquisición de datos es entonces requerida para, por una parte, determinar la correlación empírica más apropiada para el lado frío; y por otra parte, derivar una correlación característica para el lado caliente.

3. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

La construcción del dispositivo experimental ha sido confiada al Grupo de Investigación en Energía de la Universidad Laval (GREUL). Las diferentes partes del montaje así como los circuitos de circulación de los dos flujos de aire se muestran en la Figura 3.

El ventilador toma el aire frío directamente del exterior para suministrarlo a la sección de intercambio. Esta sección de 3 m de extensión, está compuesta por: (1) el corazón del intercambiador, formado por un único tubo corrugado de $D_{nom}=101$ mm, similar a los utilizados en los prototipos reales; y (2) la coraza externa, compuesta por un conducto de acrílico de 30 cm de diámetro que permite visualizar la condensación.

El aire caliente y húmedo, para simular las condiciones al interior de los invernaderos, se aprovisiona a través de un sistema de acondicionamiento de aire AMINCO, compuesto por un mecanismo de regulación simultánea de la humedad y de la temperatura del aire [2].

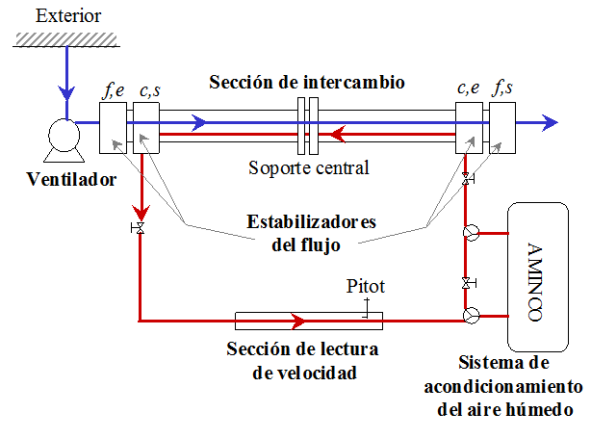


Figura 3. Componentes del dispositivo experimental.

Cuatro estabilizadores de flujo, que consisten en cajas de melamina cubiertas con aislamiento térmico, han sido colocados a los dos extremos de la sección de intercambio: (f,e) y (c,e) estabilizan los flujos de aire frío y caliente respectivamente, que entran a la sección de intercambio; mientras que (f,s) y (c,s), estabilizan los flujos a la salida de dicha sección antes de pasar a la sección de lectura de velocidad. Esta última ha sido incorporada al circuito conforme a las normas de la *American Society for Testing and Materials* concerniente a la medición de la velocidad con la ayuda de un tubo de Pitot. La presión dinámica se mide con la ayuda de un captor OMEGA PX 653, la transformación en datos de flujo volumétrico se efectúa automáticamente dentro del programa de adquisición.

Trece estaciones de medición han sido instaladas en la sección de intercambio (cada 25 cm) para determinar los perfiles axiales de temperatura. La humedad relativa (ϕ_c) se registró en cada uno de los estabilizadores de flujo con la ayuda de una sonda VAISALA HMD70U/Y. Se ha contado con dos multiplexores *Campbell Scientific: AM416* y *AM32* para la adquisición de datos.

La Tabla 1 presenta los diferentes parámetros de interés en este estudio.

Una vez terminada la adquisición de los datos experimentales, el análisis de los mismos se llevó a cabo considerando separadamente cada lado del intercambiador.

Tabla 1. Incertidumbres atribuibles a cada parámetro.

Parámetro ¹	Rango	Incertidumbre	Lectura
T_f	-11,5 a 10°C	±0,30°C	39
T_c	20 a 26°C	±0,34°C	39
$T_{p,c}$	-1,0 a 15°C	±0,32°C	34

¹ Véase la sección de nomenclatura al final de este documento.

ϕ_c	30 a 90%	$\pm 0,0035 \%$	6
\dot{V}_c	30 a 75 L/s	$\pm 0,819 \text{ L/s}$	1
TOTAL			119

4. LADO FRÍO DEL INTERCAMBIADOR

Con el objeto de comparar los valores experimentales a las predicciones empíricas, los valores de los coeficientes de intercambio deben ser calculados. La *ley del enfriamiento de Newton* permite la obtención del coeficiente de intercambio *local* [4]:

$$h_f = \frac{q''_{p,f}}{(T_{p,f} - T_f)} \quad (1)$$

El flujo de calor $q''_{p,f}$, se obtiene por medio de un balance de energía del lado frío del intercambiador:

$$q''_{p,f} = \frac{\rho_f \dot{V}_f c_{p,f}}{\pi D_f} \left(\frac{dT_f}{dx} \right) \quad (2)$$

La pendiente dT_f/dx puede calcularse a través del perfil axial de temperatura del lado frío $T_f(x)$ que a su vez se determina por regresión de los mínimos cuadrados de los datos experimentales [2]. Por otra parte, la temperatura de la pared del lado frío ($T_{p,f}$), necesaria para la estimación del coeficiente de intercambio, puede obtenerse con ayuda de la *ley de conducción de Fourier* [4]:

$$T_{p,f} = T_{p,c} - \frac{r_f q''_{p,f}}{k_p} \ln \left(\frac{r_c}{r_f} \right) \quad (3)$$

donde la temperatura de la pared del lado caliente ($T_{p,c}$) se obtiene por medición directa en el dispositivo.

La hipótesis de *flujo plenamente desarrollado* se validó para el flujo interno en el dispositivo [2], lo que permite la integración de los valores *locales* en coeficientes *promedio*.

La Tabla 2 reúne las correlaciones empíricas utilizadas con mayor frecuencia para flujo interno turbulento, tanto en tuberías lisas como rugosas.

Los resultados obtenidos con estas correlaciones se muestran en la Figura 4, que incluye igualmente los coeficientes experimentales. Para estos cálculos se utilizó el diámetro promedio $D_f = (D_{max} + D_{min})/2$, y la superficie de intercambio *total* (A_f), es decir, incluyendo las corrugaciones. Como puede observarse, las predicciones efectuadas con correlaciones propias de tubos rugosos son de un orden de magnitud mucho más elevado que los valores correspondientes a tuberías lisas. Aparentemente la única contribución de las corrugaciones es la de aumentar la superficie de intercambio sin perturbar la capa límite.

Tabla 2. Correlaciones empíricas para flujo interno turbulento y valores de DAP asociados a cada una de ellas.

Autor	Correlación	DAP
Colburn, 1933	$\overline{Nu} = 0,023 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{1/3}$	0,49

Lisos	Sieder y Tate, 1936	$\overline{Nu} = 0,027 \text{Re}^{4/5} \text{Pr}^{1/3} (\mu/\mu_p)^{0,14}$	2,39
	Gnielinski 1976	$\overline{Nu} = \frac{(f/8)(\text{Re}-10^3)\text{Pr}}{1+12,7\sqrt{f/8}(\text{Pr}^{2/3}-1)}$	2,19
Rugosos	Dipprey y Sabersky, 1963	$\overline{St} = \frac{f/8}{1+(f/8)^{1/2}[5,19\text{Re}_k^{0,2}\text{Pr}^{0,44}-8,48]}$	23,87
	Bhatti y Shah, 1988	$\overline{St} = \frac{f/8}{1+(f/8)^{1/2}[4,5\text{Re}_k^{0,2}\text{Pr}^{0,5}-8,48]}$	32,16

donde $\overline{Nu} = \overline{hD}/k$ y $\overline{St} = \overline{Nu}/\text{Re Pr}$.

Para comparar los resultados experimentales con las predicciones empíricas de manera más precisa, el criterio de la *desviación absoluta promedio DAP* puede ser utilizado [5]:

$$DAP = \frac{\sum_{i=1}^n (h_{emp} - h_{exp})}{n} \quad (4)$$

donde h_{emp} y h_{exp} corresponden a los coeficientes de intercambio empírico y experimental respectivamente, y n es el número total de experiencias. La Tabla 2 incluye los valores de *DAP* correspondientes a cada una de las correlaciones empíricas.

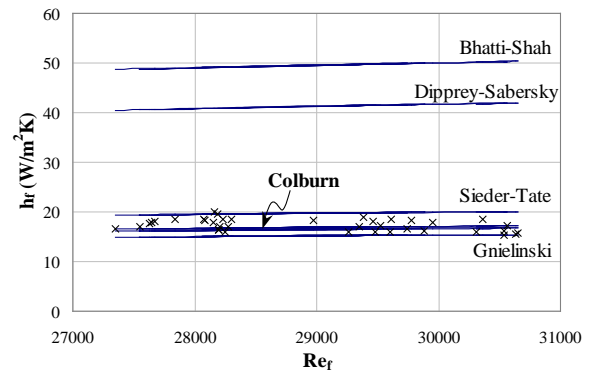


Figura 4. Coeficientes de intercambio para el lado frío.

Al examinar la Figura 4 y la Tabla 2, puede concluirse que la correlación de *Colburn* representa mejor la transferencia de calor al interior de los tubos corrugados de $D_{nom}=101 \text{ mm}$. Esto concuerda con los resultados de Sibley y Raghavan [5] para conductos de plástico corrugado de geometría similar al caso estudiado aquí.

5. LADO CALIENTE DEL INTERCAMBIADOR

A diferencia del flujo interno turbulento plenamente desarrollado, no se cuenta en la actualidad con correlaciones empíricas para el caso del aire húmedo que condensa irregularmente sobre tubos corrugados. En este caso es necesario recurrir a la correlación de datos experimentales.

Con esto en mente, un análisis de los datos se llevó a cabo [2], lo que permitió distinguir una relación entre los coeficientes de intercambio y la humedad relativa

del lado caliente (ϕ_c). Esto sugiere que el lado caliente del intercambiador puede ser caracterizado por una correlación de la forma: $\overline{Nu}_c = C Re_c^m \phi_c^n$. Así, las constantes C , m y n se determinaron siguiendo las etapas enumeradas por Holman [6] para la correlación de datos experimentales en función de dos parámetros (Re_c y ϕ_c en este caso), llegando al siguiente resultado:

$$\overline{Nu}_c = 0,136 Re_c^{0,46} \phi_c^{0,44} \quad (5)$$

que es válida para un intercambiador compuesto por un solo tubo interno en los rangos $35 < \phi_c < 80\%$ y $1,5 \times 10^4 < Re_c < 3,2 \times 10^4$, y representa los datos experimentales con un coeficiente de correlación $R=0,89$.

Para verificar la validez, tanto de la correlación de Colburn para el lado frío como de la ecuación (5) para el lado caliente, el método ε -NTU [4] se ha implementado utilizando los datos obtenidos para la totalidad de las experiencias realizadas en el dispositivo experimental. La Figura 5 ilustra a título de ejemplo los resultados correspondientes a la experiencia (d) del día 11 de febrero de 1999, en ella puede constatar un excelente acuerdo entre los perfiles térmicos y los puntos experimentales.

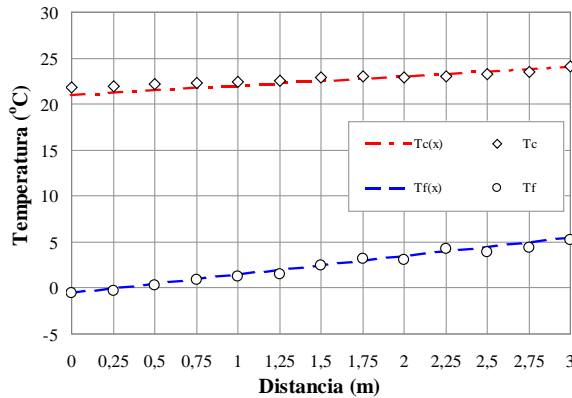


Figura 5. Perfiles térmicos para la experiencia 11FEV99d.

Sin embargo, el corazón de los prototipos está compuesto por bancos tubulares y no por un único tubo interno, por esta razón la utilización directa de la ecuación (5) en un método de análisis de los prototipos no produciría los resultados deseados. Nuevas experiencias serían necesarias para estas configuraciones.

Por otra parte, la toma de datos para el desarrollo de correlaciones en un banco tubular resulta impráctico ya que, tal como se mencionó anteriormente, los prototipos se encuentran aún en evolución, esto quiere decir que para cada nueva configuración la construcción de un nuevo dispositivo experimental sería requerida. Asimismo, la incertidumbre asociada a la medición de la temperatura de la pared aumenta considerablemente para el caso de bancos tubulares con condensación [7] (de ahí la importancia de

reducirla al máximo con la adopción de un solo tubo interno en el dispositivo experimental). La presencia de corrugaciones incrementa aún más la incertidumbre en la medición de la temperatura además de complicar el posicionamiento de sondas de medición.

La ecuación (5) puede sin embargo ser utilizada para la derivación de las correlaciones propias a los prototipos reales a través de la implementación del Método de Wilson [8] tal y como se describe a continuación.

6. MÉTODO DE WILSON

El Método de Wilson [8] constituye una herramienta de gran utilidad en el análisis de configuraciones complejas ya que confiere la posibilidad de incluir en la solución diversos factores, como el número de tubos, las corrugaciones y el cambio de fase con un número reducido de mediciones.

Este método fue propuesto originalmente por Wilson en 1915 [8] para el análisis de condensadores para casos en que no se cuenta con datos de temperatura de la pared o éstos son difíciles de obtener. Una gran cantidad de trabajos han demostrado su validez a través de formas modificadas para considerar diversos efectos. Marto [7] presenta un excelente resumen de dichas investigaciones.

El procedimiento de cálculo parte de la bien conocida ecuación de transferencia global en un intercambiador de calor, es decir [4]:

$$\frac{1}{UA_c} = \frac{1}{h_f A_f} + R_{eq} + \frac{1}{h_c A_c} \quad (6)$$

donde R_{eq} representa la suma de todas las resistencias no convectivas que participan en el sistema, como la conducción del material y la suciedad de las superficies de intercambio, que generalmente se estiman de manera independiente [7].

La ecuación (6) puede ser reorganizada algebraicamente para obtener una relación lineal. Para el caso que nos interesa, esto se logra al multiplicar ambos lados de la ecuación por el producto $\overline{h}_f A_f$:

$$\left(\frac{1}{UA_c} - R_{eq} \right) \overline{h}_f A_f = \frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_c} \left(\frac{\overline{h}_f A_f}{h_c A_c} \right) \quad (7)$$

donde puede distinguirse la forma: $y=a+bx$.

Este arreglo permite variar la humedad relativa, el flujo volumétrico y la temperatura de ambos lados del intercambiador sin necesidad de medir la temperatura de la pared, lo que simplifica la instrumentación y la toma de datos.

El siguiente paso consiste en reemplazar las formas de solución propias a cada lado del intercambiador en la ecuación (7). La correlación de Colburn constituye la forma de solución para el lado frío; para el lado

caliente se propone la adopción de la ecuación (5) como la forma característica de solución. El problema se resume entonces a la determinación del valor numérico de las constantes C_f y C_c por regresión de los mínimos cuadrados. Así, las correlaciones toman las siguientes formas:

$$\overline{Nu}_f = C_f Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad (8)$$

$$\overline{Nu}_c = C_c Re_c^{0,46} \phi_c^{0,44} \quad (9)$$

para el lado frío, y para el lado caliente respectivamente.

Actualmente se está llevando a cabo un análisis de los datos disponibles para los prototipos de segunda y de tercera generación por el *Método de Wilson* modificado, esto permitirá la validación de las correlaciones.

7. CONCLUSIONES

El estudio del comportamiento térmico de un intercambiador de calor a contra corriente se llevó a cabo con la ayuda de un dispositivo experimental. El corazón del intercambiador se ha limitado a un solo tubo de manera a reducir en lo posible las incertidumbres en la toma de datos.

Se ha encontrado que la solución a la transmisión de calor de lado frío se encuentra en el grupo correspondiente a tuberías lisas (Figura 4), siendo la correlación de *Colburn* la relación con menor *DAP* para el tubo de $D_{nom}=101$ mm. El lado caliente es más complejo ya que la contribución del calor latente debe también ser considerada. Un análisis de los datos experimentales [2] ha sugerido la inclusión de la humedad relativa (ϕ_c) en la solución de la transferencia del lado caliente. Así, la correlación: $\overline{Nu}_c = 0,136 Re_c^{0,46} \phi_c^{0,44}$ se ha derivado siguiendo las etapas descritas por Holman [6]. Con la obtención de esta relación, un *Método de Wilson* modificado se propone para la derivación de correlaciones propias a los prototipos reales.

RESUMEN

La implementación de un dispositivo experimental se ha llevado a cabo con el propósito de caracterizar el comportamiento térmico de un intercambiador aire-aire a contra corriente destinado a la deshumidificación en invernaderos. Se ha encontrado que la correlación de *Colburn*: $\overline{Nu}_f = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$, caracteriza adecuadamente el lado frío. Para el lado caliente, los autores sugieren la inclusión de la humedad relativa ϕ_c , en la solución a través de la expresión: $\overline{Nu}_c = 0,136 Re_c^{0,46} \phi_c^{0,44}$, derivada de los datos experimentales. Una versión modificada del *Método de Wilson* se propone para el análisis de configuraciones

más complejas como bancos tubulares con condensación irregular típicos de estas aplicaciones.

Palabras clave: Intercambiadores de calor aire-aire, Deshumidificación, Invernaderos, Método Wilson.

ABSTRACT

An experimental apparatus has been implemented for the thermal characterization of a counterflow air-to-air heat exchanger to be used in greenhouse's dehumidification. The *Colburn* correlation: $\overline{Nu} = 0,023 Re^{4/5} Pr^{1/3}$ has been found to be accurate for predicting heat transfer on the cold side. On the warm side, the authors suggest the inclusion of the relative humidity ϕ_c , into the solution by means of the expression: $\overline{Nu}_c = 0,136 Re_c^{0,46} \phi_c^{0,44}$, derived from the experimental data. A modified *Wilson Plot Method* is proposed for more complex configurations as tube banks with irregular condensation typically encountered in these applications.

Keywords: Air-To-Air Heat Exchangers, Dehumidification, Greenhouses, Wilson Plot Technique.

8. REFERENCIAS

- [1] ROUSSE D., MARTIN D., THÉRIAULT R., LÉVEILLÉE F., BOILY R. -“A Low Cost, Durable and Efficient Dehumidifier for Recovery in Agriculture”, *Int. J. Heat Technology*, Vol. 17, No. 1, pp. 55-62 (1999).
- [2] IBARRA CASTANEDO C. -“Caractérisation expérimentale des échanges sensibles et latents dans un échangeur de chaleur à contre-courant”, Tesis de Maestría, Université Laval, Quebec, Canadá (2000).
- [3] ROUSSE D., MARTIN D., THÉRIAULT R., LÉVEILLÉE F., BOILY R. -“Heat Recovery in Greenhouses: A practical solution”, *Applied Thermal Engineering*, Vol.20, No.8, pp. 687-706 (2000).
- [4] BEJAN A. -“Heat Transfer”, John Wiley and Sons Inc., E. U. (1993).
- [5] SIBBLEY K., RAGHAVAN S. -“Heat Transfer Coefficients for Air Flow in Plastic Corrugated Drainage Tubes”, *Can. Agr. Engr.*, Vol. 26, No. 2, pp. 177-180 (1984).
- [6] HOLMAN J. -“Heat Transfer”, 5ª edición, McGraw Hill, E. U. (1981).
- [7] MARTO P. - “An Evaluation of Film Condensation on Horizontal Integral-Fin Tubes”, *Trans. ASME*, Vol. 110, pp. 1287-1305, noviembre (1988).
- [8] WILSON E. - “Basis for Rational Design of Heat Transfer Apparatus”, *Trans. ASME*, Vol. 37, pp. 47-82 (1915).

9. NOMENCLATURA

A, superficie de intercambio, m²

c_p , calor específico a presión constante, J/kgK
 D , diámetro, m
 f , factor de fricción de Moody o Darcy = $-2\Delta PD/\rho u^2$
 h , coeficiente local de intercambio de calor, W/m²K
 \bar{h} , coeficiente promedio de intercambio, W/m²K
 k , conductividad térmica, W/mK
 \dot{q} , flujo de calor, W/m²
 Pr , número de Prandtl = $c_p\mu/k$
 R , resistencia térmica, K/W
 Re , número de Reynolds = $uD\rho/\mu$
 U , coeficiente global de intercambio de calor, W/m²K

\dot{V} , gasto volumétrico, m³/s
 ε , eficiencia térmica
 ϕ , humedad relativa
 μ , viscosidad dinámica, kg/sm
 ρ , densidad, kg/m³

Subíndices

c lado caliente	e entrando	p pared
f lado frío	s saliendo	sat saturación
nom nominal	ext externo	