

EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL SOBRECALENTAMIENTO EN EL MODELADO DE LA DESHUMIDIFICACIÓN PARA UN EVAPORADOR DE MINICANALES

HASSAN, Abdelrahman Hussein; GONZÁLVIZ MACIÁ, José; MARTÍNEZ BALLESTER, Santiago

e-mail: abhusab1@upvnet.upv.es

Universitat Politècnica de València, Instituto Ingeniería Energética (IIE), Valencia, España.

RESUMEN

El trabajo actual presenta un modelo para el lado del aire de un evaporador de minicanales, empleando para las aletas un enfoque numérico más fundamental que otros modelos actuales. Este enfoque numérico tiene en cuenta la conducción de calor 2D en cualquier elemento del tubo y aleta, por tanto no aplica la teoría de aleta, y permite una representación más detallada de las propiedades del aire. Después de la verificación con soluciones analíticas, se realizó un estudio comparativo entre el modelo propuesto Fin2D y el enfoque clásico de ϵ -NTU. La principal diferencia entre ambos enfoques es que el de ϵ -NTU asume la aleta como adiabática a mitad longitud. Ello se hace pese a la presencia de una diferencia de temperaturas entre los tubos de los extremos de la aleta, existente p.e. entre un tubo con sobrecalentamiento y otro evaporando. Este supuesto, que se utiliza extensamente, impide la conducción de calor entre los tubos a través de la aleta, resultando en una predicción incorrecta de la deshumidificación. Los resultados muestran desviaciones significativas en la transferencia de calor latente y total entre ambos enfoques, especialmente en el caso de la aleta parcialmente mojada y para valores altos del recalentamiento entre los tubos vecinos del evaporador.

Palabras clave: Deshumidificación, Modelado, Evaporador.

1. Introducción

Analizar el rendimiento de los evaporadores se complica, especialmente cuando funcionan bajo deshumidificación. El proceso de enfriamiento y deshumidificación del aire húmedo conduce a una aleta parcialmente o totalmente mojada en función de la temperatura de la superficie y las propiedades del aire de entrada. El rendimiento de la aleta se ve afectada drásticamente por la condensación de agua sobre su superficie [1].

Modelos numéricos y herramientas de simulación se han desarrollado para el diseño y la optimización de evaporadores desde la década de 1980, con el aumento de la complejidad del procedimiento de cálculo. Muchos autores introdujeron una gran cantidad de modelos completos del evaporador de tubos y aletas convencional, tal como Domanski [2] quien desarrolló un modelo para un evaporador basado en esquema de discretización tubo-por-tubo para predecir la capacidad del evaporador. Su modelo permite la especificación de circuitos complejos del refrigerante y tener en cuenta la distribución del aire no uniforme. Otro modelo numérico para estos intercambiadores convencionales fue introducido por Jiang et al. [3] en que un enfoque de segmento-por-segmento que implementó para tener en cuenta la 2D no-uniformidad de la distribución del aire a través del evaporador, y los patrones del flujo del refrigerante heterogéneo a través de un tubo. Actualmente, varios modelos de evaporador de minicanales están disponibles en la literatura, tales como [4] y [5].

La mayoría de los modelos de simulación dividen cada tubo del evaporador en segmentos a lo largo del flujo del refrigerante con su conjunto de aletas correspondiente. Una vez que el evaporador se ha dividido en segmentos, el supuesto de extremo adiabático a mitad longitud de aleta y relaciones clásicas de ε -NTU para intercambiadores de calor se emplean para resolver la transferencia de calor y masa para cada segmento. Este método simplifica la resolución, pero por otro lado tiene muchos inconvenientes tales como tener que asumir que las propiedades del aire son constantes a lo largo de la altura de la aleta, no tener en cuenta que la aleta esté parcialmente mojada, y finalmente no considerar la conducción de calor entre los diferentes tubos, que es una consecuencia de emplear el supuesto de la extremo de aleta adiabático.

Tras una revisión bibliográfica, nosotros no hemos localizado ningún modelo que sea capaz de evaluar el impacto de esos supuestos clásicos del modelado en el comportamiento del lado de aire de evaporadores de minicanales, especialmente bajo diferentes condiciones de deshumidificación. Éste es por tanto el objetivo del presente trabajo.

2. Desarrollo y Verificación del Modelo Fin2D

2.1. Discretización del Evaporador

La Fig. 1a presenta, a modo de ejemplo, un trozo del evaporador de minicanales estudiado. Se discretiza a lo largo de la dirección-x (flujo del refrigerante) en un número de segmentos "a". Cada segmento (Fig. 1b) consiste de dos corrientes de refrigerante (flujo superior e inferior) que se dividen en canales "b" en la dirección-z; dos tubos planos (superior e inferior) que se discretizan a celdas "c" en la dirección-z; y finalmente tanto el flujo de aire como las aletas se discretizan en dos dimensiones: celdas "d" en la dirección-y y celdas "e" en la dirección-z. Esto se resume en el texto como una cuadrícula de {a,b,c,d,e}. Para ilustración de la nomenclatura, el ejemplo que se muestra en la Fig. 1 corresponde a la cuadrícula {2,5,3,6,5}.

Todas las dimensiones de la cuadrícula son independientes, con la única excepción de que el aire y la aleta tienen la misma discretización. El calor (sensible y latente) se transfiere por convección de las celdas de aire húmedo a las celdas de aleta, así como a la zona sin aletas de la pared de tubo en contacto de la parte superior e inferior. Después, las celdas de aleta conducen el calor a lo largo del plano y-z y también a las celdas de pared en contacto con las raíces de la aleta. Las celdas de tubo intercambian el calor por conducción entre el uno al otro en el plano x-z y lo transfiere por convección a las celdas de refrigerante.

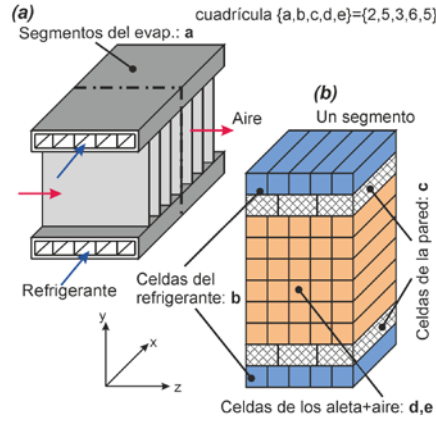


Figura 1: (a) una pieza del evaporador en estudio, (b) esquema de la discretización en un segmento del evaporador.

2.2. Ecuaciones del Modelo

Cada celda de fluido tiene dos nodos, uno en la entrada y uno a la salida, mientras que las celdas de pared sólo tienen un nodo situado en el centroide de la celda. En consecuencia, las ecuaciones del modelo para los fluidos y la pared se pueden escribir como sigue:

Ecuaciones gobernantes por el aire

El modelo de doble potencial, propuesto por McQuiston [6], se adopta en el presente trabajo para modelar la transferencia de calor total del aire húmedo. La ventaja principal de este modelo es que permite la evaluación independiente de las contribuciones de calor sensible y latente.

El balance de calor dentro cualquier celda del aire i en contacto con celdas de la pared de n_j ($j = 1, n_i$) se da por:

$$\dot{m}_i \cdot \bar{C}_{p,ma_i} \cdot dT_i = \sum_{j=1}^{n_i} -\alpha_{a,ij} (\bar{T}_i - T_{s_j}) P_{ij} \cdot ds_{ij} \quad (1)$$

donde \dot{m} y α_a son el flujo másico [kg/s] y el coeficiente de transferencia de calor [W/m²·K] del aire, respectivamente; \bar{C}_{p,ma_i} y \bar{T}_i son los promedios del calor específico del aire húmedo [J/kg·K], y la temperatura dentro de celda i [°C], respectivamente; T_s es la temperatura de superficie de la pared en contacto con la celda de aire [°C]; y P y s son el perímetro de contacto y longitud en la dirección del flujo correspondiente [m], respectivamente.

El balance de masa dentro cualquier celda de aire puede ser evaluada por la siguiente relación:

$$\dot{m}_i \cdot dW_i = \sum_{j=1}^{n_i} -\alpha_{D_{ij}} (\bar{W}_i - W_{sat,s_j}) P_{ij} \cdot ds_{ij}, \text{ si } (T_{s_j} < \bar{T}_{dp_i}) \quad (2a)$$

$$\dot{m}_i \cdot dW_i = 0, \text{ si } (T_{s_j} \geq \bar{T}_{dp_i}) \quad (2b)$$

donde

$\alpha_{D_{ij}} = \frac{\alpha_{a,ij}}{Le_i^{2/3} \cdot \bar{C}_{p,ma_i}}$ es el coeficiente de transferencia de masa basado en analogía de Chilton-Colburn [kg/m²·s]; Le es el número de Lewis.

\bar{W}_i y \bar{T}_{dp_i} son los promedios de la humedad absoluta de aire [kg_w / kg_a] y el punto de rocío de aire [°C], respectivamente.

Ecuaciones gobernantes por el refrigerante

El balance de calor en cada celda de refrigerante i se evalúa por la ecuación 3:

$$\dot{m}_i \cdot dh_i = \sum_{j=1}^{n_i} -\alpha_{r,ij} (\bar{T}_i - T_{s_j}) P_{ij} \cdot ds_{ij} \quad (3)$$

donde h y α_r son la entalpía específica [J/kg] y el coeficiente de transferencia de calor [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] del refrigerante, respectivamente.

Ecuaciones gobernantes por la pared

El balance de energía 2D dentro cualquier celda de pared j en contacto con las celdas de fluido n_j ($i = 1, n_j$) se representa por la ecuación 4:

$$\nabla \left(k_{w,j,k} \cdot \nabla T_{w,j} \right) + \sum_{i=1}^{n_j} \frac{1}{t_{w_j}} \cdot \dot{q}_{ij} = 0 \quad (4)$$

donde T_w es la temperatura de la pared evaluada en el centroide [$^{\circ}\text{C}$], y t_w y k_w son el espesor de la pared [m] y la conductividad térmica [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$], respectivamente. El segundo término en la ecuación 4 representa la suma de la transferencia total de calor entre la corriente celda de pared j y los fluidos circundantes. El flujo total de calor \dot{q} [W/m^2], se podría expresar de la siguiente manera:

a) por una celda de aire:

$$\dot{q}_{ij} = k_{w_j,k} \cdot \frac{T_{s_j} - T_{w_j}}{t_{w_j}/2} = \alpha_{a,ij} (\bar{T}_i - T_{s_j}) + \alpha_{D_{ij}} \cdot h_{fg,ij} (\bar{W}_i - W_{sat,s_j}) \quad (5a)$$

b) por una celda de refrigerante:

$$\dot{q}_{ij} = k_{w_j,k} \cdot \frac{T_{s_j} - T_{w_j}}{t_{w_j}/2} = \alpha_{r,ij} (\bar{T}_i - T_{s_j}) = U_{r,ij} (\bar{T}_i - T_{w_j}), \quad (5b)$$

$$\text{donde } U_{r,ij} = \frac{1}{\frac{t_{w_j}/2}{k_{w_j,k}} + \frac{1}{\alpha_{r,ij}}} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}].$$

Sharqawy y Zubair [7] consideran la siguiente relación para la humedad absoluta saturada a la temperatura de la superficie de la pared, $W_{sat,s}$ [$\text{kg}_w / \text{kg}_a$]:

$$W_{sat,s_j} (T_{s_j}) = a_{ij} + b_{ij} \cdot T_{s_j} \quad (6)$$

$$\text{donde } b_{ij} = \frac{\bar{W}_i - W_{sat,s_j}}{\bar{T}_{dp_i} - T_{s_j}} \quad [1/\text{K}], \text{ y } a_{ij} = W_{sat,s_j} - \left(\frac{\bar{W}_i - W_{sat,s_j}}{\bar{T}_{dp_i} - T_{s_j}} \right) T_{s_j} \quad [\text{kg}_w / \text{kg}_a].$$

b es la pendiente media de la línea de saturación entre la temperatura de superficie de la pared T_s , y la temperatura del punto de rocío del aire circundante T_{dp} .

Después de sustituir la ecuación 6 en la ecuación 5a y teniendo en cuenta la analogía de Chilton-Colburn, la ecuación 5a ahora se puede expresar como sigue:

$$\dot{q}_{ij} = U w_{ij} (T_{ij}^* - T_{w_j}) \quad (7)$$

donde

$$U w_{ij} = \frac{1}{\frac{t_{w_j}/2}{k_{w_j,k}} + \frac{1}{\alpha_{w_{ij}}}} \quad \text{es el coeficiente global de transferencia de calor para el caso húmedo} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}];$$

$$\alpha_{w_{ij}} = \alpha_{a,ij} (1 + \beta_{ij} \cdot b_{ij}) \quad \text{es el coeficiente de transferencia de calor total para el caso húmedo} \quad [\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}];$$

$$\beta_{ij} = h_{fg,ij} / Le_i^{2/3} \cdot \bar{C}_{p,ma_i} \quad \text{este parámetro se resulta de utilizar la analogía de Chilton-Colburn [K]; y}$$

$$T_{ij}^* = \frac{\bar{T}_i + \beta_{ij} (\bar{W}_i - a_{ij})}{1 + \beta_{ij} \cdot b_{ij}} \quad \text{es el parámetro de temperatura del aire húmedo } [^{\circ}\text{C}].$$

El esquema numérico correspondiente a una variación de temperatura del fluido lineal (LFTV), tal y como se explica por Corberan et al. [8], se emplea para la discretización de la transferencia de calor y masa en las Ecuaciones 5a y b. Este esquema numérico se basa fundamentalmente en asumir una distribución lineal de la temperatura del fluido y de la humedad absoluta en el caso del aire, a lo largo

de la celda de fluido. La discretización del operador laplaciano en la Ecuación 4 se puede hacer por el método de diferencias finitas. Las condiciones de contorno correspondientes son la temperatura de entrada y humedad relativa en el caso del aire, junto a las distribuciones de velocidad para ambos fluidos. Los bordes abiertos de los tubos al aire se consideran adiabáticos. El método de resolución global empleado en el trabajo actual es un método semi-implícito ligado a la temperatura de pared (SEWTLE) [8].

2.3. Caso de Estudio (Geometría del Evaporador)

El caso de estudio seleccionado se trata de un evaporador de minicanales, cuyas dimensiones (Tabla 1) se basan en el evaporador que se probó por Zhao et al. [9]. Sólo la longitud del tubo se ha modificado de acuerdo al objetivo del trabajo actual.

Tabla 1: Geometría del evaporador de minicanales.

Longitud de los tubos	(cm)	8.6	Paso entre aletas	(mm)	1.59	Diámetro del canal	(mm)	1
Profundidad del tubo	(mm)	16	Espesor de la aleta	(mm)	0.152	Número de los canales	(-)	10
Espesor del tubo	(mm)	0.5	Altura de la aleta	(mm)	8			

3. Efecto del Sobrecalentamiento en el Modelado de la Deshumidificación

Casi todos los modelos, que aplican la teoría de aleta, asumen extremo adiabático de la aleta a mitad longitud para utilizar la relación correspondiente de eficiencia de aleta. Esta es una expresión muy simple, pero no tiene en cuenta la transferencia de calor a través de las aletas entre los tubos con distinta temperatura.

Para evaluar el efecto de este supuesto en evaporadores de minicanales, el segmento del evaporador del caso de estudio se discretiza en una cuadrícula detallada de {3,1,10,30,10}. En primer lugar el modelo actual se ha verificado con soluciones analíticas por Hassan et al. [10]. Después, los resultados del lado del aire del modelo Fin2D se comparan con el enfoque clásico ϵ -NTU basado en el modelo de doble potencial [6]. En ambos enfoques, las temperaturas de los tubos superior e inferior se suponen constantes. En el modelo de ϵ -NTU las aletas se suponen cortadas a mitad de longitud y la eficiencia de aleta de extremo adiabática se adopta, lo que resulta en dos segmentos, superior e inferior, separados. La relación de efectividad térmica que se utiliza es para un intercambiador de calor con una relación de capacidades igual a cero [11], en cuyo caso la efectividad es $\epsilon = 1 - \exp(-NTU)$.

Las condiciones del aire de entrada al evaporador en el presente estudio se mantuvieron a 27 °C y una temperatura de punto de rocío de 17.2 °C ($\approx 55\%$ humedad relativa), mientras que el flujo de masa de 3.34 kg/m²·s se estableció constante. Se seleccionaron tres temperaturas diferentes del tubo inferior 2, 7, y 12 °C; para cada temperatura de tubo inferior, una gama de temperaturas del tubo superior se ha elegido para capturar diferentes condiciones de deshumidificación. El coeficiente sensible de transferencia de calor del lado aire se estimó en 48 W/m²·K suponiendo flujo totalmente laminar en tubos no circulares [11].

La Fig. 2 muestra las desviaciones relativas entre ambos modelos (respecto los resultados del Fin2D) en la transferencia de calor sensible, latente, y total. El valor de sobrecalentamiento (SC) representa la diferencia entre la temperatura del tubo superior T_{ts} y la temperatura del tubo inferior T_{ti} .

Tres situaciones se discuten en detalle, en función del estado de la aleta que se predice con cada enfoque, como sigue:

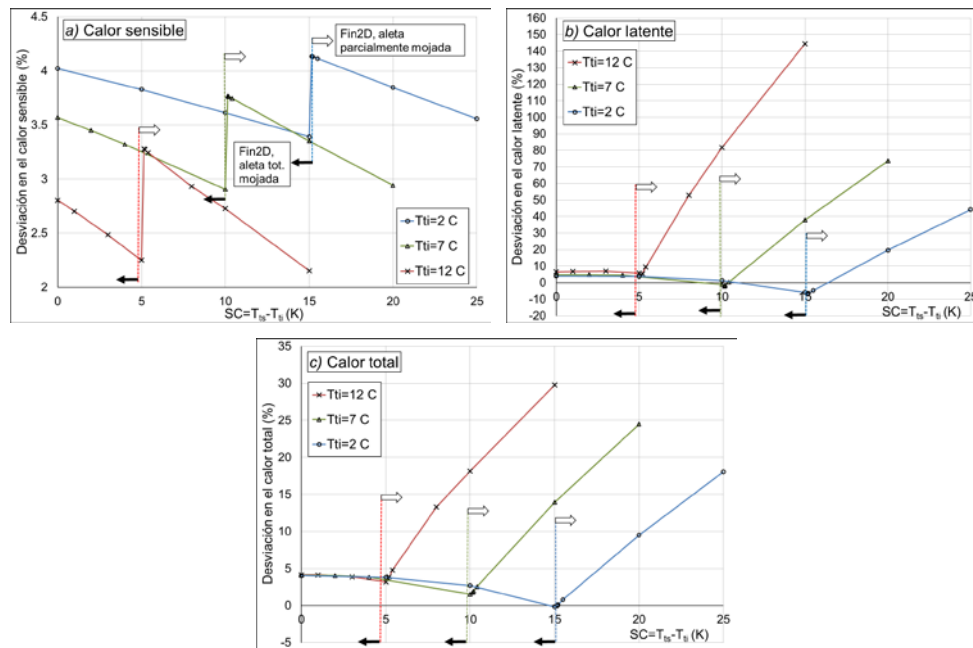


Figura 2: Las desviaciones relativas en la transferencia de calor con respecto los resultados de Fin2D.

3.1. Fin2D = aleta totalmente mojada, ϵ -NTU_{segmento-superior} = ϵ -NTU_{segmento-inferior} = aleta totalmente mojada.

En esta situación ambos enfoques (Fin2D y ϵ -NTU) predicen la misma condición de la aleta. Para cero y valores pequeños de sobrecalentamiento, de hasta 5 K, se puede notar que el enfoque ϵ -NTU siempre sobreestima la cantidad de transferencia de calor sensible, latente, y total. Con el aumento de la temperatura del tubo inferior la desviación relativa en la transferencia de calor sensible disminuye ligeramente a $\approx 1.8\%$; mientras que el calor latente y el total aumentan como mucho a ≈ 3.2 y 1% , respectivamente. El supuesto de variación nula en la temperatura o la humedad del aire a lo largo de la dirección-y, que se utiliza por el método ϵ -NTU, podría ser una de las razones de esta desviación en los resultados. Además, la forma de calcular la pendiente de la línea de saturación b , que se supone generalmente constante por el método ϵ -NTU para todo el segmento, podría contribuir a esta desviación [10].

Con un mayor aumento en el recalentamiento, el supuesto de extremo adiabático de aleta comienza a afectar las desviaciones en los resultados, especialmente en la transferencia de calor latente. Este supuesto, que generalmente se adopta por el enfoque ϵ -NTU, impide la conducción de calor entre los tubos a través de las aletas lo que resulta en una sobreestimación de la temperatura media de la aleta superior, y la subestimación de la temperatura media de la aleta inferior en comparación con los resultados de Fin2D. El efecto de este supuesto se nota en las situaciones de alto recalentamiento entre los tubos. Por ejemplo, en el caso de $T_{ti} = 2$ °C y $SC = 15$ K, el enfoque ϵ -NTU subestima la transferencia de calor latente $\approx 5.9\%$.

3.2. Fin2D = aleta totalmente mojada, ϵ -NTU_{segmento-superior} = aleta totalmente seca, ϵ -NTU_{segmento-inferior} = aleta totalmente mojada.

Una vez que la temperatura del tubo superior se acerca al punto de rocío del aire, el enfoque ϵ -NTU comienza a considerar que el segmento superior está totalmente seco. La Fig. 3 muestra los resultados de Fin2D para el caso de $T_{ti} = 2$ °C y $SC = 15.15$ K, se puede concluir que el método ϵ -NTU falla predicando el estado de la aleta, la aleta está en realidad totalmente mojada. Esta predicción errónea de la condición de la aleta se debe principalmente al supuesto de extremo adiabática de aleta que impide la conducción de calor entre los tubos. En este caso, el método ϵ -NTU subestima la cantidad de transferencia de calor latente en $\approx 6.7\%$.

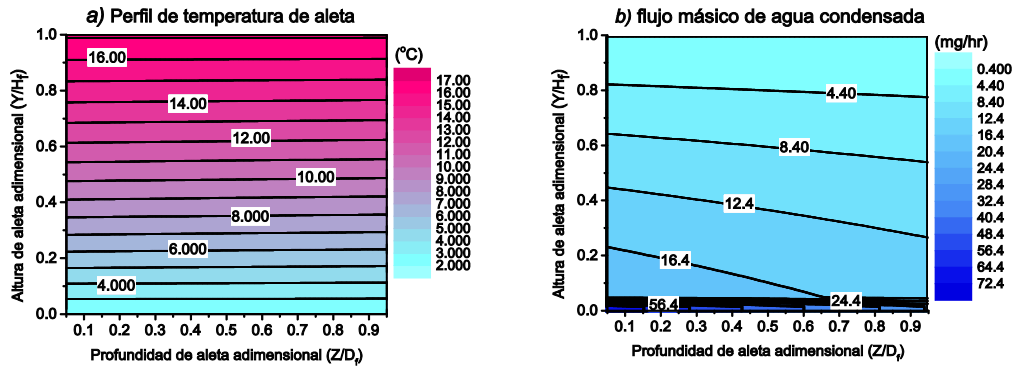


Figura 3: (a) Perfil de temperatura de aleta, (b) flujo másico de agua condensada para ($T_{i} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $SC=15.15 \text{ K}$)

3.3. Fin2D = aleta parcialmente mojada, $\epsilon\text{-}NTU_{\text{segmento-superior}} = \text{aleta totalmente seca}$, $\epsilon\text{-}NTU_{\text{segmento-inferior}} = \text{aleta totalmente mojada}$.

Los valores altos de recalentamiento entre los tubos superiores e inferiores resultan en una aleta parcialmente mojada como indica el modelo Fin2D. Sin embargo, la mayoría de los modelos de evaporador que utilizan método $\epsilon\text{-}NTU$ y la teoría de aleta no tienen en cuenta el escenario parcialmente mojado. Por lo tanto, en esos modelos todo el segmento se asume generalmente estar completamente seco o completamente mojado en base a la temperatura media de la superficie de la pared. Para el caso analizado, el supuesto de extremo adiabático de aleta acentúa las desviaciones entre los dos enfoques, especialmente para el calor latente y el total. La Fig. 4 ilustra los resultados de Fin2D para $T_{i}=12 \text{ }^{\circ}\text{C}$ y $SC=15 \text{ K}$, en este caso la temperatura del tubo superior es igual a la temperatura del aire de entrada.

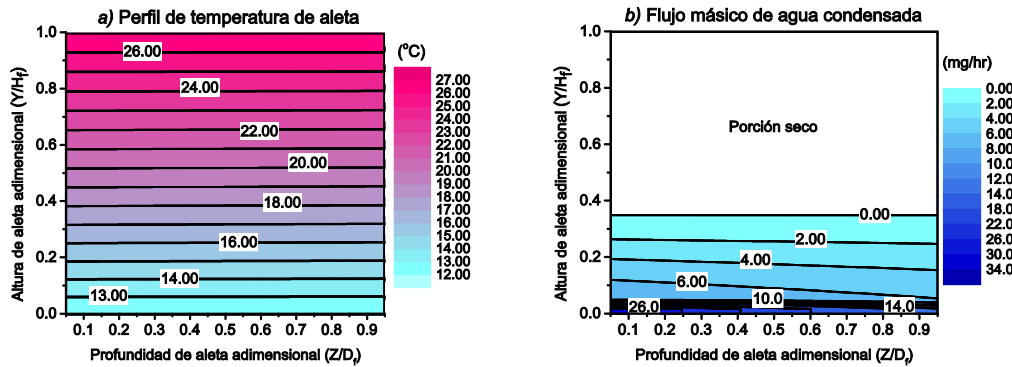


Figura 4: (a) Perfil de temperatura de aleta, (b) flujo másico de agua condensada por ($T_{i} = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $SC=15 \text{ K}$)

Se puede observar que aproximadamente el 30% de la superficie de la aleta está mojada y el resto está seca. Por otra parte, el método de $\epsilon\text{-}NTU$ supone que todo el segmento superior no intercambia ni el calor ni masa con el aire circundante; mientras que todo el segmento inferior se supone que está totalmente mojado. Esta predicción errónea de la situación de la aleta y su temperatura media, aumenta notablemente las desviaciones de la transferencia de calor latente y total en la región de la aleta parcialmente mojada como se muestra en las Figuras 2b y c.

4. Conclusiones

Se ha presentado un modelo numérico 2D que representa el comportamiento del lado del aire y la conducción de calor a través de las aletas para evaporadores de minicanales. Después de un estudio de validación teórico, los resultados del modelo numérico se compararon con el enfoque $\epsilon\text{-}NTU$ que usa algunas hipótesis clásicas.

En los casos de aleta totalmente mojada y pequeños valores de sobrecalentamiento, el método $\epsilon\text{-}NTU$ predice la cantidad de transferencia de calor bastante bien en comparación con los resultados

numéricos. Las principales fuentes de las desviaciones entre los dos enfoques podrían ser la hipótesis del modelo ε -NTU de asumir constante, en la dirección entre los tubos, tanto la temperatura como relación de humedad del aire, y la asumir como constante la pendiente de la línea de saturación del aire húmedo dentro del segmento.

Sin embargo, en los casos de aleta parcialmente mojada y altos valores de sobrecalentamiento, el supuesto del extremo adiabático de aleta a mitad longitud empieza a afectar fuertemente a las desviaciones entre los dos enfoques, hasta un 30% para la transferencia de calor total. Este supuesto, que generalmente es adoptado por el enfoque ε -NTU, elimina la conducción de calor entre los tubos vecinos que posteriormente conduce a una predicción errónea de la situación real de la aleta y su temperatura media en comparación con los resultados numéricos.

5. Nomenclatura

D_f profundidad de aleta [m] H_f altura de aleta [m] h_{fg} calor latente de agua [J/kg]

6. Agradecimientos

El trabajo de Abdelrahman Hussein Hassan en este proyecto ha sido parcialmente suportado por Generalitat Valenciana, bajo la programa de Santiago Grisolia 2012 con referencia GRISOLIA/2012/005. El apoyo económico del Ministerio de Economía y Competitividad de España, Numero de proyecto: DPI2011-26771-C02-01 es también ampliamente agradecido.

7. Referencias

- [1] HONG, K. WEBB, R. *Calculation of fin efficiency for wet and dry fins*. HVAC&R Research, 1996, vol. 2, pp. 27–41.
- [2] DOMANSKI, P. "Finned-tube evaporator model with a visual interface". En *Actas de Int. Congress of Refrigeration*. Sydney, Australia, 1999.
- [3] JIANG, H. AUTE, V. RADERMACHER, R. *Coil designer: a general-purpose simulation and design tool for air-to-refrigerant heat exchangers*. Int. J. of Refrig. 2006, vol. 29, pp. 601–610.
- [4] WU, X. WEBB, R.L. *Thermal and hydraulic analysis of a brazed aluminum evaporator*. Appl. Therm. Eng., 2002, vol. 22, pp. 1369–1390.
- [5] ZHAO, Y. LIANG, Y. SUN, Y. CHEN, J. *Development of a mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid*. Int. J. of Refrig. 2012, vol. 35, pp. 2166–2178.
- [6] MCQUISTON, F. *Fin efficiency with combined heat and mass transfer*. ASHRAE Trans., 1975, vol. 81, pp. 350–355.
- [7] SHARQAWY, M. ZUBAIR, S. *Efficiency and optimization of straight fins with combined heat and mass transfer – An analytical solution*. Appl. Therm. Eng., 2008, vol. 28, pp. 2279–2288.
- [8] CORBERAN, J. M. DE CORDOBA, P. GONZÁLVEZ-MACIÁ, J. ALIAS, F. *Semiexplicit method for wall temperature linked equations (SEWTLE): A general finite-volume technique for the calculation of complex heat exchangers*. Numerical Heat Transfer Part B-fundamentals, 2001, vol. 40(1), pp. 37–59.
- [9] ZHAO, Y. OHADI, M. RADERMACHER, R. "Microchannel Heat Exchangers with Carbon Dioxide". *Informe: ARTI-21CR/10020-01(septiembre 2001)*. CEEE, College Park, MD.
- [10] HASSAN, A. H. MARTÍNEZ-BALLESTER, S. GONZÁLVEZ-MACIÁ, J. "Impact of Dehumidification Modelling on the Performance Prediction for Minichannel Evaporators". En *Actas de Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference*. West Lafayette, USA, 2014.
- [11] INCROPERA, F. DEWITT, D. BERGMAN, T. LAVINE, A. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. New York: John Wiley & Sons, 2006.